Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

На правах рукописи

Папченков Анатолий Игоревич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОСИФОНОВ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Мунц Владимир Александрович

Екатеринбург – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4
ГЛАВА 1. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ С ТЕРМОСИФОНАМИ 15
1.1. Устройство, принцип действия и виды термосифонов 15
1.2. Расчет термосифонов 26
1.3. Расчет теплообмена при кипении 28
1.4. Теплообмен при конденсации 30
1.5. Влияние наличия НКГ на теплообмен при конденсации 33
ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 1 40
ГЛАВА 2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ И ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА. МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ 42
2.1. Объект исследования 42
2.2. Нарушение режимов эксплуатации термосифонов и последствия 46
2.3. Выявление причин выхода из строя 49
2.4. Методика проведения экспериментов и обработки экспериментальных данных 53
2.4.1. Монтаж и наладка измерительной системы 53
2.4.2. Измерения портативными приборами 65
2.4.3. Прочие измерения 68
2.4.4. Данные из автоматизированной системы учета технологических параметров теплоутилизационной установки 73
ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 2 78
ГЛАВА 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ И ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЕТОВ 79
3.1. Результаты измерений стационарными устройствами 79
3.2. Расчет теплотехнических характеристик термосифона 84
3.3. Теплообмен в последовательно расположенных рядах термосифонов 94
3.4. Расчет температуры стенки термосифона 98
3.5. Влияние отложений пыли на поверхности термосифонов 102
ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 3 111
ГЛАВА 4. МОДЕЛЬ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕРМОСИФОНАХ 112

4.1. Описание модели 112
4.2. Определение постоянной времени переходного процесса 116
4.3. Решение системы из двух уравнений 121
ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 4 125
ГЛАВА 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕРМОСИФОНОВ 126
5.1. Рекомендации по заполнению термосифонов 126
5.2. Рекомендации по удалению НКГ из полости ТС 129
5.3. Оптимизация процесса продувки нижнего блока ТС 137
5.4. Повышение устойчивости термосифонов к изгибу 139
5.5. Очистка поверхностей нагрева ТС 139
5.6. Защита поверхности термосифонов от коррозии 140
5.7. Рекомендации по изготовлению термосифонов 140
ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 5 142
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 144
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 147
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 150
ПРИЛОЖЕНИЯ 163
Приложение 1 163
Приложение 2 164
Приложение 3 165
Приложение 4 175
Приложение 5 177

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность выбранной темы.

Для энергоёмких отраслей промышленности России существенным потенциалом развития является рационализация потребления топливно-энергетических ресурсов. На предприятиях черной и цветной металлургии, нефтехимической промышленности, в топливно-энергетическом комплексе и ряде горно-обогатительных комбинатов для обеспечения технологических процессов используются первичные энергоресурсы (природный газ, кокс, уголь, мазут, продукты нефтепереработки и др.). Эти процессы сопровождаются выработкой высокопотенциальных вторичных энергоресурсов (ВЭР) в виде отходящих (технологических) газов с температурой от 400 до 1500 °С. К так называемым тепловым ВЭР, помимо тепла отходящих газов технологических агрегатов, также относится: тепло основной, побочной и промежуточной продукции, тепло рабочих тел, систем принудительного охлаждения агрегатов, тепло горячей воды и пара, отработанных в технологических и силовых установках [25].

Задача максимального использования вторичных энергоресурсов имеет не только экономическое, но и экологическое значение, поскольку снижение расходов топлива, обеспечиваемое использованием вторичных энергоресурсов, уменьшает количество вредных выбросов и снижает загрязнение окружающей среды. Пределом идеальной организации технологических и производственных процессов является создание безотходной по материалам и энергии технологии.

Доля ТЭР в структуре себестоимости продукции варьируется в пределах от 10 до 25 % (в зависимости от специфики отрасли). Поэтому основные задачи в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности, в т.ч. по утилизации ВЭР, за последние 10-15 лет по большей части решены. Для этого на государственном уровне созданы законодательные предпосылки и механизмы стимулирования, носящие как обязательный, так и рекомендательный характер. Основные из них: Федеральный закон от 23.11.2009 г. № 261 «Об

энергосбережении…», Постановление Правительства РФ от 10.01.2015 г. № 400 «Об утверждении требований к проведению энергетического обследования…», Постановление Правительства РФ от 17.06.2015 г. № 600 «Об утверждении перечня объектов и технологий, которые относятся к объектам и технологиям высокой энергетической эффективности…» и Постановление Правительства РФ от 25.08.2017 г. № 1006 «О внесении изменений в перечень…», ГОСТ Р ИСО 50001-2012 «Системы энергетического менеджмента. Требования и руководство по применению», ГОСТ Р 56828.24-2017 «НДТ. Энергосбережение. Руководство по применению наилучших доступных технологий для повышения энергоэффективности» и др.[1]

Решения по утилизации тепловых и горючих ВЭР общеизвестны. В отраслевых проектных научно-исследовательских институтах накоплен большой опыт проектирования и строительства котлов-утилизаторов. Стоит отметить, что в настоящее время отсутствует четкое разграничение между наименованием теплоутилизационных установок: УИО (установка испарительного охлаждения), ГИО (газоход испарительного охлаждения), ТЭА (технико-энергетический агрегат), ЭТА (энерготехнологический агрегат), КГ (кессонированный газоход), КУ (котел-утилизатор). Ранее, до 90-х г.г. XX века, можно было провести разграничение, например, при наличии хвостовых поверхностей нагрева, воздухоподогревателя (ВЗП) или водяного экономайзера (ВЭК), такую конструкцию уже нельзя было назвать УИО, поскольку в установке вырабатывается не только насыщенный, либо перегретый пар, но и подогревается дутьевой воздух и техническая вода для нужд установки, либо цеха. Такую установку уже называли котел-утилизатор. В последнее время наименование установки в основном зависит от формулировки, указанной заказчиком в задании на проектирование, исходя из собственного представления. Поэтому в рамках данной работы термины КУ, УИО, ТЭА, ЭТА и КГ являются синонимами, с обобщающим названием – теплоутилизационные установки.

[1] Ссылки на ГОСТ приводятся отдельным списком в конце работы [94-103].

Так, согласно [24, 25] в промышленности используются следующие котлы-утилизаторы:

1. Газотрубные котлы-утилизаторы (типа Г-250, Г-250П, Г-345, Г-345П, Г-550П), в которых отходящие газы проходят внутри труб, размещенных в водяном объеме барабана.

2. Водотрубные котлы-утилизаторы (КУ-40, КУ-60, КУ-100, КУ-100Б1, КУ-125, КУ-150, ПКК-30/24-70-5, ПКК-30/45А, ПКК-75/24-150-5, ПКК-75/45-150-5, ПКК-100/24-200-5, ПКК-100/45-200-5 и др.) с естественной и принудительной циркуляцией теплоносителя, с разделением на несколько секций.

3. Котлы-утилизаторы с кипящим слоем, установленные на производствах за обжиговыми печами серного колчедана, за печами обжига цинковых концентратов. Данные установки однобарабанные, водотрубные с естественной циркуляцией. Для создания условий, необходимых для проведения технологического процесса, часть испарительной поверхности и пароперегреватель установлены в кипящем слое; они обеспечивают снижение температуры слоя до необходимого уровня – 850-900 °С. В зависимости от технологических условий в кипящий слой также могут быть помещены пароперегреватель и кессоны.

4. Котлы-утилизаторы в установках сухого тушения кокса, сталеплавильных и медеплавильных конвертеров, в прокатном производстве, в целлюлозно-бумажной промышленности. Информацию по ним можно также найти в специализированной литературе [26-28].

К вышеперечисленным типам стоит добавить котлы-утилизаторы с термосифонами, исследованию которых посвящена настоящая работа. Более подробное описание конструкций, принципов действия и особенностей приводится в главе 1.

В рамках существующих рыночных отношений между хозяйствующими субъектами усилился разрыв между специалистами-проектировщиками и конструкторами со стороны проектной организации и специалистами промышленных предприятий, занимающимися непосредственной эксплуатацией

установок. Отсюда возникает «рецидив» повторения ошибок при проектировании и вводе в эксплуатацию новых объектов. Одной из задач настоящего исследования было систематизировать опыт эксплуатации котлов-утилизаторов с термосифонами, выявить положительные и отрицательные аспекты в принятых технических решениях.

В связи с вышеизложенным можно резюмировать, что несмотря на то, что большинство источников ВЭР уже оснащено теплоутилизационными установками, актуальность вопросов энергосбережения не снизилась, а перешла в новую плоскость – в эффективную эксплуатацию установок в рамках текущей операционной деятельности, а также в повышение требований к проведению ППР (планово-предупредительным ремонтам), капитальным ремонтам, формирование технических задач для тех. перевооружения и модернизации действующих установок.

В настоящей работе сделана попытка систематизировать накопленный опыт и обозначить наилучшие технические решения при проектировании и эксплуатации котлов-утилизаторов с термосифонами.

Термосифоны являются перспективными теплопередающими элементами в различных системах, требующих повышенной надёжности. Обладая простотой конструкции, автономностью и наличием двойного высокотеплопроводного барьера между нагреваемым и охлаждаемым теплоносителем, они позволяют существенно повысить надёжность и безопасность работы теплоутилизационных установок, включающих термосифоны в качестве поверхностей нагрева. Термосифоны обладают малым термическим сопротивлением, просты и автономны в работе и не требуют дополнительных затрат энергии на перекачку теплоносителя.

В ряде случаев для промышленного использования применение термосифонов обосновано, особенно для крупногабаритного оборудования, поскольку при высокой эффективности они дешевле в изготовлении. Перемещение рабочей жидкости из конденсатора в испаритель осуществляется самотеком за счет сил гравитации, что исключает потребность в пористом покрытии. Термосифоны могут успешно

использоваться в широком спектре задач, когда требуются эффективная передача тепла с минимальными потерями, либо высокая степень изотермичности поверхностей и/или окружающего внешнего пространства.

Степань разработанности темы.

Исследования тепловых труб и термосифонов выполняются в ведущих научных центрах ближнего и дальнего зарубежья. Широко известны работы М. Гроля (Германия) [31-33], представителей уральской научной школы Ю. Ф. Майданика [34-36] и В. М. Кисеева [37-39], Г. В. Кузнецова [49-51] М. Б. Х. Мантелли (Бразилия) [52-54], М. К. Безродного (Украина) [55-59], И. Л. Пиоро (Канада) [59-61].

В Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН (Национальной академии наук) Беларуси накоплен значительный научно-исследовательский материал, опыт разработки и внедрения теплообменных рекуператоров с термосифонами, о чем также имеются опубликованные статьи Л. Л. Васильева [2, 40-42].

В ОАО «НПО «ЦКТИ» (г. Санкт-Петербург), под руководством Б. Ф. Балунова [43-46] с 1996 г. были организованы уникальные ресурсные испытания термосифонов, находящихся под постоянной тепловой нагрузкой вплоть до 2018 г. В ОАО «НПО «ЦКТИ» проработаны «концепт-проекты» котлов-утилизаторов (разработана проектно-конструкторская документация, проведены тепловые и аэродинамические расчеты), накоплен существенный научно-экспериментальный опыт по определению теплогидравлических характеристик наклонных термосифонов, термосифонов с циркуляционной вставкой, термосифонов с разными теплоносителями, с титановым геттером и др. [47, 48].

Накопленный опыт исследований и экспериментов не учитывает производственные факторы, которые присутствуют в условиях эксплуатации промышленных установок с термосифонами отрасли цветной и черной металлургии, в частности: высокую запыленность отходящих газов, налипание отложений на

поверхности нагрева, воздействие систем очистки и систем охлаждения на теплопередающие характеристики термосифонов.

Цель работы заключается в повышении тепловой эффективности термосифонов при утилизации тепловых отходов ВЭР и эксплуатационной надежности работы термосифонов котлов-утилизаторов на протяжении всей кампании металлургической печи (источника ВЭР). Отсюда можно сформулировать **основные задачи исследования:**

– постановка и реализация промышленных экспериментов с обеспечением комплекса измерений требуемых параметров термосифонов при различных режимах работы котла-утилизатора;

– адаптация алгоритмов теплового расчета применительно к термосифонам и последующая их верификация с данными, полученными при проведении промышленных экспериментов;

– разработка модели и получение расчетных характеристик (постоянные времени и коэффициент усиления) термосифона как объекта регулирования;

– разработка мероприятий по повышению энергетической эффективности работы термосифонов и рекомендаций по их безаварийной эксплуатации.

Методология и методы исследования:

– эксперименты проведены в условиях действующей промышленной установки, на блоке из 42 термосифонов натурной конструкции и размеров, при натурных параметрах пароводяной смеси и параметров нагрузки теплоутилизационной установки;

– разработаны и сконструированы измерительные системы, фиксирующие с требуемой точностью количественные характеристики рассматриваемых процессов. Разработанные алгоритмы и порядок проведения исследований базируются на современных достижениях в области теплообмена, массообмена и гидродинамики;

– в эксперименте использованы современные средства измерения и регистрации измеряемых параметров.

Автор защищает:

1. Экспериментальные данные, полученные в процессе проведения промышленных экспериментов по охлаждению отходящих высокотемпературных газов медеплавильной печи и утилизации их тепла с помощью замкнутых двухфазных теплопередающих устройств (термосифонов), отражающие изменения теплотехнических характеристик системы в связи с накоплением пылевых отложений, налипающих на поверхности испарителей термосифонов.

2. Результаты вычисления теплопередающих характеристик двухфазного термосифона.

3. Модель расчета переходных процессов с полученными характеристиками термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов.

4. Наилучшие технические решения, обобщенные из опыта проектирования в эксплуатации теплоутилизационных установок с термосифонами.

5. Порядок заполнения двухфазных термосифонов рабочей жидкостью, включающий ее дозированное заполнение, дегазацию внутренней полости путем вакуумирования и герметизацию объема с помощью двойного сварного шва, и проверку на герметичность.

Научная новизна работы и теоретическая значимость:

– Впервые измерены фактические параметры работы термосифонов в котле-утилизаторе конструкции ОАО «Уралэнергоцветмет» за отражательной печью.

– Получена совокупность установленных в результате экспериментальных исследований закономерностей, технических и технологических рекомендаций, конструкторских решений, связанных с повышением надёжности работы термосифонов.

– Предложена модель переходных процессов в термосифоне с расчетом постоянной времени и коэффициента усиления термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов.

– Предложен новый порядок заполнения и герметизации термосифонов разработки ОАО «Уралэнергоцветмет, с внесением изменений в их конструкцию.

Практическая ценность и реализация результатов работы состоит в том, что полученные зависимости и расчетные характеристики были использованы ОАО «Уралмеханобр» в проектных проработках котлов-утилизаторов за печью «Ausmelt» ОАО «Святогор» и за печами Ванюкова ОАО «Среднеуральский медеплавильный завод» (Приложение 1). Результаты проведенных НИОКР подтверждаются актом оценки и использования результатов внедрения НИОКР (Приложение 2).

Результаты работы также могут быть использованы ОАО «Уралэнергоцветмет», ООО «Белэнергомаш – БЗЭМ», АО «Калугин», ОАО «ВНИИМТ» при проведении проектных, научно-исследовательских и конструкторских работ теплоутилизационных установок с термосифонами, а также промышленными предприятиями в рамках текущей эксплуатации и при проведении пуско-наладочных работ и модернизации действующих теплоутилизационных установок.

Результаты проведенных исследований также используются в Уральском энергетическом институте ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина» при ведении занятий по дисциплине «Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях».

Тема диссертации соответствует приоритетному направлению развития науки и техники в Российской Федерации: «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика».

Достоверность научных положений и выводов по работе основывается на следующем:

– в исследованиях использованы современные средства измерения, методы исследования и обработки опытных данных;

– используются апробированные методики измерений и метрологически поверенных приборов при проведении экспериментальных исследований;

– проверкой результатов теоретического и экспериментального исследования, статистической обработкой результатов измерений.

Личный вклад автора. В диссертации представлены результаты экспериментальных исследований и расчетов, выполненных автором и при его непосредственном участии. При этом автор самостоятельно разработал систему измерений параметров работы термосифонов в промышленных условиях, организовал проведение экспериментов с помощью систем измерения, разработал вспомогательные устройства для измерения параметров (в т.ч. термозащитный чехол для термопары с отсосом газа с помощью эжектора, устройство для измерения теплового потока, устройство для измерения температуры по высоте полости термосифона и др.). Автором подготовлены публикации, патенты на полезную модель и отчеты по выполненной работе.

Апробация результатов работы. Исследования автора по данной проблеме проводились с 2012 г. по 2018 г. Основные научные положения и результаты работы представлялись на следующих мероприятиях:

- Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии», г. Екатеринбург, 18–21 декабря 2012 г.;
- Всероссийская выставка научно-технического творчества студентов, аспирантов и молодых ученых «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» (VII Универсальная выставка «Энерго-ПромЭкспо 2012»), г. Екатеринбург, 18–21 декабря 2012 г.;
- Девятнадцатая Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках», г. Орехово-Зуево, Московская область, 20–24 мая 2013 г.;

- Международная научно-практическая конференция «Создание высокоэффективных производств на предприятиях горно-металлургического комплекса, г. Верхняя Пышма, 3–4 сентября 2013 г.;
- VIII Международная конференция «Проблемы промышленной теплотехники, г. Киев, 8–11 октября 2013 г.;
- VIII Всероссийский семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике, г. Екатеринбург, 12–14 ноября 2013 г.;
- VIII ежегодная Международная научно-практическая конференция «Повышение эффективности энергетического оборудования – 2013», МЭИ, г. Москва, 11–13 декабря 2013 г.;
- VI Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых учёных «Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве» (ТИМ 2017) с международным участием, г. Екатеринбург, 11–12 мая 2017 г.;
- XX Минский международный семинар «Тепловые трубы, тепловые насосы, холодильники, источники энергии», г. Минск, 10–13 сентября 2018 г.;
- Объединенные научные семинары кафедры «Промышленная теплоэнергетика» Уральского энергетического института (УралЭНИН), г. Екатеринбург.

Публикации. Результаты диссертации изложены в 19 печатных работах [1-3, 6-21], включая 3 статьи в рецензируемых изданиях из списка ВАК при Министерстве образования и науки РФ и 1 коллективную монографию [6]. В рамках проведения научных исследований получено 2 патента РФ на полезную модель: «Устройство для измерения температуры» и «Устройство для вакуумирования термосифонов» (№ 127458 и № 146019 соответственно) [4-5], подготовлено два отчета по договору о проведении НИР [22-23].

Структура и объём работы. Диссертация содержит 146 страниц основного текста (введение, 5 глав с выводами, заключение по работе), 56 рисунков, 20 таблиц, 5 приложений на 16 страницах. Список литературных источников

содержит 103 наименования (включая труды автора). Общий объем диссертации составляет 178 страниц.

ГЛАВА 1. КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ С ТЕРМОСИФОНАМИ

1.1. Устройство, принцип действия и виды термосифонов

В современной теплотехнике широко применяются тепловые трубы и термосифоны – автономные замкнутые двухфазные устройства для передачи тепла, теплопроводящие свойства которых выше, чем у самых теплопроводных металлов. Принцип действия тепловых труб и термосифонов заключается в реализации внутри герметичного корпуса испарительно-конденсационного цикла и переносе тепла в виде скрытой теплоты парообразования путем циркуляции паровой и жидкой фаз между зонами нагрева и охлаждения. В двухфазных термосифонах возврат жидкости из конденсатора в испаритель происходит под действием гравитационных сил, поэтому испаритель должен располагаться ниже конденсатора. На рисунке 1.1 представлена схема термосифона, установленного в радиационной части кессонированных газоходов за отражательными печами № 1 и № 2 ОАО «Святогор».

Конструкция термосифона представляет собой герметично закрытую полость, частично заполненную теплоносителем (водой). Внутри полости термосифона происходят фазовые превращения (процессы кипения и конденсации), в результате которых образуются две фазы – паровая и жидкая. Соответственно, при проведении расчетов выделяют два процесса, протекающих в полости элемента: зона испарения-нагрева и зона конденсации.

Работа термосифона основана на гравитационном принципе с противоточным движением парового потока от зоны испарения к зоне конденсации и обратным движением конденсата этого пара.

Термосифон являются перспективными теплопередающими элементами в различных системах, требующих повышенной надёжности. Обладая простотой конструкции, автономностью и наличием двойного высокотеплопроводного барьера между нагреваемым и охлаждаемым теплоносителем, они позволяют существенно

повысить надёжность и безопасность работы теплоутилизационных установок, включающих термосифоны в качестве поверхностей нагрева. Термосифоны обладают малым термическим сопротивлением, просты и автономны в работе и не требуют дополнительных затрат энергии на перекачку теплоносителя.

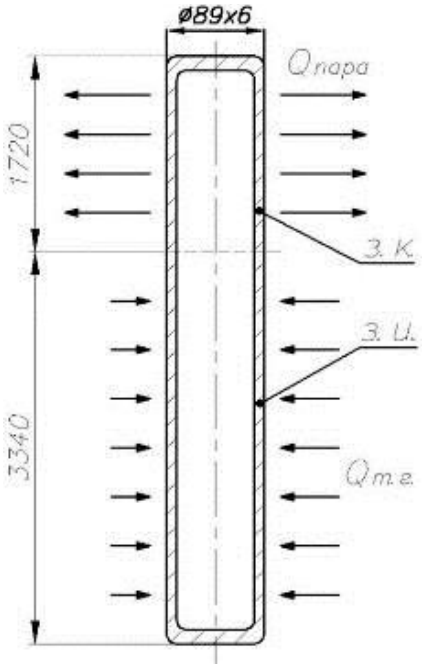


Рисунок 1.1 – Общий вид термосифона: з. к. – зона конденсации; з. и. – зона испарения; $Q_{т.г.}$ – тепло, передаваемое от технологических газов термосифону; $Q_{пара}$ – тепло, получаемое от термосифона пароводяной смесью контура естественной циркуляции

В нижней части термосифона происходит интенсивное кипение теплоносителя (воды), пар поднимается в верхнюю часть термосифона (конденсатор), охлаждается котловой водой, поступающей через нижний коллектор и, конденсируясь, стекает по стенкам термосифона в нижнюю его часть. Процесс кипения и охлаждения происходит непрерывно. При этом котловая вода, охлаждая блоки ТС (рисунок 1.2), частично испаряясь, преобразуется в пароводяную смесь и за счет разницы плотностей между теплоносителем опускного и подъемного контуров, поднимается в барабан-сепаратор.

В случае образования течи, трещин, прогара в термосифоне, пар из него попадает в топку котла и выносится с уходящими газами. При этом нижняя часть термосифона «отгорает» и может быть удалена через бункер, либо лазы в период

останова теплоутилизационной установки, что не приводит к нарушению технологического процесса и финансовым потерям от недовыпуска продукции.

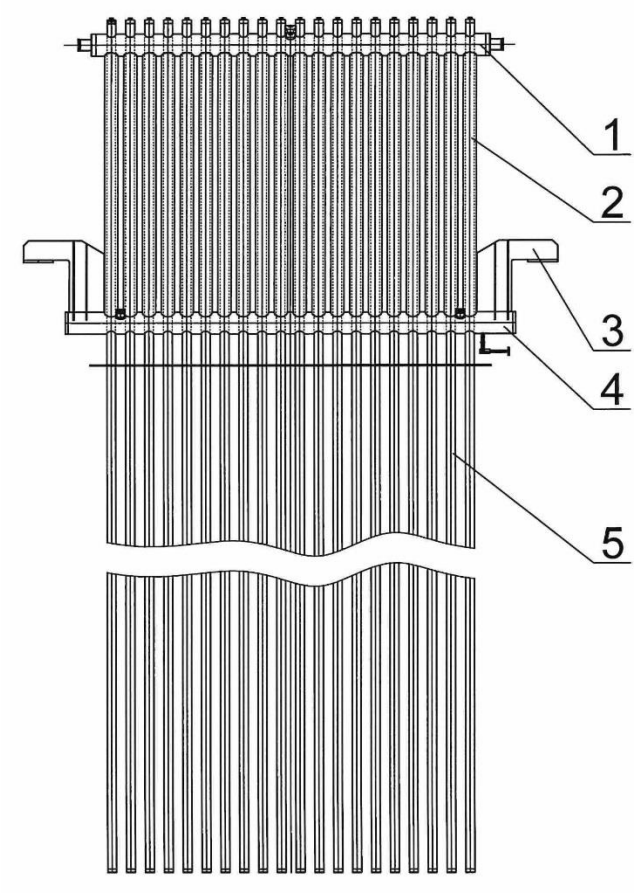


Рисунок 1.2 – Блок термосифонов: 1 - верхний коллектор, 2 – охлаждаемый участок термосифона (конденсатор), 3 – опоры блока, 4 – нижний коллектор, 5 – нагреваемый участок термосифона (испаритель)

Блоки термосифонов могут набираться в любых количествах в зависимости от поперечного сечения газохода котла-утилизатора и расхода охлаждаемого газа.

Котлы-утилизаторы с термосифонами уникальны с точки зрения конструкторских решений. Это связано, прежде всего, с необходимостью на этапе проектирования встроить установку в уже действующее производство, учитывая габариты цеха, расположение источников ВЭР и другого оборудования, характер технологического процесса. Примеры общих видов котлов-утилизаторов приведены на рисунках 1.3-1.5.

Котлы-утилизаторы состоят из следующих основных узлов: барабана-сепаратора с сепарационными устройствами, радиационного газохода,

конвективного газохода, потолочных/боковых панелей и панелей переходного газохода, блоков термосифонов, системы газо-импульсной очистки, воздухоподогревателя, бандажной и опорной конструкций, трубопроводов с подвесками и арматурой; каркаса с лестницами и площадками.

Радиационный газоход устанавливается непосредственно за камерой дожигания и зачастую является продолжением аптейка металлургической печи, поэтому он снабжен устройством, воспринимающим тепловые расширения.

Переходный газоход, соединяющий радиационный и конвективный газоходы котла, состоит из газоплотных панелей (боковых и/или потолочных).

Конвективный газоход состоит из двух блоков, верхнего и нижнего. Нижний конвективный блок имеет бункерную часть с отверстием для выхода пыли, оседающей по мере движения технологических газов.

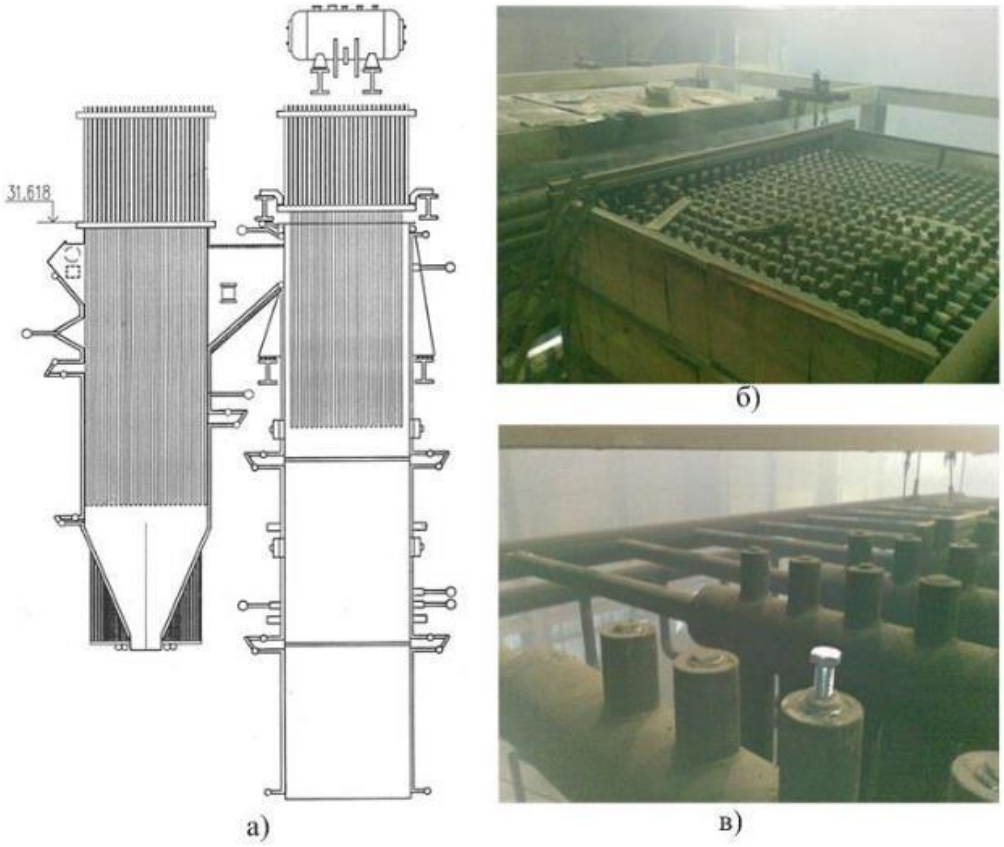


Рисунок 1.3 – П-образный котел-утилизатор с термосифонами: а) – общий вид, б) – конвективная группа термосифонов (в процессе монтажа); в) – термосифоны радиационной группы с гильзой для измерения температуры

Конвективный газоход имеет бункерную часть с отверстием для выхода пыли в систему пневмотранспорта. Блоки термосифонов, установленные в конвективном газоходе, имеют конструкцию, позволяющую разделить газоход на две вертикальные части для создания поворота газового потока. В нижней части КУ имеет также бандажную систему для восприятия внутреннего давления газов при взрывах, лазы, и оборудован системой импульсной очистки поверхностей котла.

Газоходы котла, как правило, изготавливаются из гладкостенных цельносварных панелей, представляющих собой экранные трубы диаметром 42×5 мм. При высоких термических нагрузках к нему может быть предусмотрен приварной огневой лист толщиной 6-10 мм. Шаг между трубами может составлять от 60 до 120 мм. В качестве материала для огневого листа в радиационном газоходе используют сталь 12Х1МФ, для конвективного – сталь 20.

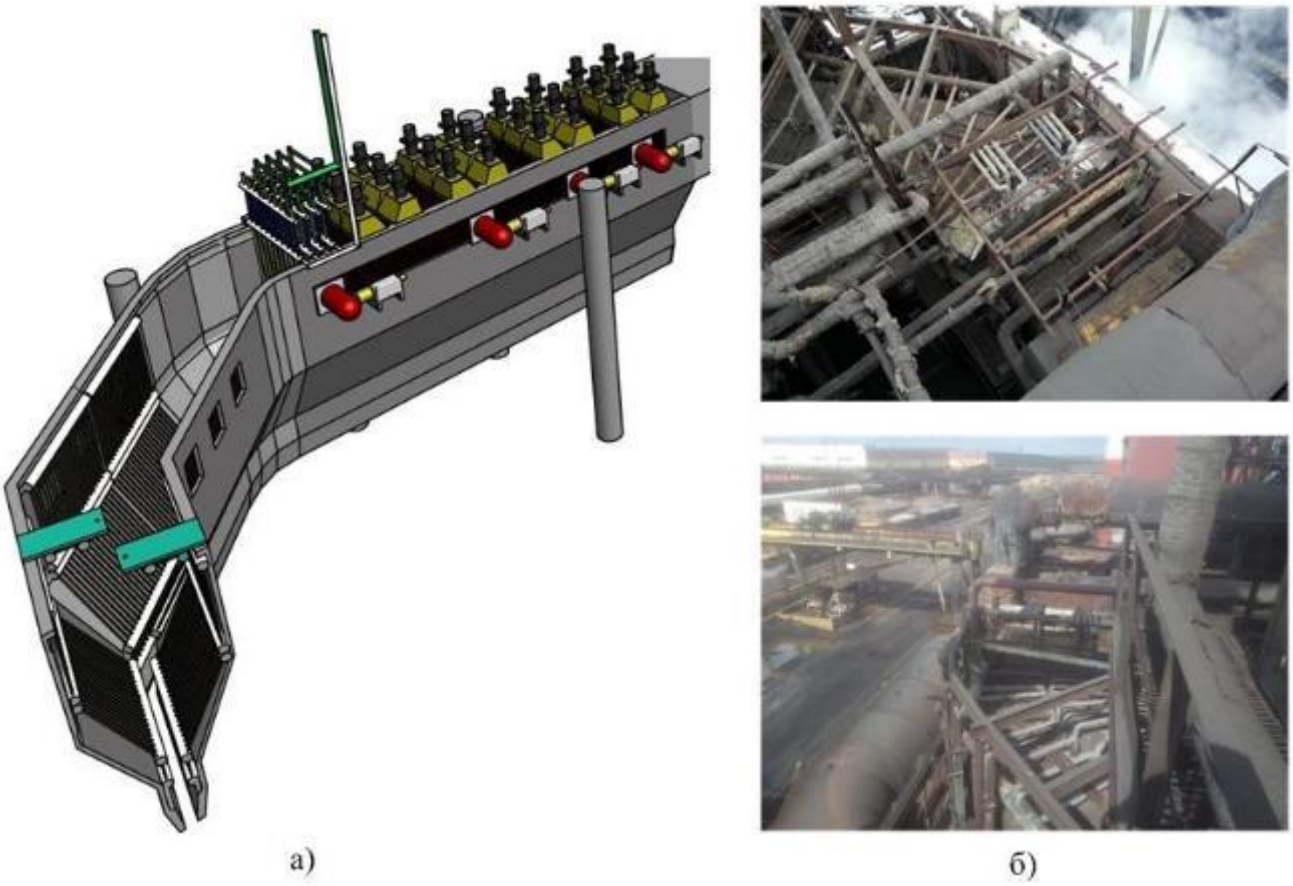


Рисунок 1.4 – Схема котла-утилизатора с термосифонами «туннельного» типа: а) – схема кессонированного газохода; б) – фотографии газохода

Радиационный, конвективный газоходы и блоки термосифонов устанавливаются на каркас котла через опорные конструкции. Опорные конструкции котла представляют собой «лапы», изготовленные из листов и укрепленные на панелях газоходов, опирающиеся на катковые блоки, установленные на конструкциях каркаса котла.

Для повышения эффективности омывания поверхности термосифонов горячими газами в котлах туннельного типа устанавливают специальные перегородки, а в котлах П-образного типа наваривают на отдельный блок термосифонов так называемые «плавники», служащие естественной преградой для прохождения газов между трубами блока.

Для чистки поверхностей нагрева от пыли котлы-утилизаторы снабжаются системами очистки: газоимпульсной, пневмоипульсной и/или магнитоимульсной.

Котлы-утилизаторы конструкции ОАО «Уралэнергоцветмет» работают на естественной циркуляции. Для увеличения надежности циркуляции экраны газоходов и блоки термосифонов разбиваются на несколько независимых циркуляционных контуров.

Принцип работы на естественной циркуляции теплоносителя основывается на разности удельных весов воды в опускные трубопроводы и пароводяной смеси, образующейся в результате отъема тепла охлаждающими поверхностями установки.

Питательная вода подается в барабан – сепаратор, откуда затем по опускным трубопроводам поступает к теплообменным поверхностям (панелям) и блокам термосифонов. В них вода частично превращается в пароводяную смесь, которая по подъемным трубопроводам возвращается в барабан-сепаратор, где происходит двухступенчатая сепарация пара (отделение пара от воды). В первую ступень (чистый отсек) включаются экраны радиационного газохода и блоков термосифона. Во вторую ступень (соленый отсек) включаются экраны котла-утилизатора и ширмы конвективного газохода. В качестве сепарационных устройств чистого отсека устанавливаются погружные дырчатые щиты и пароприемный потолок. В соленом отсеке установлены два внутрибарабанных циклона. Отсепарированный пар

отводится по паропроводу потребителям, а вода остается в барабане-сепараторе. Недостаток воды в барабане – сепараторе восполняется питательной водой.

а)

б)

Рисунок 1.5 – Котел-утилизатор с термосифонами за вельц-печью «Усть-каменогорского металлургического комбината (Казахстан): а) вид сверху: в «рассечку» между радиационной и конвективной группой термосифонов установлен воздухоподогреватель; б) вид с торца (котел-утилизатор в процессе монтажа)

Барабан-сепаратор устанавливается выше котла-утилизатора для обеспечения напора при естественной циркуляции. Как правило, он изготавливается из стали 20, толщина стенки – свыше 20 мм (в зависимости от параметров вырабатываемого пара).

Отходящие технологические газы после источников ВЭР (металлургических печей, конверторов и т.п.) с температурой от 600 до 1300°С через аптейк последовательно поступают сначала в радиационную, затем и конвективную часть газохода, где за счет теплообмена охлаждаются до температуры 450–500°С. Зачастую, при стабильных тепловых нагрузках, устанавливают хвостовые поверхности нагрева: воздухоподогреватель для подогрева дутьевого воздуха и водяной экономайзер для подогрева питательной поды. Учитывая агрессивность отходящих газов, в качестве материала для хвостовых поверхностей практичнее выбирать нержавеющую сталь, либо предусматривать спец. покрытия [29].

Исследуемые термосифоны конструкции ОАО «Уралэнергоцветмет» по [30] можно квалифицировать следующим образом:

- по классификации тепловодов[2] – к однокорпусным замкнутым (закрытым) гравитационным двухфазным термосифонам;
- по конструкции и типу действия относятся к испарительным;
- по способу расположения: вертикальные;
- по разновидности режима работы: режим двухфазной смеси;

Способ обтекания газов, в зависимости от конструкции теплоутилизационной установки, может быть как продольный, так и поперечный, расположение – шахматное либо коридорное, в зависимости от задач проектирования.

В таблице 1 представлены основные действующие в настоящее время теплоутилизационные установки с термосифонами. Опыт применения термосифонов на металлургических предприятиях России и стран СНГ за последние 15 лет позволил выявить и сформулировать актуальные задачи для повышения эффективности их применения и обобщить комплекс операционных улучшений по изготовлению, установке, заполнению и эксплуатации термосифонов.

---

[2] Все типы термосифонов и тепловых труб можно объединить общим термином «тепловоды» [30]. Особенностью тепловодов является принцип автономности работы, который заложен в основу классификации.

Таблица 1 – Действующие теплоутилизационные установки с термосифонами

№ п.п.	Предприятие	Наименование и марка теплоутилизационной установки	Источник технологических газов (ВЭР)	Конструкция термосифона	Количество термосифонов	Разработчик установки
1	ОАО «Святогор», г. Красноуральск	Кессонированный газоход № 1 (теплоутилизационная установка)	Отражательная печь № 1	4 блока по 10 штук; 4 блока по 11 штук	84	ОАО «Уралэнергоцветмет», г. Екатеринбург
2		Кессонированный газоход № 2 теплоутилизационная установка)	Отражательная печь № 2	2 блока по 10 штук; 2 блока по 11 штук	42	
3	ОАО «Среднеуральский медеплавильный завод», г. Ревда	Котел-утилизатор РКЦМ -30/45-40	Печь Ванюкова № 1	**Радиационная часть:** 9 блоков по 19 штук; 2 блока по 18 **Конвективная часть:** 19 блоков по 19 штук; 2 блока по 13 штук (один - плавниковый)	594	

Продолжение таблицы 1

4		Котел-утилизатор РКЦМ -21/45-40	Печь Ванюкова № 2	**Радиационная часть:** 5 блоков по 20 штук **Конвективная часть:** 9 блоков по 15 штук; 8 блоков по 11 штук (один - плавниковый)	323	
5	ООО «Медногорский Медно-серный комбинат», г. Медногорск	Установка испарительного охлаждения	Плавильный агрегат «Победа»	**Радиационная часть:** 2 группы по 22 блока по 11 штук **Конвективная часть:** 2 группы по 22 блока по 11 штук	968	
6		Установка испарительного охлаждения	Конверторы №2,3	**Конвективная часть: 4** группы по 22 блока по 11 штук	968	
7	ЗАО «Карабашмедь», г. Карабаш	Котел-утилизатор	Печь «Ausmelt»	**Конвективная часть**	209	
8	АО «Казцинк», «Усть-каменогорский металлургический комплекс», г. Усть-Каменогорск, республика Казахстан	Котел-утилизатор РКЦМ-15/14-50	Вельц-печь	**Радиационная часть:** 22 блока по 13 штук **Конвективная часть:** 18 блоков по 13 штук	520	

Продолжение таблицы 1

9	АО «Казцинк», «Риддерский металлургический комплекс», г. Риддер, республика Казахстан	Котел-утилизатор РКЦМ-15/14-50	Вельц-печь	**Конвективная часть I:** 22 блока по 13 штук **Конвективная часть II:** 18 блоков по 13 штук	520	
10	ОАО «Ярославский технический углерод», г. Ярославль	Котел-утилизатор	Печь-реактор для производства сажи	н/д*		ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург
11	ОАО «НАФТАН» (ОАО «Новополоцкий нефтеперерабатывающий завод», г. Новополоцк, республика Беларусь	Рекуператор	Печь установки «ПЛАТФОРМА-3»	n_1 x n_2=30 x 32=960; Труба ∅57х4,5 , L=5,1 м , 2 ребра $h_{реб.}$=35мм; $\delta_{реб.}$=5мм	960	
12	МУП «Водоканал Санкт-Петербурга»	4 теплообменных аппарата с термосифонами	н/д	н/д	3400	

* – проектная документация разработана, но проект до конца не реализован.

Уникальные свойства тепловых труб и термосифонов способствуют их активному применению, однако для создания эффективных устройств данного вида и успешного их применения требуется научное обеспечение. Вместе с тем стоит учитывать накопленный опыт эксплуатации термосифонов в промышленном производстве с учетом специфики отрасли, в которых они применяются. В главе 2 приведены примеры выхода из строя термосифонов в процессе эксплуатации, указаны причины и механизм разрушения термосифонов (рисунки 2.5-2.7). Так, на ряде установок, по итогам завершения кампании, количество действующих термосифонов за период эксплуатации от 6 до 18 месяцев в среднем остается на уровне 60-80 % от первоначального. Таким образом, при внедрении новых устройств с термосифонами, а также при проведении капитального ремонта действующих установок необходимо уделять внимания вопросам повышения надежности и эффективности их работы.

1.2. Расчет термосифонов

Эффективность теплопередачи теплообменных аппаратов и поверхностей нагрева котлов-утилизаторов с термосифонами зависит от многих факторов, что затрудняет унификацию подходов при их проектировании и конструировании.

Описанные в литературе расчетные модели [31, 54, 57, 62, 63] предназначены для определения теплопередающих способностей устройств. Одной из важнейших характеристик при этом является термическое сопротивление R, определяемое как отношение между разностью средних температур испарителя и конденсатора к плотности передаваемого потока:

$$R = \frac{\overline{T}_{ev} - \overline{T}_{c}}{q} = \frac{\Delta T}{q} \tag{1.1}$$

Полное термическое сопротивление складывается из локальных составляющих, которые образуют контур. При работе устройства в стационарном режиме на пути передаваемого теплового потока находится 10 отдельных термических сопротивлений, которые схематически изображены на рисунке 1.6 [31].

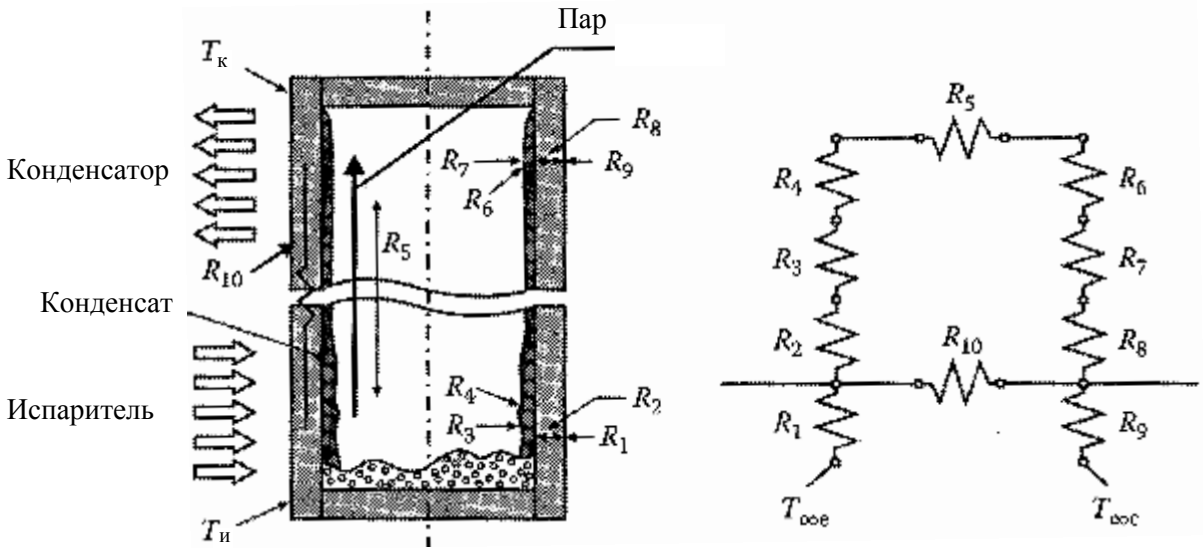


Рисунок 1.6 – Контур термических сопротивлений термосифона

С учетом всех сопротивлений контура полное термическое сопротивление может быть выражено следующим образом:

$$R = R_1 + \left[\left(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8\right)^{-1} + R_{10}^{-1}\right]^{-1} + R_9 \qquad (1.2)$$

Обычно R_1 значительно больше остальных термических сопротивлений контура. Поскольку оно параллельно цепочке сопротивлений от R_2 до R_8, оно может быть удалено из общего выражения. R_5, напротив, очень мало и также может быть исключено. Сопротивлениями R_4 и R_5, связанными с кривизной менисков на границе жидкость – пар и с перепадом давлений, ввиду их малости также можно пренебречь. Таким образом, оценивая полное

термическое сопротивление термосифона котла-утилизатора, обычно принимают во внимание следующие составляющие:

– внешнее сопротивление испарителя R_1;

– сопротивление стенки испарителя R_2;

– сопротивление, связанное с испарением, R_3;

– сопротивление, связанное с процессом конденсации, R_7;

– сопротивление стенки конденсатора, R_8;

– внешнее сопротивление конденсатора (испарение котловой воды), R_9.

Таким образом,

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \tag{1.3}$$

В большинстве случаев, определяющими являются внешние сопротивления R_1 и R_9, величины которых превышают остальные.

Кроме определения полного термического сопротивления, расчет термосифона предполагает также определение условий его работоспособности, в частности, критических тепловых потоков, при которых возможно пересыхание поверхности испарителя, либо давление и температура внутри корпуса достигают таких величин, при которых может существовать только одна фаза – пар либо жидкость.

1.3. Расчет теплообмена при кипении

В целом при достаточно развитом кипении, когда вблизи поверхности нагрева объемное паросодержание становится значительным, высокая интенсивность теплоотдачи при кипении определятся малым термическим сопротивлением тонкой жидкостной прослойки, остающейся на самой поверхности нагрева. Наличие такой прослойки во всей области пузырькового кипения подтверждается результатами ряда

экспериментальных работ, связанных с изучением механизма кипения. Перенос теплоты через этот пристенный слой жидкости вследствие его малой толщины осуществляется, в основном, теплопроводностью.

При анализе и обработке опытных данных авторы [64] рекомендуют учесть, что коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении зависит от плотности теплового потока слабее, чем от температурного напора. Это следует из выражения $q = \alpha \Delta t$, следовательно, если $\alpha \sim q^n$, то $\alpha \sim \Delta t^m$, где $m = \dfrac{n}{1-n}$. Поэтому зависимость, построенная в координатах (α, q) является более плавной и точнее описывает процесс.

По данным Михеева М. А., для расчета теплоотдачи при пузырьковом кипении может быть рекомендована следующая зависимость:

$$\alpha = b\left(\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s}\right)^{1/3} q^{2/3}, \tag{1.4}$$

где b – коэффициент:

$$b = 0{,}075\left[1 + 10\left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''}\right)^{2/3}\right] \tag{1.5}$$

Все физические свойства в этой формуле следует выбирать по температуре насыщения.

На основании общего уравнения для каждой жидкости автором [65] были получены более простые выражения, в том числе для воды:

$$\alpha = \frac{3{,}4 p_s^{\,0{,}18}}{1 - 0{,}0045 p_s} q^{2/3}, \tag{1.6}$$

где p_s – бар;

q – Вт/м^2.

Формула применима в диапазоне давлений от 1 до 200 бар.

Авторами [66] были проведены исследования интенсивности теплообмена при кипении жидкостей в широком диапазоне изменения геометрических, режимных и физических параметров. Термосифоны были выполнены из труб из нержавеющей стали с размерами $d_{\text{нар}}/d_{вн} = 22/20$, 32/30, 40/38 мм; длина участка нагрева изменялась от 0,2 до 0,4 м. Полученные опытным путем данные были обобщены с помощью формулы:

$$Nu = 0{,}21\mathrm{Re}^{1/3} \tag{1.7}$$

Однако в большинстве случаев при обработке экспериментального материала рекомендуется использовать следующую зависимость для кипения в большом объеме:

$$\alpha = 38{,}7 \cdot \Delta t^{2{,}33} \cdot p_s^{\;0{,}5} \tag{1.8}$$

Все вышеописанные зависимости отражают лишь некий средний уровень теплоотдачи. Отклонения данных разных исследователей в данной области в основном объясняются не погрешностями измерений, а различием в поверхностных условиях. Эти отклонения лежат в пределах ±35%.

Для сравнения результатов вышеописанных зависимостей в разделе 3.3 автором приведен расчет коэффициента теплоотдачи по разным методикам.

1.4. Теплообмен при конденсации

При конденсации пара на внутренней поверхности термосифона конденсат выпадает в виде сплошной пленки. В верхней части пленки, когда ее толщина и скорость течения невелики, имеет место ламинарный режим течения.

При наличии в нижней части поверхности охлаждения турбулентного течения пленки конденсата средний коэффициент теплоотдачи по всей поверхности, т.е. с включением начального ламинарного участка течения пленки [64]:

$$\alpha = \alpha_л \frac{x_{кр}}{l_к} + \alpha_т \left(1 - \frac{x_{кр}}{l_к}\right), \tag{1.9}$$

где $x_{кр}$ - координата условной границы перехода от ламинарного течения пленки к турбулентному.

Средний коэффициент теплоотдачи в ламинарной области течения рассчитывается по формуле Нуссельта:

$$\alpha_л = 0{,}943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{ж}^{2} \cdot \lambda_{ж}^{3}}{\mu_{ж} \cdot \Delta t \cdot l_к}} . \tag{1.10}$$

Из уравнения следует, что средний коэффициент теплоотдачи уменьшается с ростом высоты и температурного напора.

Однако данная формула не учитывает зависимости коэффициентов вязкости и теплопроводности конденсата от температуры, что, безусловно, влияет на интенсивность теплоотдачи. Данное влияние было исследовано в [67, 68]. В результате проведенных исследований, авторами была введена поправка ε_t, учитывающая переменность физических параметров с температурой:

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{ñ}}{\lambda_{í}}\right)^3 \frac{\mu_{í}}{\mu_{ñ}}\right]^{1/8} . \tag{1.11}$$

По данным Н. В. Зозули [70], поправка ε_t достаточно хорошо учитывает влияние переменности физических свойств конденсата на теплоотдачу и по своим числовым значениям близка к поправке $\left(\mathrm{Pr}_н / \mathrm{Pr}_c\right)^{0,25}$.

Кроме того, по данным Капицы П. Л. , на вертикальной поверхности со временем возникает волновое течение пленки, что приводит уменьшению средней толщины пленки и увеличению средней тепловой проводимости. По данным [65], это связано с тем, что в те моменты, когда действительная толщина пленки δ меньше средней толщины $\delta_{ср}$, тепловая проводимость

λ/δ возрастает более значительно, чем она уменьшается в моменты, когда $\delta > \delta_{ср}$, поэтому в среднем проводимость растет. Как следствие, в выражение Нуссельта была введена еще одна поправка, которая, по [68], имеет вид:

$$\varepsilon_{\upsilon} = \mathrm{Re}^{0,04} \tag{1.12}$$

Таким образом, для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при конденсации практически неподвижного пара на вертикальных поверхностях может быть использована формула [70]:

$$\overline{\alpha}_{л} = \alpha_{л} \cdot \varepsilon_{t} \cdot \varepsilon_{\upsilon} \tag{1.13}$$

В результате приведения данного уравнения к безразмерному виду и с учетом того, что $\varepsilon_t^{1,04} \approx \varepsilon_t$ и $\varepsilon_{\upsilon} = \mathrm{Re}^{0,04}$, авторами [71] было получено следующее выражение для числа Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_{н} = 0,95 Z_{н}^{0,78} \varepsilon_t, \tag{1.14}$$

где

$$Z_{н} = Ga^{1/3} \frac{\lambda_{ж} \Delta t}{r \mu_{ж}}, \tag{1.15}$$

индекс «н» показывает, что физические параметры конденсата, входящие в числа Re и Z, выбираются по температуре насыщения.

При $\mathrm{Re} \geq 400$ течение в нижней части пленки становится турбулентным.

Средний коэффициент теплоотдачи в турбулентной области течения рассчитывается по формуле:

$$\frac{\alpha_{т}}{\lambda_{ж}} \left(\frac{\nu^2{}_{ж}}{g} \right)^{1/3} = 0,0325 \, \mathrm{Re}^{0,25} \, \mathrm{Pr}^{0,5}, \tag{1.16}$$

где

$$\frac{\alpha_{т}}{\lambda_{ж}} \left(\frac{\nu^2{}_{ж}}{g} \right)^{1/3} = \frac{Nu}{Ga^{1/3}} \tag{1.17}$$

Полученные выражения справедливы в диапазоне чисел Рейнольдса $1{,}5 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} \le 6{,}9 \cdot 10^4$.

1.5. Влияние наличия НКГ на теплообмен при конденсации

При наличии в паре воздуха или других неконденсирующихся газов по данным некоторых авторов теплоотдача при конденсации сильно снижается. Это происходит потому, что на холодной стенке конденсируется только пар, а воздух остается. При отсутствии конвекции с течением времени воздух скапливается около стенки и оказывает значительное препятствие продвижению пара к стенке.

Полученные выводы сделаны на основании закона Дальтона, который говорит о том, что общее давление смеси p_0 составляется из парциальных давлений пара $p_п$ и воздуха $p_в$, т.е. $p_0 = p_п + p_в$. Вследствие конденсации пара $p_п$ у стенки меньше, чем в остальном объеме. Поэтому в направлении к стенке $p_п$ непрерывно падает, и чем ближе к стенке, тем быстрее, а $p_в$, наоборот, возрастает (рисунок 1.7). Следовательно, у стенки получается зона с повышенным содержанием воздуха, через которую молекулы пара проникают лишь путем диффузии. Следствием этого является снижение температурного напора, так как из-за уменьшения парциального давления пара у поверхности пленки температура насыщения всегда ниже температуры насыщения при давлении p_0.

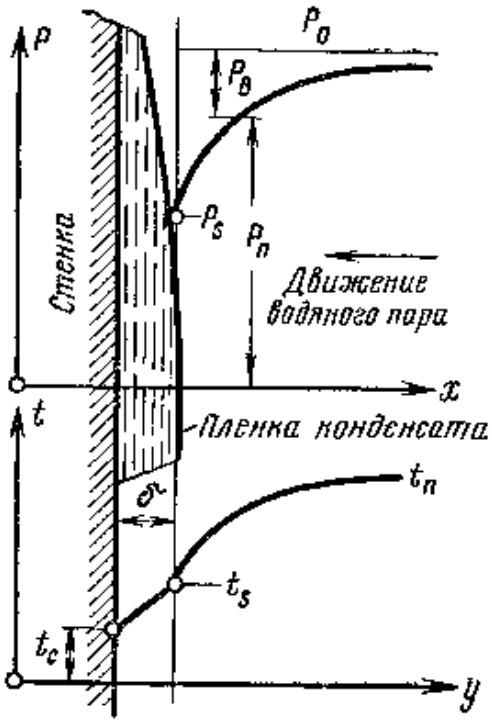


Рисунок 1.7 – Характер изменения парциальных давлений пара и воздуха, а также температуры пара

Опытная кривая изменения относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от концентрации воздуха в паре, по данным [67], приведена на рисунке 1.8. Здесь по оси абсцисс нанесено значение массовой концентрации воздуха в паре $\chi = m_в / m_п$ %, а по оси ординат – отношение $\alpha_в / \alpha$, где $m_в$ - масса воздуха, кг; $m_п$ - масса пара, кг, содержащиеся в единице объема смеси. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_в$ отнесен к разности температур $t_п - t_с$, где $t_п$ - температура паровоздушной смеси вдали от поверхности. На рисунке 1.8 приведены опытные данные Гудемчука, Лангена и Отмера. Опыты проводились на горизонтальных трубах при ламинарном течении пленки конденсата при температуре насыщения 50–115 °С. Полученные данные фактически охватывают более 150 опытов. Как видно из рисунка 1.8, при содержании в паре даже 1% воздуха коэффициент теплоотдачи снижается на 60%.

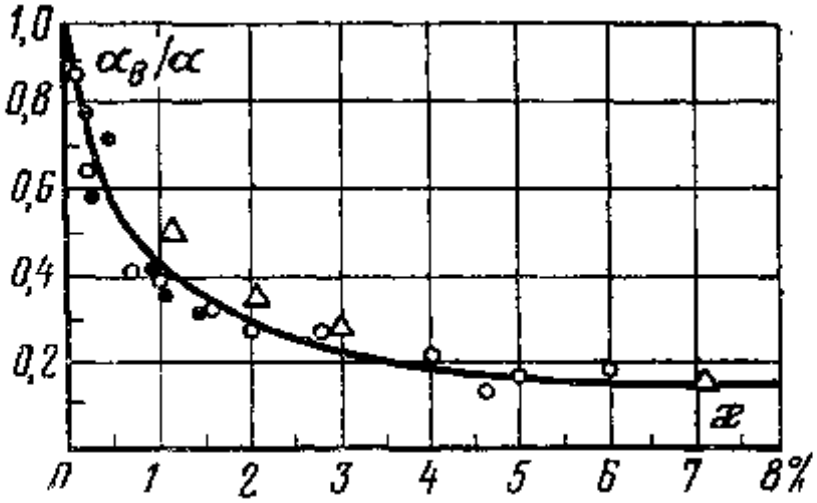


Рисунок 1.8 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи от концентрации воздуха в паре

На рисунке 1.9 показаны опыты И. В. Мазюкевича по конденсации паров аммиака на горизонтальной трубе D=16 мм, в присутствии примесей воздуха. Данный рисунок иллюстрирует изменение зависимости α от q при повышении концентрации нейтрального газа в паро-газовой смеси.

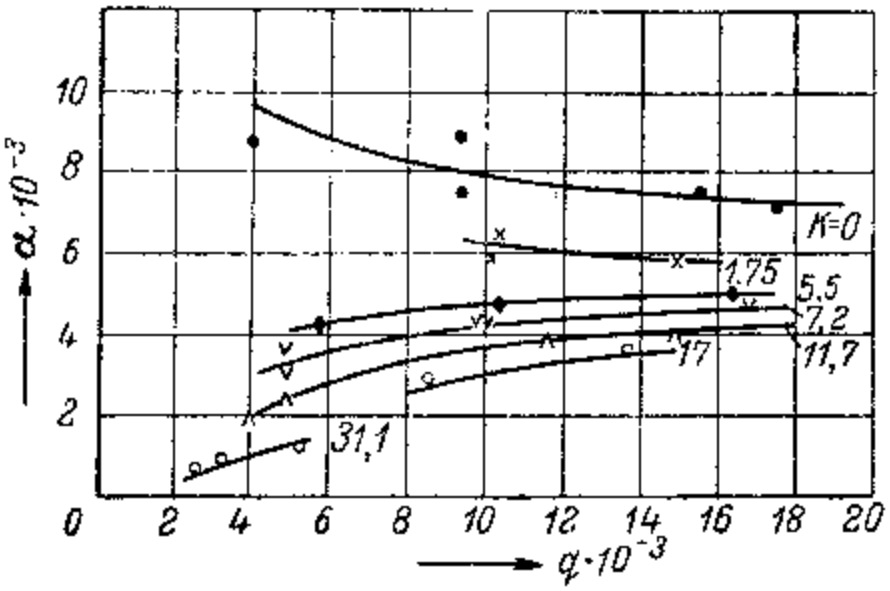


Рисунок 1.9 – Зависимость α от теплового потока при конденсации паров аммиака из смеси с воздухом по Мазюкевичу: p=7 ата, k – объемная концентрация воздуха

Однако существуют работы, в которых опытном путем получены результаты, отличные от вышеизложенных.

Автор [72] исследовал теплообмен в воздухоподогревателе с промежуточным теплоносителем. Лабораторные исследования процесса теплообмена внутри труб воздухоподогревателя показали, что выражение для коэффициента теплопередачи рассматриваемого воздухоподогревателя имеет вид:

$$k = \frac{\varphi_{\text{в}}}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{г}}} + \varepsilon\right)\frac{H}{H_{г}} + \frac{1}{\alpha_{в}}\frac{H}{H_{в}}}, \tag{1.18}$$

где $\varphi_{\text{в}}$ – коэффициент учитывающий ухудшение работы поверхности вследствие наличия в трубах неконденсирующихся газов.

Данный коэффициент был получен опытным путем в зависимости от температуры стенки в обогреваемой части. Исследования проводились в диапазоне температур от 80 до 200 °С. В результате было получено, что коэффициент $\varphi_{\text{в}}$ находился в переделах от 0,75 до 0,96. Это говорит о том, что влияние неконденсирующегося газа – воздуха – не столь велико, как это описывалось ранее.

В рамках проводимых исследований автором была проведена оценка [1] влияния неконденсирующихся газов на процессы конденсации водяного пара из парогазовой смеси при фактических условиях работы термосифона.

Опираясь на опыт разработки математических моделей влияния неконденсирующихся газов на процессы тепло- и массообмена [73-76] были получены зависимости (рисунок 1.10).

Влияние НКГ на коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара определялось по методике «КТЗ» (Калужского турбинного завода) по нижеприведенной формуле:

$$\alpha = 0{,}56 \cdot \alpha_0 \cdot \varepsilon^{-0{,}05} \tag{1.19}$$

где α_0 - среднее значение коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара в горизонтальном трубном пучке, определяемое по зависимости, предложенной КТЗ для ε= 0,005-0,02 % и учитывающей неоднородность распределения скоростей и основных параметров конденсирующейся ПГС;

ε— массовая концентрация воздуха в ПГС.

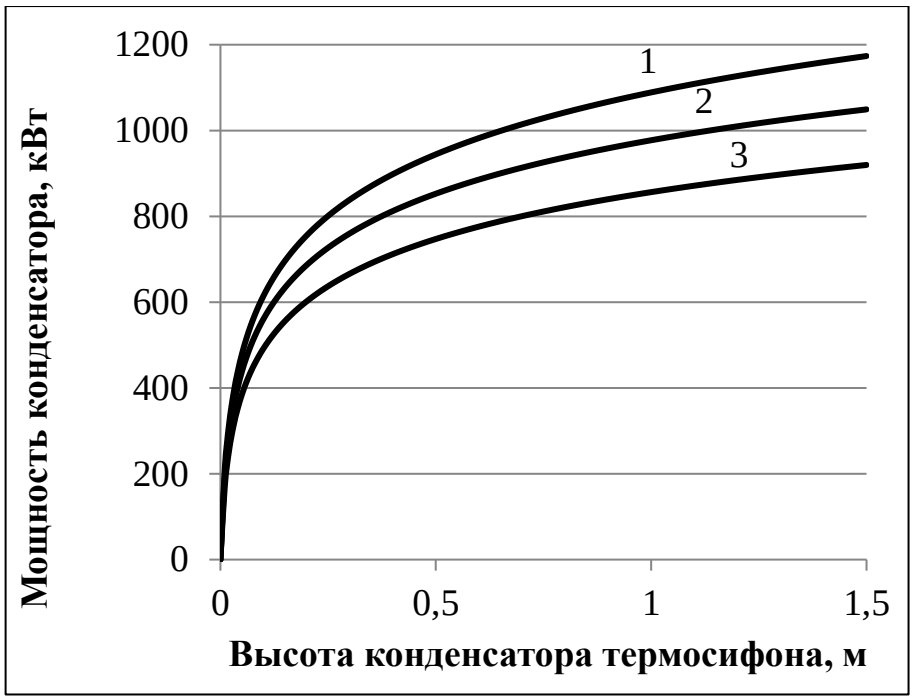


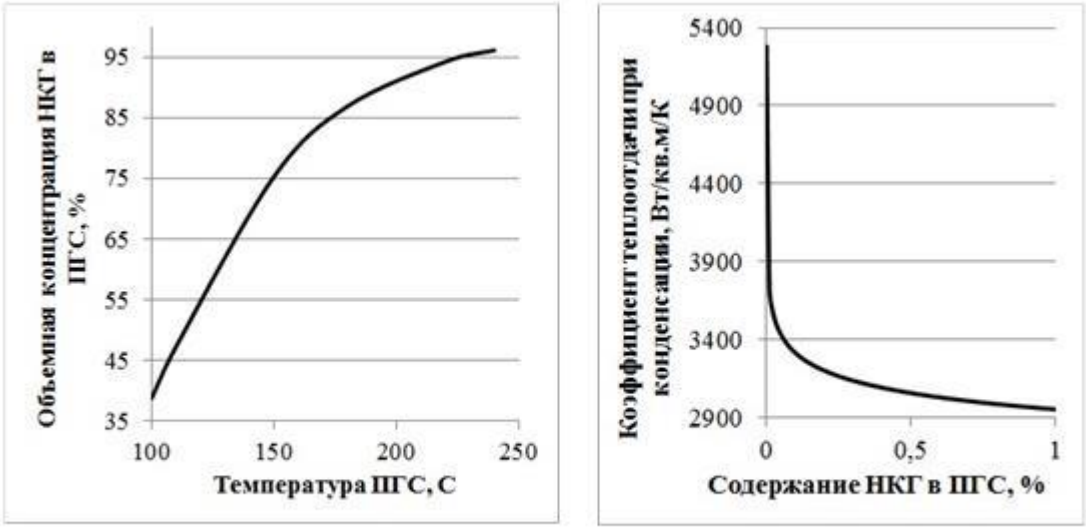
Рисунок 1.10 – Изменение мощности конденсатора термосифона в зависимости от концентрации воздуха в ПГС: 1 – при концентрации воздуха в ПГС 0%; 2 -при концентрации воздуха в ПГС 20%; 3 – при концентрации воздуха в ПГС 50%

При сокращении содержания воздуха в ПГС с 50% до 0% мощность конденсатора ТС увеличивается на ΔQ=205,0 кВт (для NH_4 ΔQ=240,2 кВт, для CO_2 ΔQ=336,2 кВт). Нетрудно заметить, что интенсивность конденсации возрастает по высоте конденсатора термосифона. Данный факт свидетельствует о неравномерности распределения неконденсирующихся газов по длине теплообменного аппарата, который скапливается в большей степени в верхней части полости ТС и, перемешиваясь с паром,

распределяется по его высоте в зависимости от режима кипения и плотности теплового потока.

Результаты расчета показали, что при удалении НКГ из полости ТС может быть достигнута годовая экономия в размере 5,3 тыс. руб. для каждого ТС за счет увеличения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара внутри ТС и, как следствие, повышения производительности установки по пару. При расчете себестоимость производства 1 Гкал принималась равной Р=730 руб.

Из рисунка 1.11 видно, что даже при очень низких концентрациях в пределах от 0 до 1% наблюдается резкое падение коэффициента теплоотдачи при конденсации (примерно на 30-35 %). Из уравнений теплового баланса был рассчитан потенциал тепловой мощности отдельного термосифона, равный 23 кВт, достижение которого возможно за счет удаления неконденсирующихся газов из его полости.



а) б)

Рисунок 1.11: а) – зависимость объемной концентрации НКГ в ПГС от температуры ПГС; б) – зависимость коэффициента теплоотдачи при конденсации от содержания НКГ в ПГС

В настоящее время на предприятиях, эксплуатирующих теплоутилизационные установки с термосифонами, уже отработана и

реализуется методика удаления НКГ из полости ТС при их заполнении по двум вариантам:

1. Вытеснение НКГ из полости термосифонов парами теплоносителя;
2. Ваккуумирование термосифонов

Более подробно о порядке заполнения и герметизации термосифонов, а также оптимальный вариант удаления НКГ из его полости, описан в главе 5.

ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 1

Теплообменники на тепловых трубах и термосифонах обладают рядом достоинств по сравнению с теплообменными аппаратами других типов:

– высокой эффективностью утилизации тепла вследствие малого термического сопротивления, способностью работать при малых температурных напорах;

– повышенной эксплуатационной надежностью, поскольку разгерметизация одной или нескольких тепловых труб не приводит к потере работоспособности всей системы;

– отсутствием необходимости в средствах для обеспечения циркуляции промежуточного теплоносителя ввиду автономности устройств с замкнутым испарительно-конденсационным циклом;

– компактностью.

Опыт применения термосифонов на металлургических предприятиях России и стран СНГ за последние 15 лет позволил выявить и сформулировать актуальные задачи для повышения эффективности их применения и обобщить комплекс операционных улучшений по изготовлению, установке, заполнению и эксплуатации термосифонов.

Принимая во внимание условия компоновки термосифонов в котлах-утилизаторах металлургических печей, выполняемую ими функции передачи теплового потока горячей газовой среды нагреваемому объекту, технологичность и стоимость изготовления, можно сделать вывод, что наиболее приемлемой является вертикальная конструкция термосифона, изображенного на рисунке 1.1.

В имеющихся моделях расчета двухфазных термосифонов и термосифонных теплообменников не учитываются радиационная составляющая теплообмена и термическое сопротивление пылевидных

отложений, которые в условиях эксплуатации объекта, рассматриваемого в диссертационной работе, необходимо принимать во внимание.

Таким образом, задачи исследования можно сформулировать следующим образом:

1. Провести промышленный эксперимент с обеспечением комплекса измерений фактических рабочих параметров термосифонов при различных режимах работы котла-утилизатора.

2. Адаптировать алгоритм расчета теплотехнических характеристик термосифона и верифицировать их с полученными данными промышленного эксперимента.

3. Разработать модель и получить расчетные характеристики (постоянные времени и коэффициент усиления) термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов.

4. Разработать мероприятия и рекомендации по повышению энергетической эффективности работы термосифонов и их безаварийной эксплуатации.

ГЛАВА 2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ И ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА. МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

2.1. Объект исследования

Настоящая работа выполнена на медеплавильном комбинате «Святогор» г. Красноуральска, на установке для утилизации теплоты отходящих газов за отражательной печью № 2 (рисунок 2.1). В отражательную печь загружается шихта, внутри печи поддерживается температура порядка 1500°С за счет работы газовых горелок. В результате химических реакций выделяются газы с расходом от 75000 м^3/ч, до 94500 м^3/ч. Состав газов в процентах: N_2=66,5 %, CO_2=6,5 %, H_2O= 16%, SO_2=1,5 %, O_2 = 9,5 %. Для снижения потерь теплоты с уходящими газами руководством предприятия было принято решение об установке котла-утилизатора за печью.

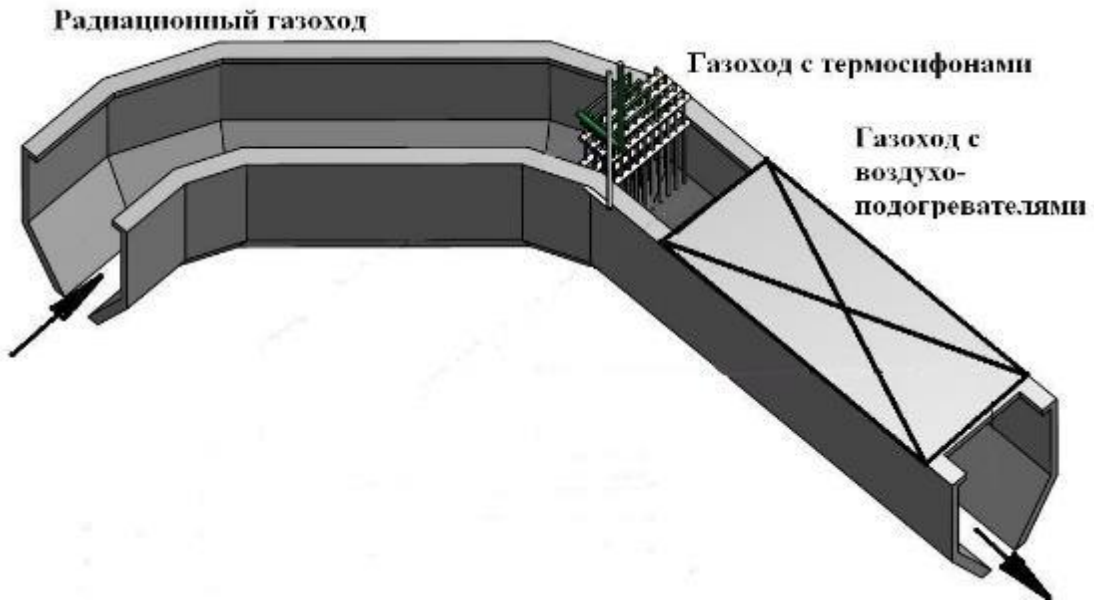


Рисунок 2.1 – Схема установки котла утилизатора за печью № 2

Проект котла-утилизатора был разработан ОАО «Уралэнергоцветмет», г. Екатеринбург. Теплоутилизатор выполнен с изгибающимся газоходом из-за ограниченности места на производственной площадке. Газоход внутри полностью экранирован. В поворотной камере установлен блок термосифонов, который выполняет в большей степени роль заградительного устройства от пыли и шлака, поступающих с газами.

Котел-утилизатор на предприятии эксплуатируется с 1997 г. В 2001 г. была произведена реконструкция газохода № 2 и впервые были установлены четыре блока термосифонов. Расположение термосифонов, конструкция термосифона и общий вид блока термосифонов показаны на рисунках 2.2-2.3.

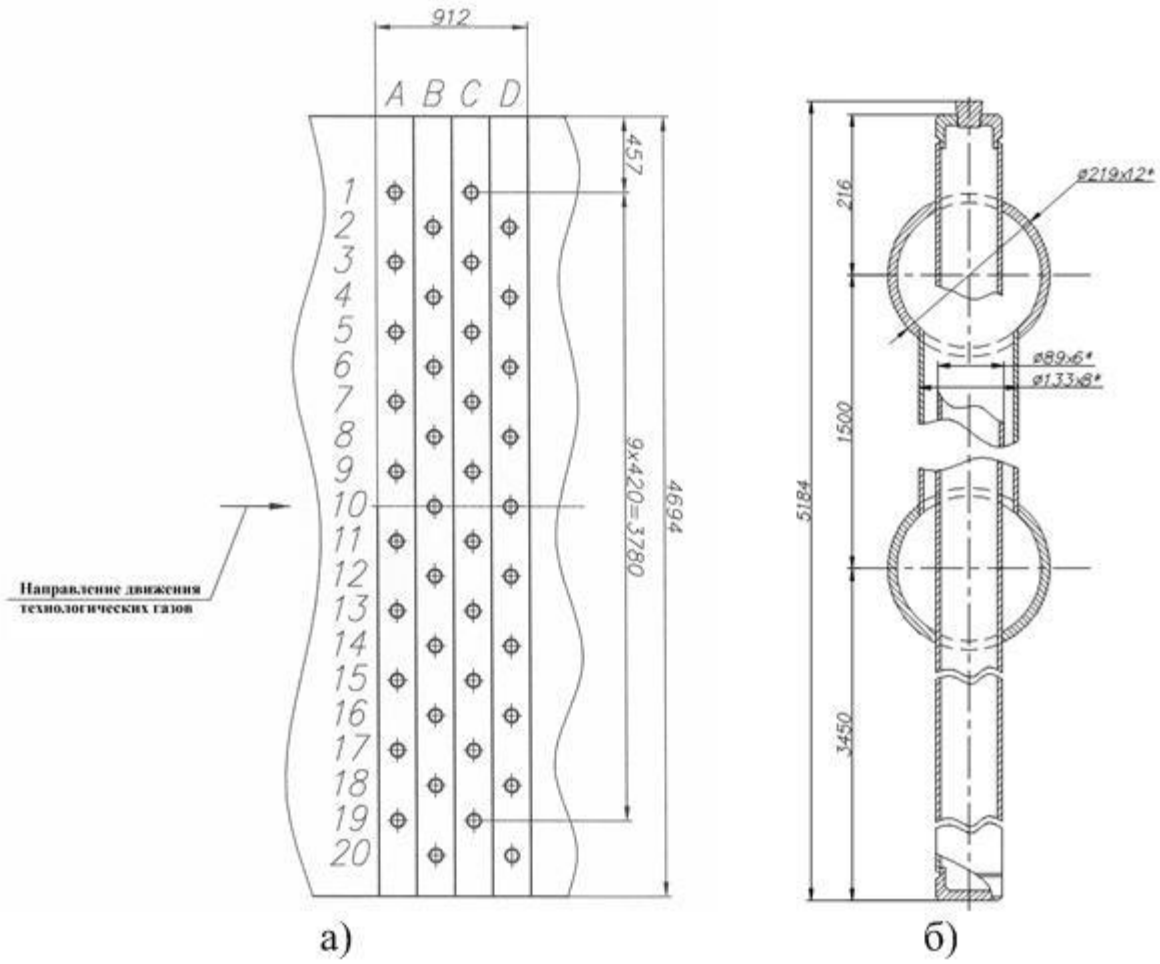


Рисунок 2.2: а) – Расположение термосифонов (вид сверху); б) – термосифон в разрезе

На данный момент на котле-утилизаторе отражательной печи № 2 установлено 4 блока термосифонов (2 из которых состоят из 10 ед. термосифонов, 2 – из 11 ед.); в КУ отражательной печи № 1 установлено 8 блоков термосифонов (4 из которых состоят из 10 ед. термосифонов, 4 – из 11 ед.).

На рисунке 2.3 отмечены входные патрубки, через которые котловая вода из барабана-сепаратора поступает в нижний коллектор. Перед попаданием в систему вода предварительно проходит процессы хим. водоподготовки и деаэрирования. Снимая тепло от термосифонов, вода переходит в пароводяную смесь и выходит через патрубки верхнего коллектора, возвращаясь в барабан-сепаратор. Блоки термосифонов выделены в отдельный контур циркуляции теплоносителя УИО.

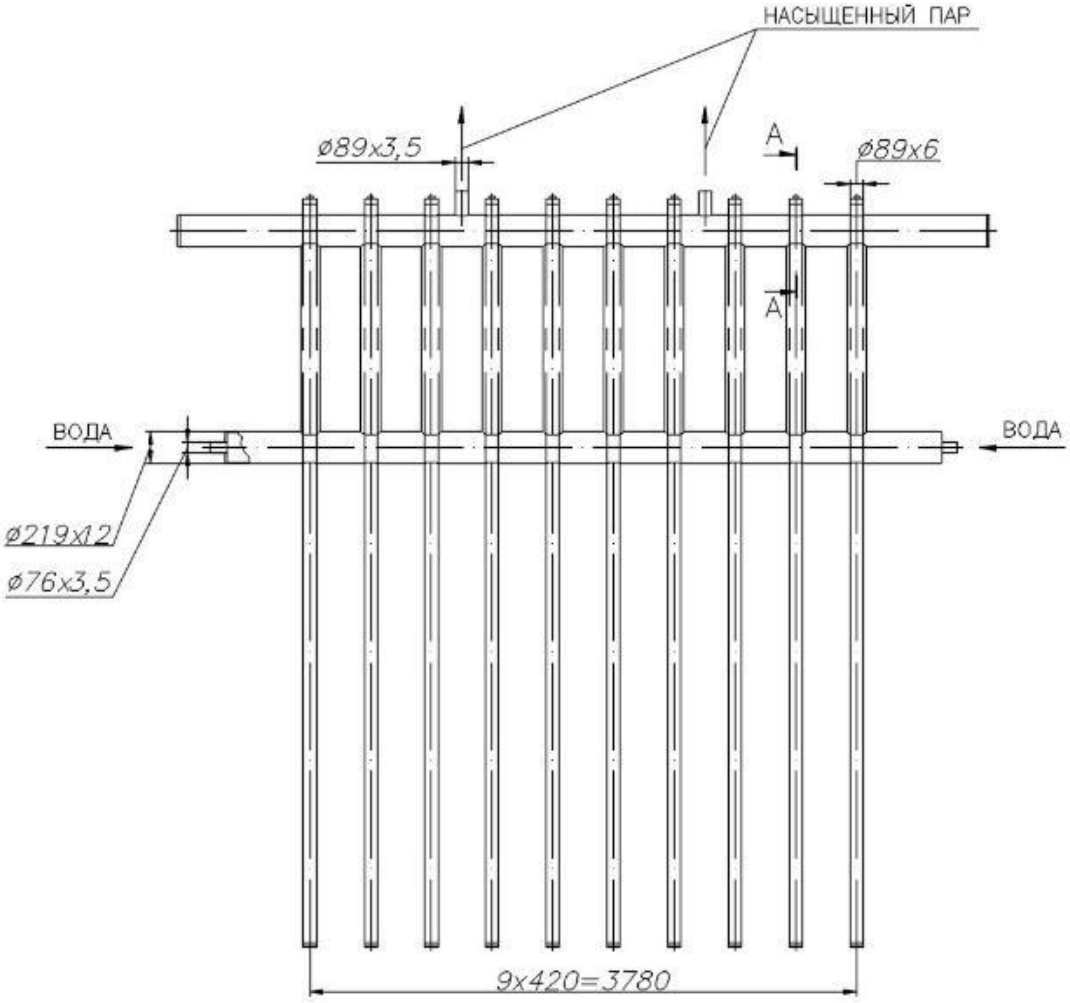


Рисунок 2.3 – Блок термосифонов

Разрез полости термосифонов (А-А на рисунке 2.3) приведен на рисунке 2.4, а проектные характеристики – в таблице 2.1.

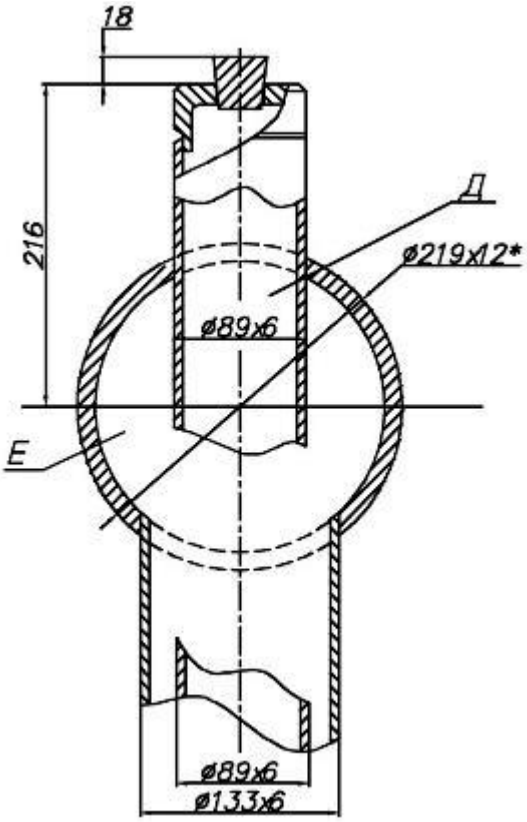


Рисунок 2.4 – Разрез А-А (см. рисунок 2.3)

Таблица 2.1 – Проектные параметры работы термосифонов

Проектные характеристики полости «Д»:	
Рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	1,5 (15) – 3,9 (39)
Температура среды, °С	200-250
Теплоноситель	Вода, пароводяная смесь
Объем теплоносителя:	-
в одном термосифоне, л	7,7
в одном блоке, л	77
Поверхность нагрева, м^2	92

Продолжение таблицы 2.1

Проектные характеристики полости «Е»:	
Рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	2,3 (23)
Температура среды, °С	225
Среда	Пароводяная смесь
Емкость, м^3	0,42
Поверхность охлаждения, м^2	4,8

2.2. Нарушение режимов эксплуатации термосифонов и последствия

Проведение различных технологических операций в металлургических печах влияет на изменение количества и характеристики отходящих газов (запыленность, состав, температура и др.), теплота которых утилизируется в котле-утилизаторе. Это оказывает влияние и на поверхности нагрева: происходят отложения пыли, налипания, изменение режимов теплопередачи и выработки тепловой энергии. В отдельных случаях, когда удельный расход тепловой энергии превышает предельную способность передачи термосифона, это приводит к выходу их из строя. Ниже, на рисунке 2.5, приведены примеры выхода из строя термосифонов, произошедших в связи с нарушением режимов работы основного оборудования.

1. Инцидент, произошедший в 2012 году, повлекший выход из эксплуатации 20 термосифонов (рисунок 2.5).

2. Инцидент, произошедший в 2013 году, повлекший выход из эксплуатации 35 термосифонов.

Таким образом, из 84 термосифонов кессонированного газохода № 1 к окончанию кампании отражательной печи № 1 (сентябрь 2012 года) в результате произошедших инцидентов в эксплуатации осталось 29

термосифонов (35% от начального количества), часть из которых также вышли из строя в результате иных факторов. Фактически, после останова печи при визуальном осмотре в неповрежденном состоянии было обнаружено 13 термосифонов (15% от начального количества).

Рисунок 2.5 – Общий вид термосифонов, вышедших из строя в результате инцидентов

Оба инцидента также привели к увеличению запыленности в отходящих газах за термосифонами (перед ВЗП), снижению тепловой мощности теплоутилизационной установки, повышению температуры технологических газов на выходе из кессонированного газохода, снижению загрузки и выдачи продуктов плавки отражательной печи (кратковременно, связано со снижением расхода природного газа на отражательную печь).

На рисунке 2.6 отмечены ТС, вышедшие из строя в результате обоих инцидентов.

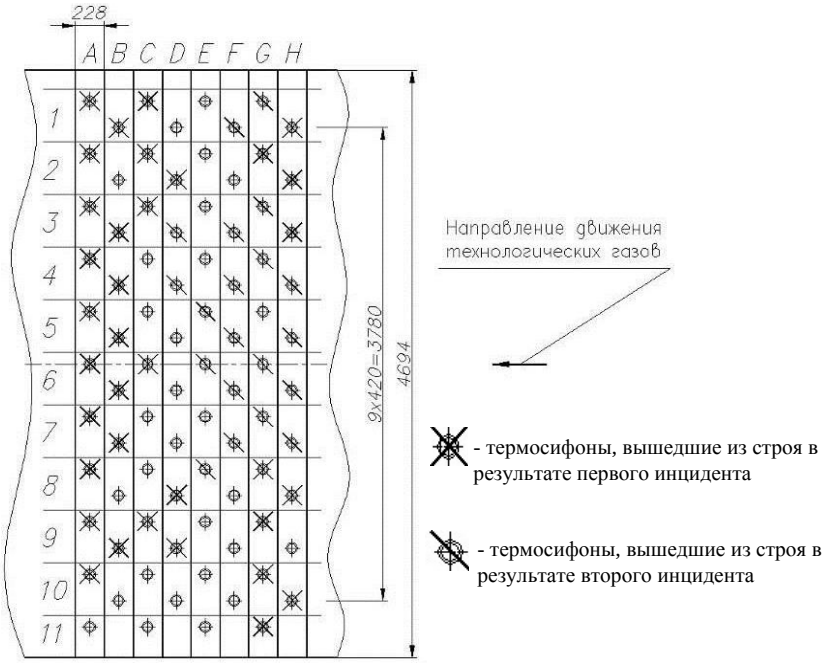


Рисунок 2.6 – Схема расположения термосифонов кессонированного газохода отражательной печи № 1

На рисунке 2.7 представлены фотографии термосифонов, оставшихся после завершения кампании отражательной печи № 1.

Рисунок 2.7 – Фотографии ТС, оставшихся после завершения кампании ОП № 1

2.3. Выявление причин выхода из строя

Результаты фотоэлектрического спектрального анализа, а также микрорентгеноспектрального анализа (МРСА) [22] показали, что в качестве материала для изготовления труб термосифонов была использована сталь 10 (ГОСТ 1050-88 «Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия»).

В данной конструкции для изготовления термосифона использовалась бесшовная труба ∅ 89х6 мм. При номинальной нагрузке расчетное давление внутри термосифона находится в пределах 39 кгс/см^2, что соответствует температуре насыщения 247,8°С.

Из рисунка 2.5 видно, что характер разрушений связан с превышением рабочего давления внутри полости термосифона, в результате чего произошел разрыв труб ТС в верхней части зоны испарения термосифона. То есть причины выхода из строя термосифона в первую очередь следует связать с причинами повышения давления, либо локальных скачков давления во внутренней полости.

Необходимо отметить, что основной характеристикой термосифона является его предельные теплопередающие способности (критическая мощность), при превышении которой начинают проявлять себя кризисные явления теплообмена. В соответствии с [77], на рисунке 2.8 приведена классификация основных кризисных явлений теплообмена, происходящих в термосифонах.

В акте технического расследования инцидента № 1 ОАО «Святогор» указана следующая причина разрушения термосифона: пуск в работу газоимпульсной очистки в автоматическом режиме, что привело к значительному увеличению тепловой нагрузки термосифонов. Однако существуют и другие факторы, влияющие на разрушение термосифонов.

Предположения о механизме разрушения, сформулированные на основании полученных данных, в т.ч. из АСУТП (автоматизированной системы управления технологическими процессами) предприятия, приведенный ниже.

Рисунок 2.8 – Классификация кризисных явлений, происходящих в термосифонах

При резком (скачкообразном) увеличении тепловой нагрузки значительная часть теплоносителя в полости термосифона переходит в парообразное состояние, в результате чего рабочее давление в полости термосифона увеличивается, и может возникнуть кризис теплопереноса при неполном омывании поверхности нагрева пленкой жидкости.

Неполное омывание поверхности нагрева возникает из-за снижения расхода стекающего конденсата, в результате чего происходит осушение участков зоны испарения термосифона и повышение температуры стенок на

осушенных участках. При этом совершается частичное попадание конденсата на осушенные участки стенок термосифона, вследствие чего происходят локальные скачки давления из-за мгновенного вскипания конденсата. Скачки давления местами могут носить характер локальных взрывов. Совокупность всех этих факторов может привести к превышению предельно допустимого давления при повышении температуры стенки зоны испарения и разрушению термосифонов.

Неполное омывание внутренней поверхности нагрева, в свою очередь, могло быть вызвано достижением предела захлебывания, свойственного для длинных термосифонов, которые оптимальны в качестве основных базовых элементов нагрева в установках с большими коэффициентами заполнения и большими продольными и малыми радиальными тепловыми потоками. Захлебывание наступает вследствие неустойчивости жидкой пленки из-за большого межфазного сдвигового напряжения, которое объясняется высокой скоростью пара при интенсивных тепловых потоках. Сдвиговые напряжения мешают конденсату вернуться в зону испарения, что ведет к захлебыванию в конденсаторе [78]. Однако проведенные расчеты показали, что скорость пара, испаряющегося в термосифоне, находится на уровне 0,57 м/с, а скорость стекающей пленки может доходить до 1,24 м/с. При таких скоростях теплоносителя эффект «захлебывания» в трубном канале с внутренним диаметром 77 мм маловероятен.

Вместе с тем осушение стенок термосифонов возможно и при небольших скоростях стекания конденсата, при неравномерном омывании стенки и недостаточности теплоносителя в термосифоне. При заполнении термосифонов стоит обращать особое внимание на расчетное количество заливаемого теплоносителя и не допускать его потери. При более высоких тепловых нагрузках количество необходимого теплоносителя должно быть пересчитано специализированной проектной организацией. Способы

снижения потерь, а также порядок и технология заполнения термосифонов в условиях промышленного производства приведены в главе 5.

Стоит также принимать во внимание версию возможного нарушения циркуляции охлаждающего теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве блока термосифонов. В этом случае отсутствует теплосъем от термосифонов, и после полного испарения теплоносителя, труба термосифона, находящаяся в газоходе, перегорает.

Причиной отсутствия охлаждающего теплоносителя может быть нарушение условий эксплуатации и контроля за уровнем котловой воды в барабане-сепараторе, в результате чего возникает недостаток теплоносителя в контуре естественной циркуляции с термосифонами. Этот фактор может усиливаться отсутствием регулярных продувок нижнего коллектора блоков термосифонов, которые производятся на большинстве установок вручную, а их эффективность и регулярность во многом зависит от человеческого фактора. Но проверка этой версии невозможна ввиду отсутствия полноты данных в оперативных журналах цеха.

Еще одним существенным фактором, влияющим на температуру стенки термосифона и, как следствие, на повышение интенсивности кипения теплоносителя на данном участке, является налипание соединений серы, догорающей на поверхности нагрева (рисунок 3.11). Однако данное явление, хоть и имеет место в некоторых теплоутилизационных установках, в данном случае, не являются определяющим, поскольку по результатам проведенного МРСА налипаний пыли (см. раздел 3.5) и данных заводской лаборатории, содержание серы в отобранных пробах находится в пределах от 5 до 10%, а в состоянии сульфатных соединениях сера не является горючим веществом. Догорание серы на стенках теплообменных поверхностей свойственно для теплоутилизационных установок, охлаждающих газы с высокой запыленностью после печей ПЖВ (с автогенным процессом «плавки в

жидкой ванне») цветной металлургии (печи Ванюкова ОАО «СУМЗ», АО «Норильский никель», печи «Ausmelt» ЗАО «Карабашмедь» и др.)

2.4. Методика проведения экспериментов и обработки экспериментальных данных

Для проведения исследований совместно с ОАО «Святогор» и ОАО «Уралэнергоцветмет» была разработана «Программа теплотехнических испытаний теплоутилизационной установки за отражательной печью № 2» (Приложение 4). Часть проведенных испытаний можно отнести к балансовым, имеющим цель установления фактических энергетических характеристик, часть – к экспресс-испытаниям, направленным на оценку качества ремонта, монтажа и условий эксплуатации оборудования.

Проведенные теплотехнические испытания можно условно разделить на две группы:

1. Измерения стационарными приборами учета, установленными в период заливки ТС.
2. Измерения портативными приборами (см. раздел 2.4.2).

На момент проведения измерений все приборы были поверены и имели действующий сертификат соответствия.

2.4.1. Монтаж и наладка измерительной системы

Для изготовления вспомогательного оборудования (гильзы, бобышки, кабель-каналы и др.) соискателем были разработаны чертежи и эскизы (рисунки 2.9, 2.16, 2.17), по которым изготовлены изделия на базе экспериментально-производственного комбината УрФУ, кафедры технологии сварочного производства и «Ревдинского производственного управления» ОАО «Уралэнергоцветмет».

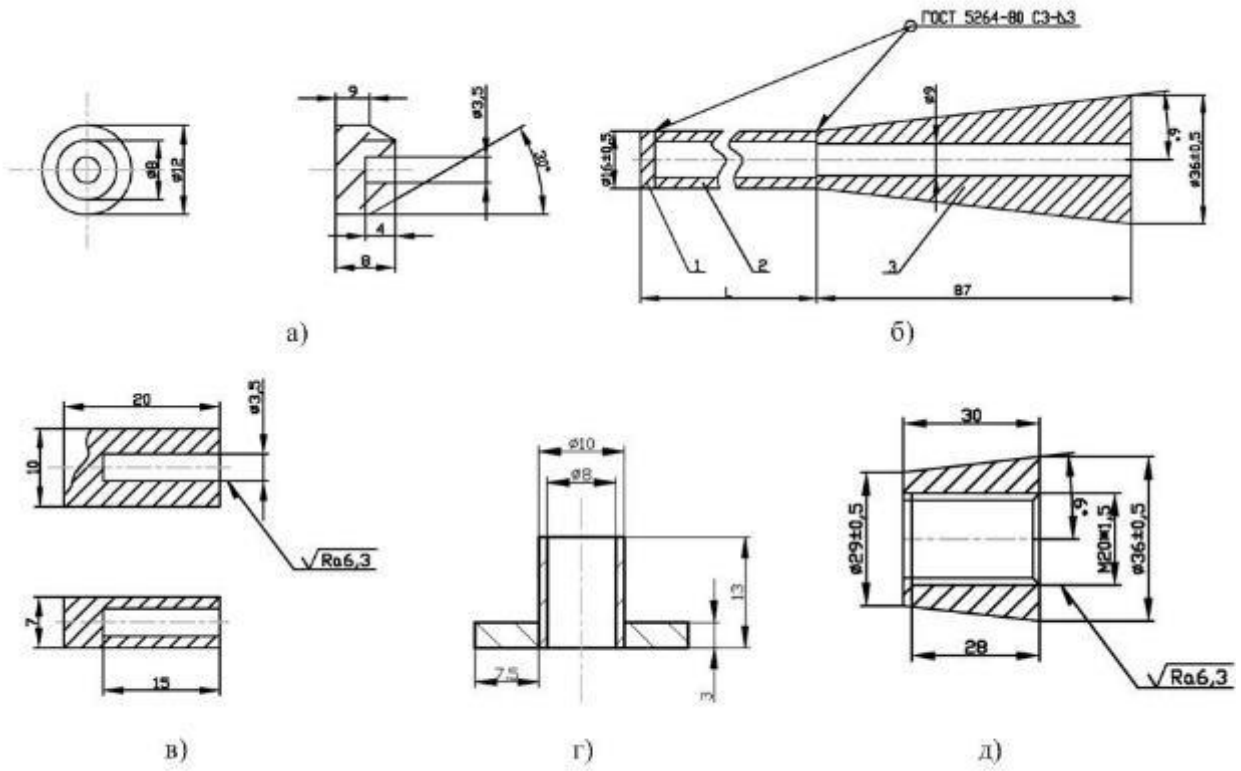


Рисунок 2.9 – Вспомогательное оборудование для проведения испытаний: а) – коническая бобышка; б) – принципиальная схема сборки гильзы для термопар: поз. 1 – заглушка, поз. 2 – труба ∅16х3, поз. 3 – пробка; в) – бобышка прямоугольная; г) – канал для вывода термокомпенсационного провода; д) – пробка с резьбой и отверстием

Перед запуском котла-утилизатора в эксплуатацию прямоугольные бобышки были приварены к стенкам блока термосифона для проведения исследований.

Для измерения температуры стенок применялись термопреобразователи «ОВЕН» типа дТПК 021-1,2/2 (для испарительной зоны термосифона) и дТПL 021-1,2/2 (для конденсационной зоны термосифона и стенок блока термосифона). Термоэлектроды изготовлены из материала: хромель-алюмель и хромель-копель, и защищены керамическими бусами диаметром 7 мм, позволяющими обеспечить гибкую прокладку термопреобразователя. В местах воздействия высоких температур керамические бусы были дополнительно покрыты термостойкой пастой.

Горячий спай термического преобразователи изолировался фум-лентой и зачеканивался в приварные прямоугольные бобышки с помощью термостойкого клея «КВ-1200». Для надежности контакта термопреобразователь фиксировался на хомуты к трубе. В случае с измерением температуры стенок испарительной зоны термосифона, холодные спаи были выведены наружу через проделанные отверстия в огневом листе котла-утилизатора, см. рисунок 2.10.

Рисунок 2.10 – Изображение «зачеканенной» термопары в стенку трубы испарительной зоны термосифона

Далее термопреобразователи через клеммы соединялись с термокомпенсационным кабелем типа ПТГВ-ХА, либо ПТГВ-ХК для дальнейшей прокладки и подключения к вторичным преобразователям.

На рисунке 2.9, б) показана гильза для измерения температуры внутри термосифона. Гильзы были изготовлены разной длины для измерения температуры внутри термосифона на глубине 225, 500, 1000 и 1500 мм и устанавливались в период проведения заполнения термосифонов вместо конической пробки (рисунок 2.11).

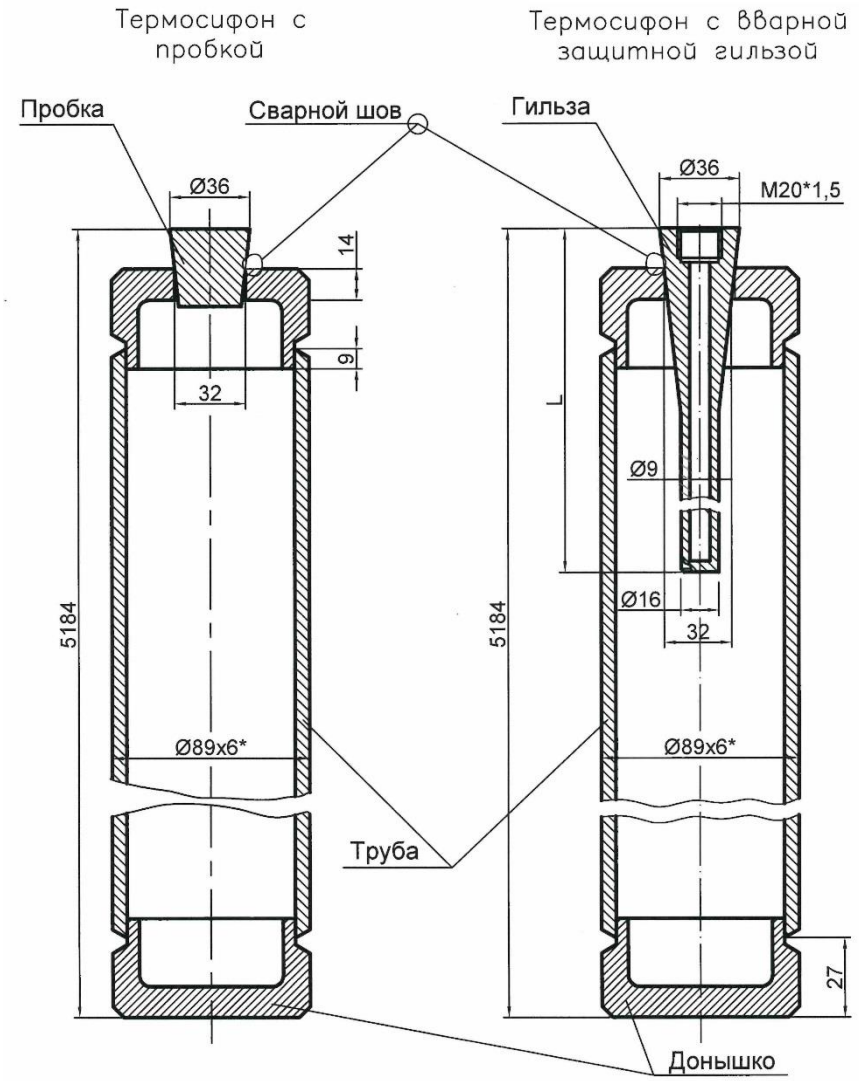


Рисунок 2.11 – Схема установки гильзы в донышко термосифона

После того, как все термосифоны были заполнены, гильзы приваривались к донышку термосифона (по кругу), с проведением проверки сварного соединения водной суспензией, на дно гильзы заливалось трансформаторное масло марки «Т-1500У» (с температурой кипения свыше

300°С) для снижения погрешности и обеспечения контакта рабочего спая с поверхностью гильзы. В качестве термопар использовались устройства типа ДТПL 035-0111.1000 МГ, ДТПК 035-0111.2500. Термокомпенсационные кабели подключались непосредственно к головке термопары.

Перед установкой термоэлектрических преобразователей с помощью милливольтметра была проверена исправность работ каждого из них путем подогрева рабочего конца (спая), проведено качество изоляции термоэлектродов. Термопары были промаркированы и занесены в таблицу с обозначением точек измерения. На концы проводов были закреплены опознавательные бирки.

После получения опыта проведения подобных измерений на котлах-утилизаторах ОАО «СУМЗ», было отмечено, что в термосифонах, находящиеся в сопоставимых условиях эксплуатации (установлены в одном блоке, омываются одинаково отходящими газами, заполнены теплоносителем в одно время и по одному принципу и т.п.) показания термопар отличались на разных уровнях. С целью прояснения наличия градиента температур по высоте термосифона была поставлена следующая задача: разработать устройство для обеспечения возможности одновременного измерения температуры в нескольких точках, расположенных по его высоте.

Разработанное устройство (рисунок 2.12) содержит три или более кабельных бескорпусных термоэлектрических преобразователя типа ДТПL(ХК), выполненных по типу термопарного кабеля, с выводами термоэлектродов и рабочим спаем. Устройство имеет корпус для подвода термоэлектродов и их защиты от воздействия измеряемой среды, выполненный в виде гильзы с заглушкой на конце для герметизации. Корпус имеет три отверстия, к каждому из которых дополнительно герметично приварена коническая бобышка с заглушкой на конце. Термопарные кабели, расположенные внутри корпуса, были протянуты через отверстия в корпусе и

каждый рабочий спай был герметично зачеканен в бобышке на клей «КВ-1200». Корпус, бобышки, заглушка и монтажная часть изготовлены из материала сталь 20. Длина устройства составляет 4,3 метра.

Рисунок 2.12 – Устройство для измерения температуры по высоте полости термосифона

С целью оценки влияния устройства на работу термосифона был поведен расчет на прочность трубы устройства, аналогичный расчету гильз на прочность (Приложение 3) и оценен объем занимаемый устройством в термосифоне. Для рассматриваемой задачи наиболее оптимальной оказалась труба ∅16х3 мм. Объем устройства, помещённого в термосифон, занимал около 4% от внутреннего объема термосифона.

После проведения патентного поиска были найдены прототипы устройства, однако они не позволяли в полной мере решить поставленную

техническую задачу. В связи с этим для разработанного соискателем устройства был сформирован необходимый пакет документов и получен патент на полезную модель № 127458 [4].

Для контрольного измерения давления в термосифонах использовались датчики типа МИДА ДИ-12П и манометры типа ДМ-4-100 Р, устанавливаемые через приваренное монтажное гнездо (рисунок 2.9, д)).

После установки вспомогательных устройств и первичных преобразователей, совместно с сотрудниками службы КИПиА предприятия были проведены монтажные и пуско-наладочные работы измерительной системы. Между двумя каркасными балками несущих конструкций УИО с помощью двух поперечных штанг сварным соединением был закреплен электромеханический шкаф с монтажной панелью. Тип шкафа: ЩМП 3-0-36 IP 31, размеры: 650*500*220 мм. На монтажной плате шкафа были установлены DIN-рейки в три уровня для размещения приборов, вырезаны отверстия в металлических стенках шкафа, подведен кабель с вилкой (220 В), установлена лампа для подсветки.

Место размещения шкафа удовлетворяет требованиям к условиям эксплуатации приборов, а именно: отсутствие агрессивных паров и газов, температура воздуха внутри шкафа − от + 1°С до + 35°С.

В качестве вторичного преобразователя использовались приборы МВА8 (модуль ввода аналоговый). Программирование приборов осуществлялось через адаптер интерфейса RS-485 ОВЕН АС3 с помощью ПК и ПО «Конфигуратор МВА 8» по протоколу «ОВЕН» (протокол завода-изготовителя). Каждый из 8 вводов 5 устройств был настроен на преобразование данных физических параметров объекта, контролируемых входными первичными преобразователями. Период опроса был установлен на 3 мин.

Программирование, конфигурирование, монтаж и эксплуатация МВА8, МВД-100 и МСД-200 производились в соответствии с Инструкциями завода-изготовителя и Руководством по эксплуатации.

Электропитание было подключено от имеющихся инженерных сетей цеха, через источник бесперебойного питания (ИБП) «Ippon Back Verso 400», установленный непосредственно на дне шкафа. Для питания приборов был использован блок питания промышленной автоматики типа БП15Б-Д2-24, настроенный на стабилизацию напряжения постоянного тока (номиналом 24 В).

На монтажной плите шкафа также были размещены 5 приборов МВА8 (модуль ввода аналоговый) с возможностью передачи данных по интерфейсу «RS-485» и 2 модуля сбора данных (МСД-100 и МСД-200 – основной и резервный).

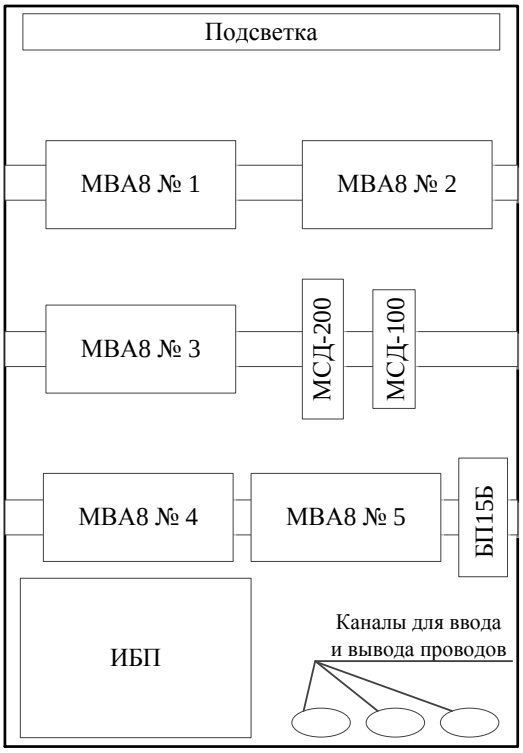
Далее, в соответствии с маркировкой термокомпенсационных кабелей, выполнено подключение к клеммам МВА-8.

На рисунке 2.13, а) приведена фотография установленного шкафа с приборами внутри, а также схематично обозначено их расположение и наименование (рисунок 2.13, б)).

Измерительная система состоит из следующих элементов: модуль ввода аналоговый (МВА-8) – 5 шт., модуль сбора данных (МСД-200) с картой памяти типа «micro-CD» на 2 Гб.

Данные записывались с дискретностью 3 минуты. Архив измерений за весь период проведения обследования записан на компакт диск CD-R. При проведении расчетов также использовались данные из АСУТП предприятия.

а)



б)

Рисунок 2.13 – «Второй уровень» измерительной системы: а) – шкаф с приборами; б) – схема расположения с обозначениями (описание приведено в тексте)

Рисунок 2.14 – Общий вид установленных датчиков

Таким образом, были определены следующие основные параметры для измерения режимов работы термосифона в стационарном режиме: температура стенки зоны испарения термосифонов, температура стенки

охладителя блока термосифонов, температура внутри полости термосифонов на различной высоте, давление в полости ТС. На рисунке 2.14 приведены фотографии, сделанные в процессе монтажа системы.

В таблице 2.2 указаны места установки датчиков: обозначение в соответствии со схемой на рисунке 2.15.

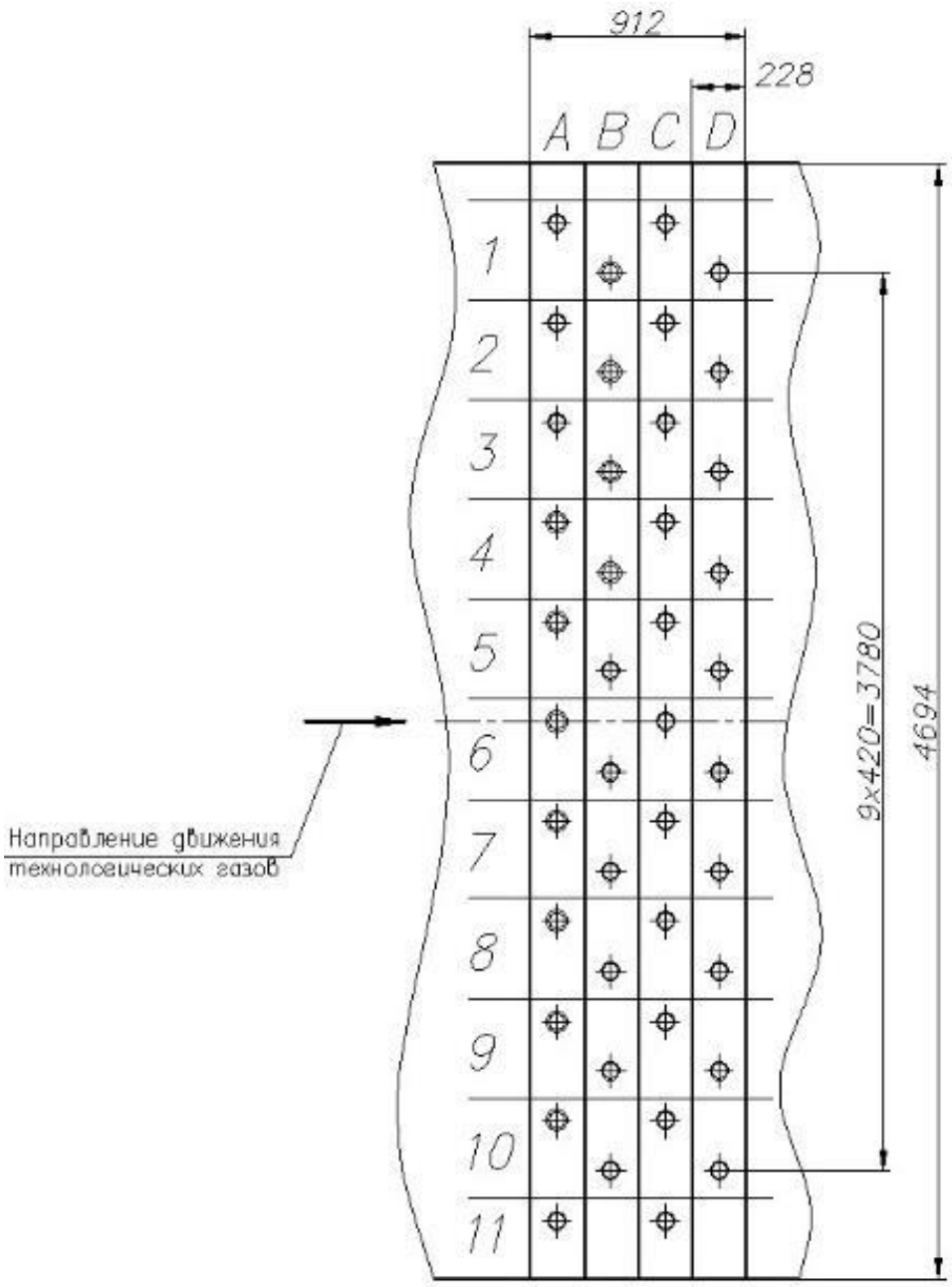


Рисунок 2.15 – Схема расположения и обозначение термосифонов кессонированного газохода № 2

Таблица 2.2 – Места расположения датчиков и вторичных преобразователей блока термосифонов кессонированного газохода № 2

№ п.п.	Наименование датчика (термопреобразователя)	Маркировка кабеля	№ Модуля ввода (МВА8)	№ ввода в МВА8	Примечание
1	ДТПL 035.1000 (хромель-копель)	A1	МВА8 № 1	№ 1	Установлены гильзы, длиной L гильзы = 225 мм
2		D1		№ 2	
3		A4		№ 3	
4		D4		№ 4	
5		A7		№ 5	
6		D7		№ 6	
7		A10		№ 7	
8		D10		№ 8	
9	ДТПL 035.2000 (хромель-копель)	A5	МВА8 № 5	№ 1	L гильзы = 0,5 м
10		B5		№ 2	L гильзы = 1 м
11		A6		№ 3	L гильзы = 1,5 м
12		C3		№ 4	L гильзы = 1 м
13		D2		№ 5	L гильзы = 1,5 м
Устройство № 1 для измерения температуры по высоте ТС. Место расположения: А3					
18	ДКТК (хромель-алюмель)	C5-1	МВА8 № 4	№ 3	Нижняя точка
19		C5-2		№ 4	
20		C5-3		№ 5	Верхняя точка
Устройство № 2 для измерения температуры по высоте ТС. Место расположения: А3					
14	ДКTL (хромель-копель)	A3-1	МВА8 № 2	№ 1	Нижняя точка
15		A3-2		№ 2	Средние точки
16		A3-3		№ 3	
17		A3-4		№ 4	Верхняя точка

Продолжение таблицы 2.2

<table>
<tr><td colspan="6">Термопары, зачеканенные в стенки труб блоков ТС</td></tr>
<tr><td>21</td><td rowspan="10">ДТПК 021-1,2 (хромель-алюмель)</td><td>A1′</td><td rowspan="8">МВА8 № 3</td><td>№ 1</td><td rowspan="4">Температура стенки испарительной части термосифона</td></tr>
<tr><td>22</td><td>B1′</td><td>№ 2</td></tr>
<tr><td>23</td><td>C1′</td><td>№ 3</td></tr>
<tr><td>24</td><td>D1′</td><td>№ 4</td></tr>
<tr><td>25</td><td>A1″</td><td>№ 5</td><td rowspan="3">Температура стенки конденсационной части термосифона</td></tr>
<tr><td>26</td><td>D1″</td><td>№ 6</td></tr>
<tr><td>27</td><td>C1″</td><td>№ 7</td></tr>
<tr><td>28</td><td>A1‴</td><td>№ 8</td><td rowspan="3">Температура стенки охладителя термосифона</td></tr>
<tr><td>29</td><td>D1‴</td><td rowspan="2">МВА8 № 4</td><td>№ 1</td></tr>
<tr><td>30</td><td>D2‴</td><td>№ 2</td></tr>
</table>

Также было установлено три манометра типа ДМ-4-100 Р (0...60 кгс/см2) – 1 шт. и ДМ-4-100 Р (0...10 МПа) – 2 шт. в ТС A2, B4 и D5 соответственно. Их показания в период наблюдений варьировались в пределах от 30 до 39 кгс/см2.

Результаты полученных измерений рабочих температур при номинальной тепловой нагрузке приведены в главе 3 и были использованы в процессе проведения теплотехнических расчетов.

2.4.2. Измерения портативными приборами

Для проведения исследований была разработана конструкторская документация с последующим изготовлением на пром. площадке ОАО «Уралэнергоцветмет» (г. Ревда) устройств: датчик теплового потока и термопара с защитным чехлом и отсосом газа (отсосная термопара).

Датчик теплового потока представляет из себя теплообменник типа «труба в трубе». Общий вид устройства изображен на рисунке 2.16. Принцип работы устройства: во входной патрубок 1 подается вода, которая проходит по внутренней трубе и попадает в межтрубное пространство. После – возвращается и выходит из патрубка 2. Материал датчика – нержавеющая сталь марки 08х18н10т.

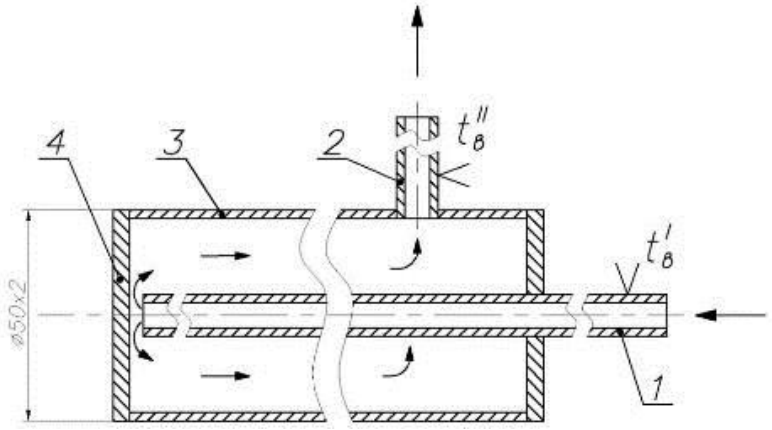


Рисунок 2.16 – Общая схема датчика теплового потока: 1 – входной патрубок; 2 – выходной патрубок; 3 – корпус датчика; 4 – донышко датчика

После достижения полного заполнения межтрубного пространства и устойчивого режима прохождения теплоносителя, устройство помещается в радиационную зону котла-утилизатора через существующие лазы и

«гляделки» установки. Производятся измерения следующих параметров: расход воды, температуры воды на входе и на выходе из устройства. После достижения стабильной температуры воды на выходе из устройства, трижды произведены измерения параметров: расход воды, температуры воды на входе и на выходе из устройства. Результаты проведенных измерений приведены в разделе 3.1 главы 3 (таблица 3.2).

В соответствии с рекомендациями [79] измерения температуры технологических газов были проведены с помощью отсосной термопары (рисунок 2.17). В качестве материала защитного кожуха была выбрана нержавеющая сталь марки 08х18н10т.

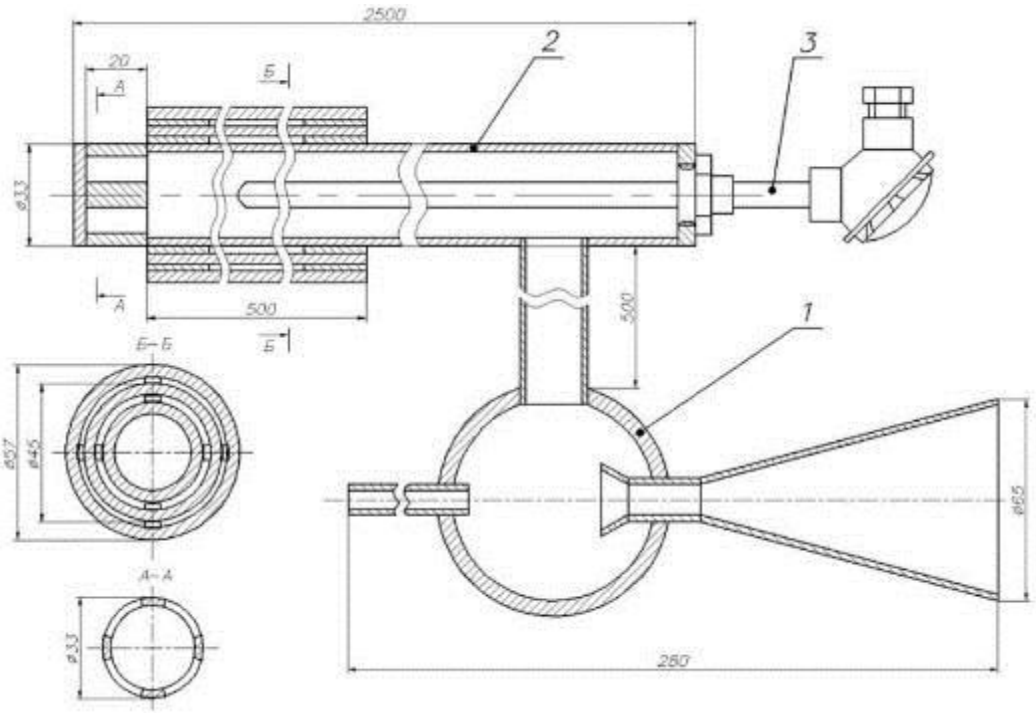


Рисунок 2.17 – Общий вид отсосной термопары: 1 – эжектор; 2 – корпус (чехол) отсосной термопары; 3 – термопреобразователь дТПК-035-010.2000

Принцип работы прибора: к эжектору 1 через штуцер с помощью хомута присоединяется шланг и подается сжатый воздух (с давлением 2,5-4 кгс/см2) для создания разряжения в корпусе отсосной термопары. Далее часть устройства (чехол с термопреопразователем) устанавливается в зону измеряемой температуры. Происходит подсос технологических газов из

топки котла и выход его через сопло эжектора, при этом технологические газы проходят через горячий спай термопреобразователя, находящегося в чехле. Измерения производились до и после блока термосифонов через существующие лазы, а также через зазор в потолочном отверстии (см. рисунок 2.18). Результаты проведенных измерений приведены в таблице 3.2 и таблице 3.3 главы 3.

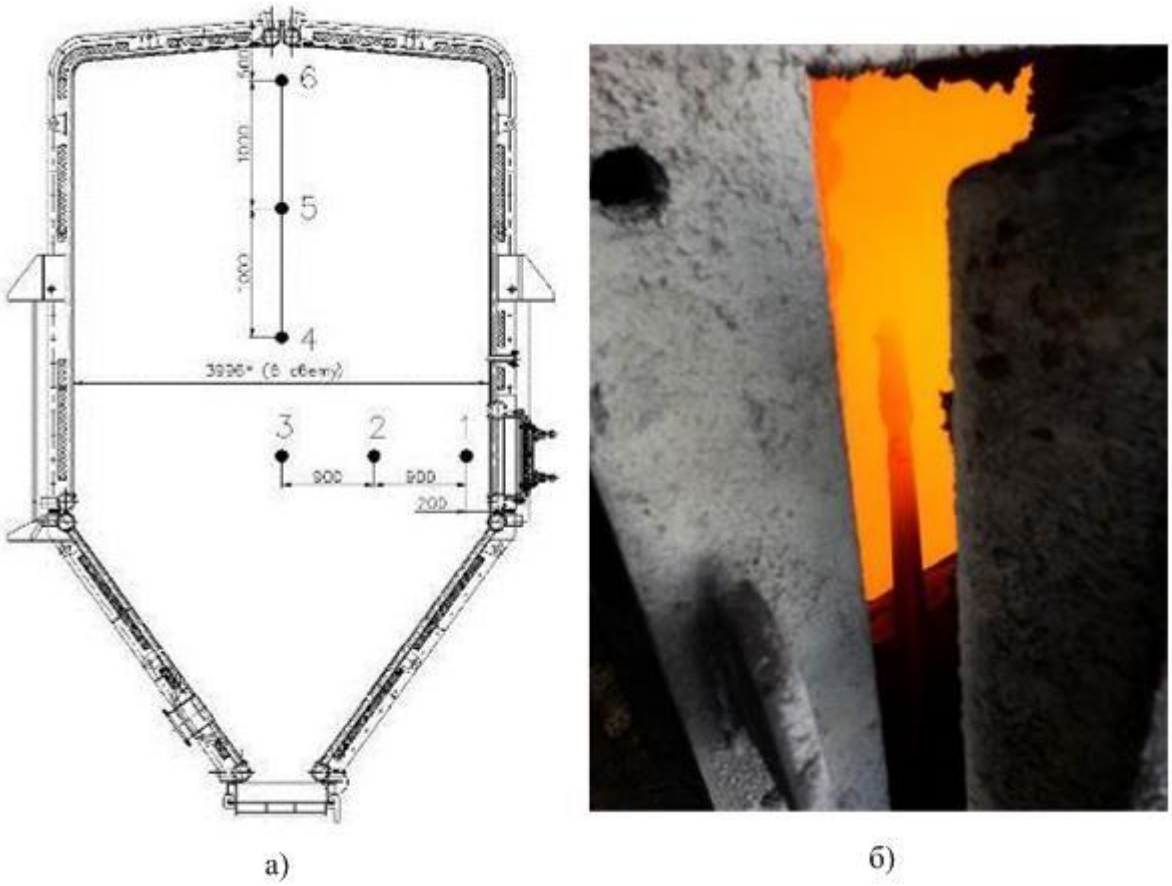


Рисунок 2.18: а) - точки замеров в сечении теплоутилизационной установки, измеренные с помощью отсосной термопары; б) – фотография в момент проведения эксперимента

Данная конструкция обеспечила снижение разницы температур измеряемой и рабочего конца термического преобразователя за счет непосредственного контакта (между рабочим спаем и средой) и его изолированности как от относительно холодных поверхностей нагрева и конструкций котла-утилизатора, так и от лучистого теплообмена.

Используемый эжектор был рассчитан и сконструирован автором в соответствии с методическими рекомендациями [80, 81].

Оценка точности измерений теплового потока.

При измерении теплового потока измеряли температуры воды термометром с ценой деления 1°С, величина температуры воды на входе 60°С, на выходе 70°С. Если брать холодную воду, то будет конденсация воды на трубе. Измеряли время с точностью до 1 секунды и объем воды с точностью до 200 мл.

Относительная погрешность измерения теплового потока будет равна:

$$\frac{\Delta q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\Delta t_{вх}}{t_{вх}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{вых}}{t_{вых}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,5}{60}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{70}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{20}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{10}\right)^2} * 100 = 3,38\ \% \quad (2.1)$$

2.4.3. Прочие измерения

С помощью ультразвукового расходомера «Portaflow 330» был измерен расход котловой воды (рисунок 2.19), поступающей из барабана-сепаратора теплоутилизационной установки в контур охладителя блока термосифона. В первом случае расход составлял 32 м^3/ч, во втором – 34 м^3/ч соответственно. С учетом того, что в нижний коллектор котловая вода поступает двумя потоками, общий расход на группу термосифонов кессонированного из четырёх блоков составляет 64-68 м^3/ч.

Далее из теплового баланса группы термосифонов значение расхода котловой воды было использовано для определения её паросодержания, которое оказалось равным 11,6 %.

По завершению кампании теплоутилизационной установки, продолжавшейся 14 месяцев, были взяты элементы труб термосифонов с

целью измерения значений их толщины. Измерения проводились методом ультразвуковой толщинометрии совместно со специалистами предприятия.

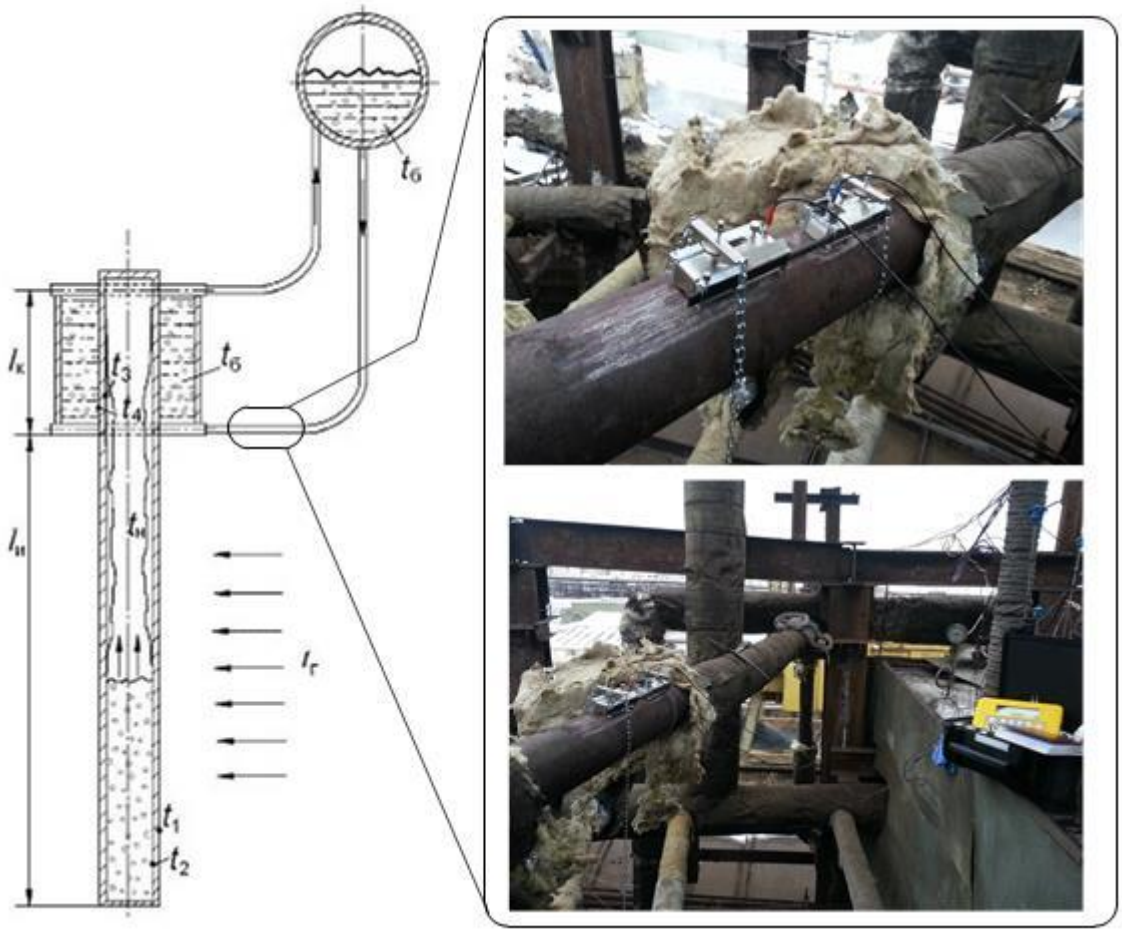


Рисунок 2.19 – Схема контура циркуляции термосифона и измерений расхода теплоносителя: $l_и$ – длина зоны испарения, $l_к$ – длина зоны конденсации

Толщина стенок термосифонов варьируется в пределах от 3,2 до 5,6 мм, что характеризует высокий эрозийный износ труб термосифонов из-за воздействия пыли, содержащейся в отходящих газах, а также эксплуатационных особенностей установки (воздействие газоимпульсной и ручной очистки поверхностей нагрева). Результаты измерений приведены в таблице 2.3 и таблице 2.4.

Расчет допустимой толщины стенки при напряжениях на разрыв 1500 кгс/см^2 и давлении в термосифоне 30 атм. менее 1 мм:

$$\delta = \frac{D \cdot P}{2 \cdot \sigma} = \frac{0{,}089 \cdot 30}{2 \cdot 1500} = 8{,}9 \cdot 10^{-4} = 0{,}898 \text{ мм} \qquad (2.2)$$

Таблица 2.3 – Результаты измерений толщины стенок труб термосифонов

Номер образца трубы термосифона	Диаметр трубы, мм	Марка стали	Толщина стенки, мм			
1.	89х6	СТ 10	3,2	3,3	3,8	-
2.	89х6	СТ 10	4,5	4,0	3,8	-
3.	89х6	СТ 10	2,8	3,2	-	-
4.	89х6	СТ 10	5,4	5,6	-	-
5.	89х6	СТ 10	5,1	4,7	5,0	5,6

Таким образом, при истирании толщины стенки менее данной величины неизбежен разрыв термосифона. При наличии кризисов теплопереноса возможен разрыв и при большей толщине стенки.

В ОАО «Уральский институт металлов» (бывший Уральский научно-исследовательский институт черных металлов) на эмиссионном спектрометре «SPECTROMAX» был проведен фотоэлектрический спектральный анализ трех образцов элементов труб термосифонов, который показал, что в качестве материала для изготовления труб термосифонов была использована сталь 10, соответствующая [94].

Таблица 2.4 – Результаты фотоэлектрического спектрального анализа металла образца № 1 элемента трубы термосифона

Элемент	**Образец № 1**
Хром	0,052
Никель	0,078
Марганец	0,43
Кремний	0,23
Титан	Не более 0,01

Продолжение таблицы 2.4

Медь	0,12
Алюминий	0,012
Углерод	0,101
Сера	0,0038
Фосфор	0,0039
Железо	Основа
Марки стали по химическому составу соответствует	Сталь 10 ГОСТ 1050

При содержании углерода 0,097% и 0,085% в образцах № 2, № 3 соответственно, результаты сравнения с таблицей 1 ГОСТ 1050-2013 и выводы оказались аналогичными.

Проведен отбор проб пыли с поверхностей нагрева. Элементный состав проб пыли был проведен методом МРСА на растровом электронном микроскопе марки «Jeol JSM 6490LV», установленном на кафедре «Термообработки и физики металлов» Института материаловедения и металлургии ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина». Суть метода заключается в том, что исследуемый образец помещается в вакуумную камеру растрового или просвечивающего электронного микроскопа и облучается сфокусированным направленным пучком электронов высокой энергии. Пучок электронов (электронный зонд) взаимодействует с приповерхностным участком образца глубиной, как правило, менее нескольких микрон. Объем зоны взаимодействия зависит как от ускоряющего напряжения, так и от плотности материала образца и для массивной мишени находится в диапазоне от первых десятых долей до десяти кубических микрон. Генерация рентгеновского излучения является результатом неупругого взаимодействия между электронами и образцом. Рентгеновское излучение появляется в результате двух главных процессов:

эмиссии характеристического излучения и эмиссии фонового, или тормозного излучения [82, 83]. Результаты представлены в [22] и использованы для оценки влияния отложений на теплопередачу в разделе 3.5 главы 3.

Всего для проведения исследований было задействовано более 15 позиций приборов и материалов (таблица 2.5), завезенных на объект.

Таблица 2.5 – Приборы и материалы, задействованные в промышленных исследованиях

Наименование	Ед. изм.	Количество
Щит с монтажной панелью ЩМП 3-0-36 IP 31 (650*500*220)	шт.	1
Модуль ввода данных МСД-100	шт.	1
Модуль ввода данных МСД-200	шт.	1
Модуль ввода аналоговый МВА-8	шт.	5
Блок питания БП15Б-Д2-24	шт.	1
Преобразователь давления МИДА ДИ-12П-12-В	шт.	1
Источник бесперебойного питания (ИБП) «Ippon Back Verso 400»	шт.	1
ДТПL 035-0111.1000 МГ	шт.	8
ДТПL 035-0111.2500	шт.	5
ДТПК 035-0111.2500	шт.	2
Провод ПТГВ-ХА 2х1,0	м.	100
Провод ПТГВ-ХК 2х1,0	м.	180
Датчик теплового потока. 2500 мм.	шт.	1
Отсосная термопара	шт.	1
Газоанализатор Testo 330 - 2LL	шт.	1

Продолжение таблицы 2.5

Расходомер «Portaflow 330»	шт.	1
Пирометр «Mikron M101HT»	шт.	1
Мультиметр	шт.	1

2.4.4. Данные из автоматизированной системы учета технологических параметров теплоутилизационной установки

Для сведения теплового баланса котла-утилизатора, а также верификации данных, полученных с помощью смонтированной системы измерений и измерений с помощью портативных приборов, были взяты параметры из действующей scada-системы предприятия. Мнемосхема приведена на рисунке 2.20. С помощью приборов учета фиксируются множество показателей, в т.ч.: температура технологических газов на входе в кессонированный и после термосифонов (термопары типа ДТПК установлены через существующие лазы), расход природного газа, сжатого воздуха и дутьевого воздуха, поступающего в печь, выработка пара, его давление и температура, характеристика тягодутьевого оборудования, температуры дутьевого воздуха и другие параметры.

Таблица 2.6 –Пример выгрузки данных из АСУТП

ОТЧЕТ ЗА СУТКИ	Т-ра газов на вх.КГ	Т-ра перед 1 секц ВЗП	Т-ра газов на вых.КГ	Т-ра воздуха после ВЗП	Q газа на печь	Q г.возд. на печь	Q сж.возд. На печь	Разреж. в конце КГ	Выра ботка пара	Т-ра окр. воздуха
00:00 - 01:00	906	102	463	320	5623	60445	2470	-6,87	22	9
01:00 - 02:00	915	104	466	321	5628	60492	2608	-6,58	22	8
02:00 - 03:00	920	108	470	321	5636	59668	2499	-6,26	22	8
03:00 - 04:00	919	110	470	320	5614	59001	2558	-6,06	22	7

Продолжение таблицы 2.6

22:00 - 23:00	914	702	279	319	5587	50385	3127	-3,19	20	6
23:00 - 00:00	923	724	284	321	5604	50408	3126	-2,93	21	5
Сум.	22577	12369	9575	7764	134492	1280862	63144	-93,40	520	214
Сред.	941	515	399	324	5604	53369	2631	-3,89	22	9
Мин.	906	102	279	315	5568	50024	2151	-6,87	20	5
Макс.	999	802	517	334	5636	60492	3134	-1,63	24	14

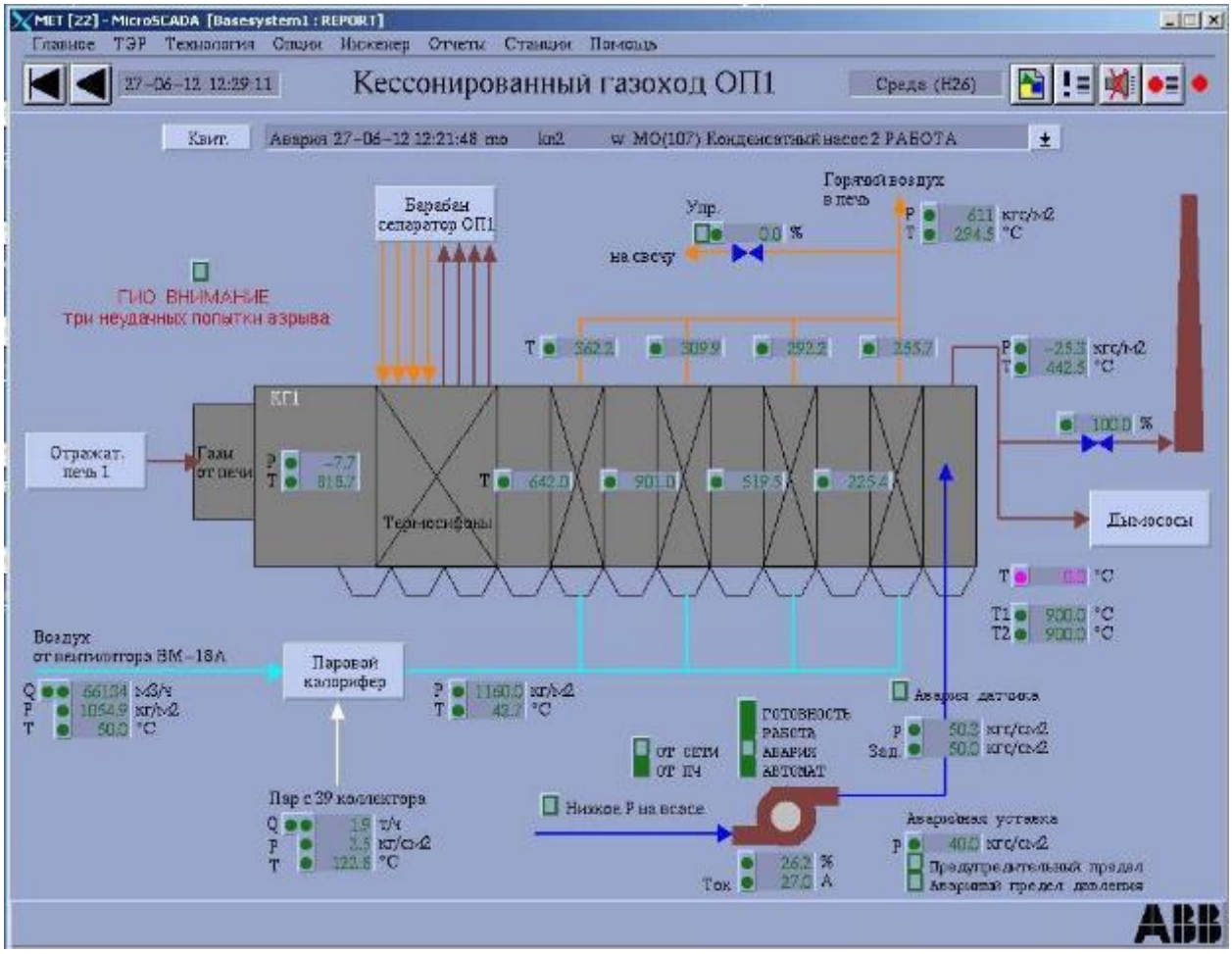


Рисунок 2.20 – Мнемосхема кессонированного газохода с термосифонами

2.5. Расчет предельно допустимого давления в термосифоне

В связи с периодическим выходом термосифонов из строя был проведен анализ характера разрушений труб термосифонов, который позволил выявить причины разрушений, связанных, прежде всего, с

превышением рабочего давления внутри полости термосифона. В результате подобных превышений давления происходит разрыв трубы термосифонов в верхней части зоны испарения. Т.е., причины выхода из строя термосифонов, в первую очередь, следует отождествлять с причинами превышения давления.

В связи с этим был проведен расчет допустимого давления на испарительном участке термосифона при различных нагрузках с учетом полученных в ходе промышленного эксперимента параметров работы термосифонов.

Испарительный участок трубопровода является толстостенной оболочкой, воспринимающей внутреннее давление. По теории наибольших касательных напряжений труба испытывает сложное напряженное состояние, которое выражается в действии двух видов главных напряжений [84]. Наибольшее значение напряжения принимают на внутренней поверхности. Эквивалентные напряжения по теории наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \sigma_3, \tag{2.3}$$

где σ1 – тангенциальные напряжения, для внутренней поверхности трубы:

$$\sigma_1 = p\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}, \tag{2.4}$$

σ3 – радиальные напряжения, для внутренней поверхности трубы:

$$\sigma_3 = -p, \tag{2.5}$$

$$\sigma_{экв} = p\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} - (-p) \tag{2.6}$$

Принимая за эквивалентные напряжения $\sigma_{экв}$ – допускаемые [σ], были определены значения предельного давления [p], при котором произойдет разрушение трубы термосифона:

$$[p]=\frac{[\sigma]}{\frac{r_1^2+r_2^2}{r_1^2-r_2^2}+1} \tag{2.7}$$

При номинальных тепловых нагрузках, для полученного значения температуры стенки термосифона (255 °С) предельно допустимое давление составляет [p]≤15,76 МПа=157,6 ати.

Расчет допускаемого давления на плоское днище испарительного участка термосифона производился в соответствии с [95]:

$$[p]=\left(\frac{s-c}{k\cdot k_0\cdot D_r}\right)^2[\sigma]\varphi, \tag{2.8}$$

где s =14 мм – толщина днища;

с – величина прибавки к расчетной толщине при проектном расчете (для проверочного расчета, с=0);

k – коэффициент, определяемый конструкцией днища: для плоского вварного днища *k*=0,45 [84];

k_0=1,0 – коэффициент ослабления, определяемый наличием отверстий в днище;

Dr=77 мм – диаметр расчетный, равен внутреннему диаметру термосифона;

φ=1,0 – коэффициент прочности сварных швов, при расчете прочности.

$$P=\frac{2\delta\cdot\sigma}{D}=\frac{2\cdot 6\cdot 1500}{89}=202\,атм \tag{2.9}$$

Таким образом, в конструкции термосифона более донышко является более прочным элементом, чем труба. Т.е., допускаемое давление внутри термосифона ограничивается прочностью трубы. В таблице 2.7 приведены рассчитанные зависимости допускаемого внутреннего давления в полости термосифона при изменении температуры стенки трубы термосифона.

Таблица 2.7 – Зависимость предельно допустимого давления в полости термосифона от температуры стенки трубы термосифона

Температура стенки трубы термосифона, ºС	20	200	400	480
Предельно допустимое давление, соответствующее температуре стенки, кгс/см^2	185	171	115,6	58

ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 2

1. В главе представлено описание и характеристика объекта исследования, рассмотрены причины выхода термосифонов из строя в результате произошедших инцидентов.

2. Приведено описание измерительного комплекса, установленного при подготовке к промышленному эксперименту, а также описание портативных приборов, стационарных и вспомогательных устройств, использованных при проведении исследований.

3. Представлены результаты толщинометрии труб термосифонов, вышедших из строя, а также МРСА материала труб. Подтверждено, что в качестве материала для изготовления труб термосифонов была использована сталь 10, соответствующая ГОСТ 1050.

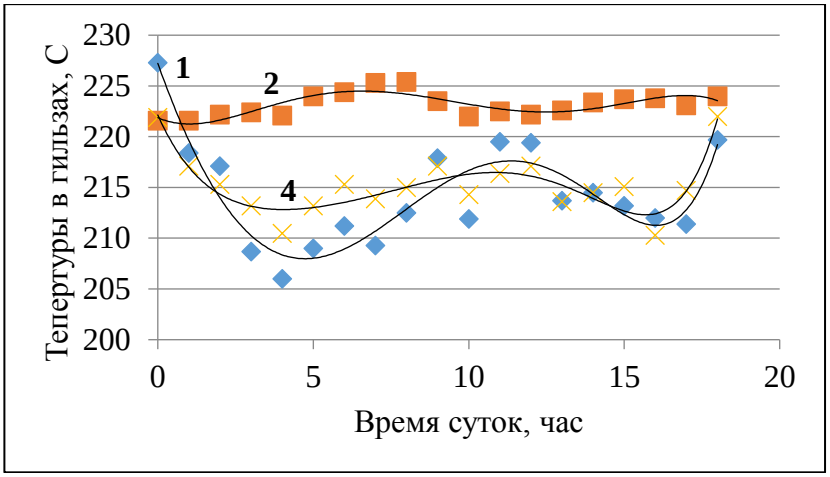
4. Проведен расчет предельно допустимого давления внутри термосифона при воздействии на днище и на трубу термосифона. Выявлено, что предельно допустимое давление внутри термосифона ограничено прочностью трубы и значением [p]≤15,76 МПа=157,6 ати. При рабочей температуре стенки 255°С. Представлены результаты расчета предельно допустимого давления при разных температурах стенки.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ И ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЕТОВ

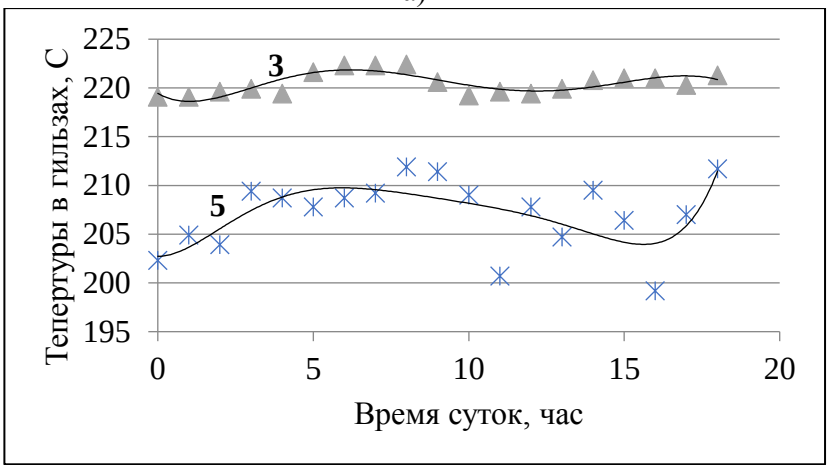
В соответствии с техническим заданием (Приложение 5) и Программой мероприятий, согласованной ОАО «Уралэнергоцветмет», УНЦ «Энергетика» ФГАОУ ВПО «УрФУ» и утвержденной ОАО «Святогор» (Приложение 4), при непосредственном участии автора настоящей работы, были проведены опытно-промышленные испытания с измерением фактических параметров работы термосифонов кессонированного газохода за отражательной печью № 2. В настоящей главе приведены основные результаты проведенной работы, а также расчеты показателей работы термосифонов.

3.1. Результаты измерений стационарными устройствами

На рисунке 3.1 показана динамика изменения температуры внутри термосифона в течение нескольких часов: гармонические колебания связаны с работой системы газо-импульсной и ручной очисток. При измерении были использованы гильзы разной длины и установленные в четырех блоках термосифонов по ходу отходящих газов. На рисунке 3.2 показана динамика изменения температуры стенок термосифона в адиабатной части и температуры стенки охладителя блока термосифона.



а)



б)

Рисунок 3.1 – Температура в гильзах термосифонов: а) размер гильзы 1 – 500 мм (в таблице 2.2 и на рисунке 2.15 – A5); 2, 4 – 1000 мм (Б5 и C3 соответственно); б) 3, 5 – 1500 мм (A6 и D2 соответственно)

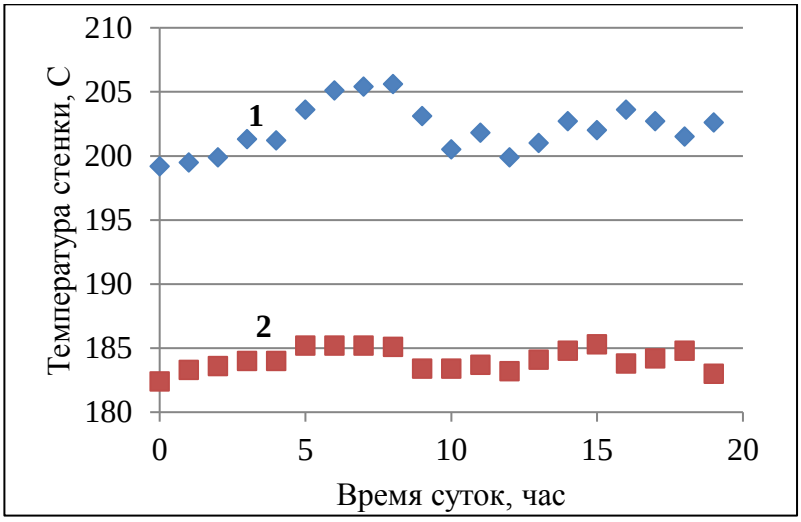


Рисунок 3.2 – Температура: 1 – стенки в адиабатной части термосифона; 2 – температура стенки охладителя термосифона

На рисунке 3.3 видно, что по высоте термосифона при кипении теплоносителя имеет место наличие распределенного перепада температуры в пределах 30-35°С. Данный перепад температур обусловлен градиентом температурой технологических газов по сечению газохода (см. рисунок 2.18 и таблицу 3.3).

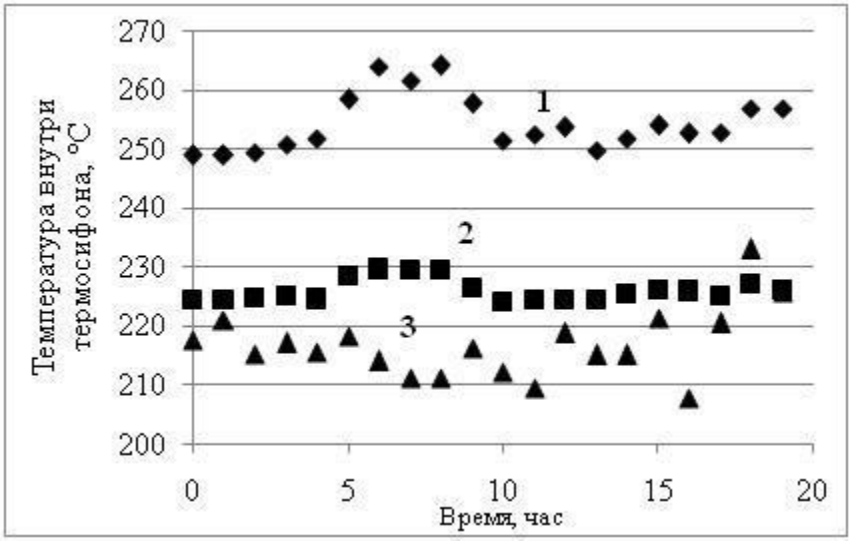


Рисунок 3.3 – Изменение температуры по высоте внутри полости термосифона: 1 –температура в нижней части полости термосифона; 2 – температура в средней части полости термосифона; 3 – температура в верхней части полости термосифона

Для проведения второго этапа промышленного эксперимента были задействованы следующие портативные приборы: газоанализатор «Testo 330 - 2LL»; датчик теплового потока; термопреобразователь, защищенный чехлом с отсосом газа; ультразвуковой расходомер «Portaflow 330».

Серия измерений портативными приборами была проведена в течение четырех месяцев в сопоставимых условиях эксплуатации. В таблице 3.1 приведены проведения измерений газоанализатором «Testo 330 - 2LL».

Таблица 3.1 – Результаты проведения измерений портативным газоанализатором

Дата и время проведения измерений	Содержание компонентов в технологических газах, %			
	SO_2	CO_2	O_2	CO
07.12.12 г.	4,8	9,2	0,8	0,4
17.12.12 г.	2,6	8,6	0,8	0,2
18.12.12 г.	1,6	9,2	1,2	0,0
21.12.12 г.	3,0	8,8	3,2	0,2

Результаты проведенных измерений отсосной термопарой приведены в таблице 3.2, датчиком теплового потока – в таблице 3.3.

Таблица 3.2 – Результаты измерений, проведённых с помощью термопары с отсосом технологических газов

Место проведения замеров	**Значения измеренных показаний, °С** обозначения точек – см. рисунок 2.18, а)		
	Точка 3	**Точка 2**	**Точка 1**
Лаз после блоков термосифонов	967	954	904
Лаз перед блоками термосифонов	1079	1029	1014
Лаз после 1-ой секцией ВЗП	873	849	801
-	**Точка 4**	**Точка 5**	**Точка 6**
Измерения через потолочное отверстие перед 1-ой секцией ВЗП	969	894	804

Стоит отметить, что показания температуры стационарного термоэлектрического преобразователя перед 1-ой секцией ВЗП (симметричного точке 1) были на уровне 820-830°С, т.е. ниже на 75 градусов

от полученных в эксперименте значений. Это связано с излучением на термопару холодных стен газохода, а также налипанием пыли на горячий спай стационарного термоэлектрического преобразователя, установленного на теплоутилизационной установке.

Температурные расслоения потока технологических газов связаны как с разницей между плотностями слоев т.г., возникающих в результате его охлаждения, так и с наличием присосов, возникающих из-за неплотностей в стыках между панелями кессонированного газохода.

Таблица 3.3 – Результаты измерений датчиком теплового потока

Измеряемые параметры	**за термосифонами**	**перед термосифонами**	**за первой секцией взп**	**через потолочное отверстие**
Температура воды на входе, °С	19	19	19	19
Температура воды на выходе, °С	52	62	50	64
Время набора воды в ведро, с	53	51	52	57
Плотность воды, кг/м^3	1000	1000	1000	1000
массовый расход воды, кг/с	0,226	0,235	0,231	0,211
теплоемкость воды, [Дж/кг*С]	4190	4191	4192	4193
Полученные результаты				
Тепловой поток, Вт	**31306,4**	**42403,1**	**29988,9**	**39723,2**
Диаметр трубы, м	0,05	0,05	0,05	0,05
Длина трубы, м	2,5	2,5	2,5	2,5
Площадь теплообмена, м^2	0,3925	0,3925	0,3925	0,3925
Удельный тепловой поток, [Вт/м^2]	**79761,6**	**108033,3**	**76404,9**	**101205,5**

3.2. Расчет теплотехнических характеристик термосифона

Для оценки характеристик теплообменника при различных условиях эксплуатации была разработана методика расчета его параметров. Теплообменник должен работать при следующих условиях – температура технологических газов около 1000°С, съем тепла производится кипящей водой (при температуре около 190°С). В качестве промежуточного теплоносителя в термосифонах выбрана также вода.

Теплообменник-рекуператор состоит из набора отдельных независимых элементов – термосифонов. Качество работы всего устройства зависит от параметров работы его составных частей. Поэтому требуется предварительная оценка характеристик элементов теплообменника в зависимости от внешних и внутренних условий (параметров обдува испарителей потоком газа, параметров водяного двухфазного теплообменника для снятия тепла). Также необходимо учитывать и внутренние характеристики элементов - интенсивности теплообмена при испарении и конденсации промежуточного теплоносителя в термосифонах. Каждый из этих процессов теплопередачи характеризуется своим термическим сопротивлением. В общем виде теплопередача в термосифоне, находящегося в составе теплообменника, представлена на рисунке 3.4 в виде параллельно-последовательной цепочки термических сопротивлений.

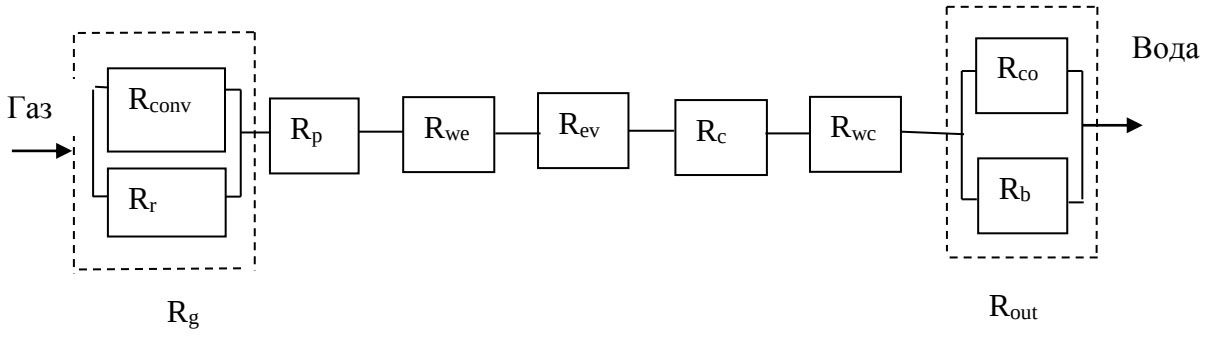


Рисунок 3.4 – Схема термических сопротивлений термосифона в составе теплообменника

Тепловая энергия от технологического газа конвекцией и излучением (R_{conx} и R_r) передается к поверхности испарителя термосифона, которая может быть покрыта слоем твердых отложений (R_p). Далее имеется термическое сопротивление металлической стенки испарителя (R_{we}), термические сопротивления теплопередаче при испарении теплоносителя в термосифоне (R_{ev}) и при конденсации его паров (R_c). Следующие элементы составляют сопротивление металлической стенки конденсатора (R_{wc}) и сопротивление теплообмену при обтекании конденсатора кипящей водой (R_{out}). Параллельность отдельных сопротивлений на входе (R_g) и выходе (R_{out}) объясняется совместностью процессов теплообмена. На входе это конвекция и взаимное излучение газа к внешней поверхности стенки испарителя, на выходе – кипение охлаждающей воды в большом объеме (при естественной циркуляции). С учетом температурного уровня работы теплообменника и величин передаваемых тепловых потоков значения всех термических сопротивлений являются существенными и должны быть учтены в расчетах.

Схема работы термосифона и места определения температур, используемых и получаемых в расчетах, приведена на рисунке 3.5.

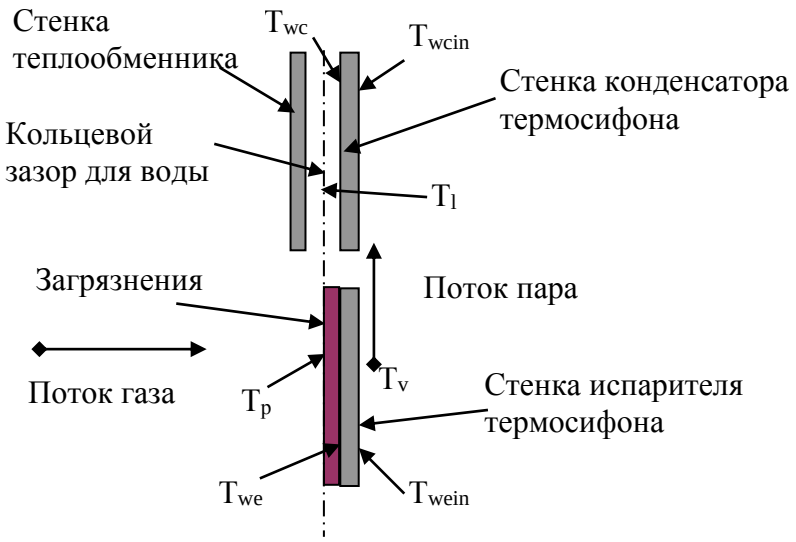


Рисунок 3.5 – Схема термосифона и места контролируемых температур

Далее рассматриваются конкретные выражения для определения величин каждого из термических сопротивлений.

Испарительные секции термосифонов в теплообменнике обдуваются потоком газа при температуре около 1000° С. Учет конвективного и радиационного теплообмен между газом и стенкой испарителя производится в соответствии с нормами теплового расчета котлов [85].

Для описания конвективного теплообмена в шахматных пучках гладких труб можно применить расчетные методики, приведенные в [86]. Выражение для определения средних параметров конвективного теплообмена в глубинных рядах пучка имеет вид:

$$Nu = 0.35\left(a/b\right)^{0.2}\,\mathrm{Re}_g^{0.6}\,\mathrm{Pr}_g^{0.36}\left(\mathrm{Pr}_g/\mathrm{Pr}_w\right)^{0.25} \tag{3.1}$$

Согласно [88], теплообмен в первом ряду пучка отличается от теплообмена в глубинных рядах и составляет от них 65-70%.

Интенсивность радиационного теплообмена может быть определена по общепринятому выражению [65]:

$$q_r = \varepsilon_m \sigma_0 \left(T_g^4 - T_w^4\right) \tag{3.2}$$

Здесь ε_m – приведенная степень черноты, определяемая как

$$\varepsilon_m = \frac{\varepsilon_g \varepsilon_w}{\varepsilon_w + \varepsilon_g\left(1-\varepsilon_w\right)} \tag{3.3}$$

При описанном подходе суммарный тепловой поток, поступающий на поверхности испарителей термосифонов от технологического газа равен:

$$Q_\Sigma = Q_{conv} + Q_r, \tag{3.4}$$

где

$$\begin{aligned} Q_{conv} &= \alpha_{conv} S_{ev}\left(t_g - t_w\right) \\ Q_r &= q_r S_{ev} \end{aligned},$$

Величина α_{conv} определяется из выражения (3.1).

Для радиационного теплообмена также можно задаться условным коэффициентом теплообмена, который выражается следующим образом [88]:

$$\alpha_r = \varepsilon_m \sigma_0 \left(T_g^2 + T_w^2\right)\left(T_g + T_w\right) \tag{3.5}$$

Термическое сопротивление конвективного теплообмена при обдуве газом одиночного испарителя термосифона равно

$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha_{conv} \pi d_{out} L_{ev}} \quad , \tag{3.6}$$

а – термическое сопротивление радиационного теплообмена – определится как:

$$R_r = \frac{1}{\alpha_r \pi d_{out} L_{ev}} \tag{3.7}$$

Общее термическое сопротивление внешнего теплообмена от горячего газа к испарителю термосифона складывается из параллельных термических сопротивлений конвективного и радиационного теплообмена.

$$R_g = \frac{R_{conv} R_r}{R_{conv} + R_r} \tag{3.8}$$

Поскольку газ, поступающий в теплообменник, является сильно запыленным, на внешней поверхности испарителя термосифона может образовываться слой твердых отложений.

В стационарных условиях термическое сопротивление слоя твердых отложений зависит от их теплопроводности и толщины слоя

$$R_p = \frac{\ln\left(\dfrac{d_{out} + 2\delta_p}{d_{out}}\right)}{2\pi \lambda_p L_{ev}} \tag{3.9}$$

Тепловой поток, поступающий к поверхности испарителя от горячего газа, (и через слой отложений) передается к промежуточному теплоносителю в термосифоне через металлическую стенку теплопроводностью металла. Термическое сопротивление цилиндрической стенки можно определить следующим образом:

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)}{2\pi\lambda_{st}L_e} \tag{3.10}$$

Испаритель термосифона заполнен теплоносителем (водой) на 1/3 своего объема. В процессе работы часть теплоносителя переходит в паровую фазу, а часть – в пленку жидкости, образующуюся на внутренней поверхности конденсатора и первоначально сухой части испарителя. Для термосифона с внутренним диаметром 77 мм, высотой зоны испарения 3,34 м и высотой зоны конденсации 1,5. При исходной массе воды 7 кг высота заполненная водой составила1,83 м. Масса сухого насыщенного пара при давлении 3 МПа составила 0,338 кг, масса воды в стекающей пленке как в зоне конденсации, так и в зоне испарения при ее средней толщине 0,17 мм не превышает 0,06 кг. Таким образом по сравнению с начальной заливкой в рабочем состоянии (при давлении 3 МПа) высота слоя воды уменьшилась примерно на 0,1 м Кроме того, при интенсивном кипении воды в затопленной части испарителя образуются паровые пузыри и паровые пробки, которые интенсивно перемешивают жидкость, двигают ее вверх в испарителе и капли разбрызгиваемой жидкости дополнительно смачивают поверхность испарителя. Для описания процессов кипения в вертикальном трубчатом объеме достаточно большого диаметра может использоваться большое количество экспериментально полученных зависимостей. Для определения интенсивности теплообмена при кипении воды в испарителе термосифона могут быть рекомендованы следующие экспериментально полученные выражения [89, 90]:

$$\alpha_{ev} = 0.32\frac{\rho_l^{0.65}\lambda^{0.3}c_p^{0.7}g^{0.2}q_{ev}^{0.4}}{\rho_v^{0.25}r^{0.4}\eta_l^{0.1}}\left(\frac{p}{p_{atm}}\right)^{0.23} \tag{3.11}$$

Для кипения жидкости в вертикальной затопленной колонне и для теплообмена в пленке жидкости в остальной части испарителя:

$$\alpha_{ev} = 1.1\lambda \left(\frac{4xq_{ev}}{r\eta_l} \right)^{-0.33} \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{0.33} \tag{3.12}$$

Здесь x=L_h+0.5L_{film},

L_h – высота сохраняющегося столба жидкости в нижней части испарителе,

L_{film} – длина пленки жидкости в остальной части испарителя.

Величины L_h и L_{film} можно вычислить, исходя из постоянства массы жидкости в термосифоне, по следующим выражениям:

$$L_h = \frac{\rho_v L \frac{d_{in}}{4} + \rho_l L_c \frac{\delta_l}{2} + \rho_l L \delta_l - \rho_l L_c \delta_l - \frac{m_0}{\pi d_{in}}}{\rho_v \frac{d_{in}}{4} - \rho_l \frac{d_{in}}{4} + \rho_l \delta_l}, \tag{3.13}$$

$$L_{film} = L - L_c - L_h, \tag{3.14}$$

Здесь L – полная длина термосифона,

m_0 – масса заправленного теплоносителя в термосифоне.

Величины плотностей пара и жидкости были взяты в соответствии рабочей температуре пара внутри термосифона. На практике можно использовать две модели теплообмена в испарителе термосифона. Первый из них состоит в использовании только выражения (3.11), второй – в совместном использовании выражений (3.11) и (3.12).

Для модели испарителя, состоящего из двух зон теплообмена (затопленная зона и зона испарения пленки) подход состоит в следующем.

Через затопленную зону отводится тепловой поток Q_1 с плотностью q_1. Высота столба жидкости в испарителе – h_0. Величину Q_1 можно выразить следующим образом:

$$Q_1 = \frac{t_{we1} - t_v}{R_{g1} + R_{we1} + R_{ev1}} \tag{3.15}$$

Здесь t_{we1} – температура наружной стенки испарителя в этой зоне,

t_v – температура пара в термосифоне,

R_g – термическое сопротивление теплопередаче от газа к участку стенки испарителя,

R_{we1} – термическое сопротивление стенки испарителя в затопленной зоне,

R_{ev1} – термическое сопротивление теплообмену в затопленной зоне.

Описание процесса теплообмена в зоне испарения пленки производится аналогично процессу теплообмена в затопленной зоне. Тепловой поток, воспринимаемый в испарителе в этой зоне, определяется аналогично (15).

$$Q_2 = \frac{t_{we2} - t_v}{R_{g2} + R_{we2} + R_{ev2}} \tag{3.16}$$

Уравнение (3.15) можно свести к следующему уравнению:

$$q_2 = \frac{1}{\pi d_{in}\left(L_e - h_0\right)\left(R_g + R_{we2}\right)}\left(t_g - t_v - \frac{1}{N_2} q_2^{1.33}\right) \tag{3.17}$$

Решение уравнений производится методом итераций и позволяет определить тепловые потоки, поступающие в испаритель через затопленную зону и зону испарения пленки.

После определения q_1 и q_2 из уравнений (3.15) и (3.17) можно вычислить величины α_{ev1} и α_{ev2}, а затем R_{ev1} и R_{ev2}. Общее термическое сопротивление испарителя термосифона определится как сопротивление параллельной цепи из сопротивлений двух зон с разными характеристиками теплообмена.

$$R_{ev} = \frac{R_{ev1} R_{ev2}}{R_{ev1} + R_{ev2}} \tag{3.18}$$

Также определяется и суммарный тепловой поток, воспринимаемый испарителем от горячего газа.

$$Q = Q_1 + Q_2 \tag{3.19}$$

Температуры внешней поверхности испарителя в двух зонах определятся как:

$$t_{we1} = t_v + Q_1\left(R_{we1} + R_{ve1}\right) \tag{3.20}$$

$$t_{we2} = t_v + Q_2\left(R_{we2} + R_{ve2}\right) \tag{3.21}$$

Для рассматриваемой задачи теплообмена в термосифоне в составе теплообменника при имеющихся тепловых нагрузках, как уже указывалось ранее, также можно использовать только выражение (3.11).

Термическое сопротивление испарителя термосифона при этом выглядит как:

$$R_{ev} = \frac{1}{\alpha_{ev}\pi d_{in} L_e} \tag{3.22}$$

Как показали расчеты, по методикам равномерного теплообмена по всей поверхности испарителя и разделения его на две зоны, различие конечных результатов находится в пределах 3-5%.

В конденсаторе термосифона пар и пленка жидкости движутся в противоположных направлениях. Это, в свою очередь, не может не влиять на величину коэффициента теплообмена при конденсации паров теплоносителя. Для характеристики взаимодействия между потоком пара и стекающей пленкой жидкости служит параметр ψ [91]:

$$\psi = \frac{c_f \rho_v}{16\rho_l} Fr\,\overline{Nu}_0, \tag{3.23}$$

$$c_f = \frac{2q}{r\rho_v V_v} \tag{3.24}$$

$$\overline{Nu_0} = \sqrt[4]{\frac{1}{4} Ga\,\mathrm{Pr}_l\,K} \tag{3.25}$$

Если величина ψ>1.33, то конденсат, увлекаемый паром, течет вверх, если ψ>4, то направление движения пара не влияет на интенсивность теплообмена.

Средняя величина коэффициента теплообмена при конденсации пара может быть определена как:

$$\overline{\alpha_c} = \lambda_l \sqrt{\frac{c_f \rho_v V_v^2 r}{q_c \nu_l L_c}} \tag{3.26}$$

Упрощенно для расчета коэффициента теплообмена при конденсации пара можно использовать следующие выражения:

Толщина пенки конденсата в нижней части конденсатора выражается как:

$$\delta_{c0} = \sqrt[3]{\frac{3Q\eta_l}{r\rho_l \pi d_{in} g\left(\rho_l - \rho_v\right)}}, \tag{3.27}$$

а средний коэффициент теплообмена в конденсаторе

$$\overline{\alpha_c} = \frac{2\lambda_l}{\delta_{c0}} \tag{3.28}$$

и термическое сопротивление конденсатора

$$R_c = \frac{1}{\alpha_c \pi d_{in} L_c} \tag{3.29}$$

Тепловой поток, поступающий к поверхности конденсатора от конденсирующегося пара, передается через металлическую стенку теплопроводностью металла. Термическое сопротивление цилиндрической стенки конденсатора определяется аналогично сопротивлению стенки испарителя:

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)}{2\pi\lambda_{st} L_c} \tag{3.30}$$

Конденсатор термосифона охлаждается водой, протекающей по кольцевому зазору вдоль его внешней поверхности. Съем тепла с конденсатора происходит за счет конвекции и парообразования в протекающей воде с образованием двухфазного парожидкостного потока.

Для расчета теплообмена в такой системе рекомендуется интерполяционная формула С. С. Кутателадзе [88]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left[1 + \left(\frac{\alpha_b}{\alpha_0}\right)^2\right]^{0.5} \tag{3.31}$$

Здесь α – коэффициент теплообмена к вынужденному потоку кипящей жидкости, α_0 – коэффициент теплообмена при отсутствии кипения, α_b – коэффициент теплообмена при кипении в большом объеме.

При нагреве только внутренней трубы кольцевого зазора для определения коэффициента теплообмена можно использовать выражение [88]:

$$\frac{\alpha_0}{\alpha_t} = \left(1 - \frac{0.45}{2.4 + Pr}\right)\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{\frac{0.16}{\mathrm{Pr}^{0.15}}}, \tag{3.32}$$

где αt – коэффициент конвективного теплообмена для гладкой трубы с гидравлическим диаметром d_2-d_1.

Для гладкой трубы при турбулентном режиме течения воды для определения коэффициента конвективного теплообмена αt можно использовать известное выражение [65]:

$$Nu_l = 0.021\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.43} \tag{3.33}$$

Для вычисления коэффициента теплообмена при кипении воды в большом объеме применима следующая зависимость [91]:

$$\alpha_b = 0.075\left[1 + 10\left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\left(\frac{\lambda_l^2}{\nu\sigma T_s}\right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}} \tag{3.34}$$

Суммарное термическое сопротивление внешнего теплообмена конденсатора термосифона определится как:

$$R_{out} = \frac{1}{\alpha\pi d_{out} L_c} \tag{3.35}$$

Комбинируя приведенные выражения, можно получить систему алгебраических уравнений, решение которых позволит определить все требуемые параметры термосифона.

3.3. Теплообмен в последовательно расположенных рядах термосифонов

На начальном этапе расчета рассматривается первый относительно набегающего потока газа ряд термосифонов в теплообменнике. В этом случае, как указывалось ранее, необходимо корректировать величину коэффициента конвективного теплообмена между газом и поверхностью испарителя термосифона. Если считать условия теплообмена для всех термосифонов в ряду одинаковыми, то снимаемый суммарный тепловой поток с первого ряда равен

$$Q_{\Sigma 1} = n_1 Q_1 \tag{3.36}$$

Поскольку температура охлаждающей воды считается постоянной, то весь тепловой поток, снимаемый с ряда термосифонов, расходуется на парообразование в потоке и появление его двухфазности.

Объемный расход пара на выходе из первого ряда термосифонов теплообменника определяется как

$$G_v = \frac{Q_{\Sigma 1}}{\rho_l r}, \tag{3.37}$$

а паросодержание потока охлаждающей воды

$$y_v = \frac{G_v}{G_v + G_{l1}}, \tag{3.38}$$

где Gl_1 – расход охлаждающе воды через один ряд термосифонов теплообменника.

При прохождении первого ряда термосифонов газ отдает тепло и охлаждается. Средняя температура газа после выхода из первого ряда равна

$$t_{gout1} = t_{gin} - \frac{Q_{\Sigma 1}}{c_{pg} G_g} \tag{3.39}$$

Величины c_{pg} и G_g измеряются в объемных величинах.

Для последующих рядов порядок расчета такой же, как и для первого ряда. Необходимо учесть изменение коэффициента конвективного теплообмена потока газа с поверхностями испарителей. За температуру набегающего потока газа берется величина, определенная в (3.39), т.е.

$$t_{gin2} = t_{gout1}.$$

Далее определяются величины Q для одной тепловой трубы, $Q_{\Sigma 2}$ для всего ряда, и паросодержание выходящего из этого ряда потока охлаждающей воды.

При переходе к следующему ряду теплообменника процедура расчета не изменяется, т.е.

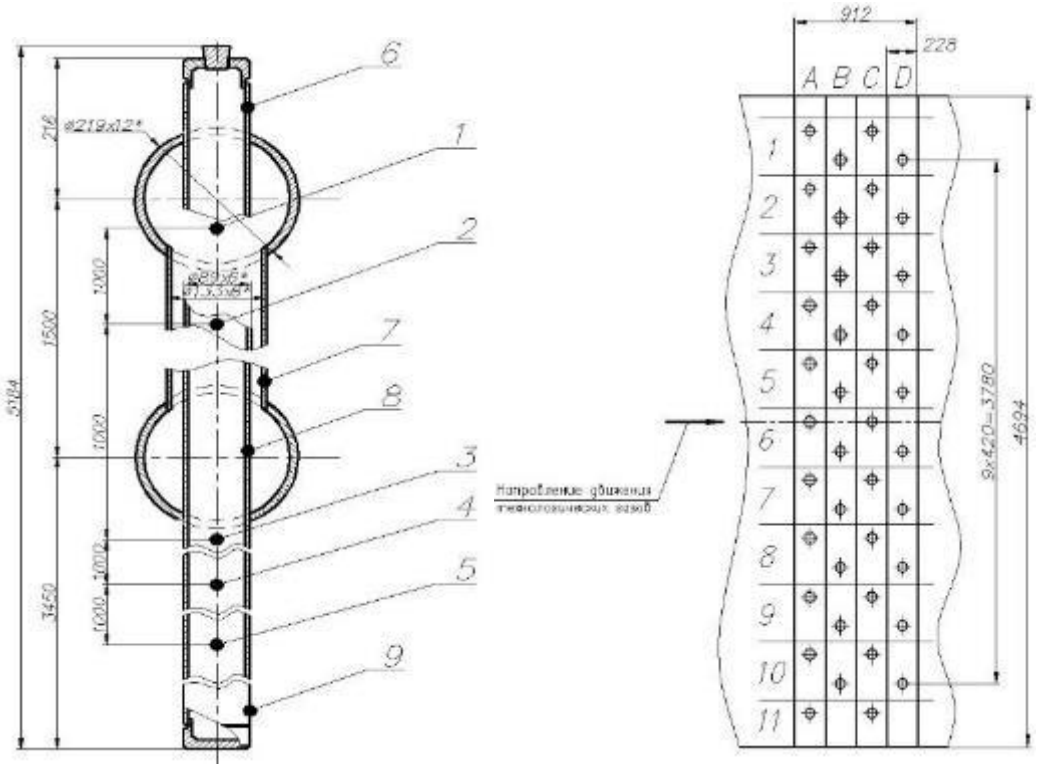
$$t_{gin3} = t_{gout2}, \tag{3.40}$$

и вычисляются все требуемые параметры.

Суммарное паросодержание потока выходящей воды определяется как среднее от паросодержаний по отдельным рядам теплообменника. Суммарная, снимаемая с теплообменника тепловая мощность определяется как сумма снимаемых мощностей с отдельных рядов.

$$Q_{\Sigma} = \sum_{n=1}^{n} Q_{\Sigma i}. \tag{3.41}$$

Общий вид конструкции, основные размеры и схема установки датчиков температуры в термосифоне приведены на рисунке 3.6. Расположение приборов регистрации показаний приведено в таблице 2.2.



а) б)

Рисунок 3.6: а) Разрез термосифона с точками, в которых измерялась (точки 1-7, 9) и рассчитывалась температура; б) Схема экспериментальной группы термосифонов, состоящей из четырех блоков

Одной из задач экспериментальных исследований являлось определение рабочих параметров теплообменника при различных условиях, сравнение расчетных и экспериментально полученных характеристик теплообмена (прежде всего, рабочих температур и передаваемых тепловых потоков).

На рисунке 3.7 приведен пример сравнения расчетных и экспериментально полученных температур пара в термосифонах теплообменника, распределенных по рядам в направлении течения горячего газа. Предполагается, что все термосифоны в каждом ряду находятся в одинаковых условиях.

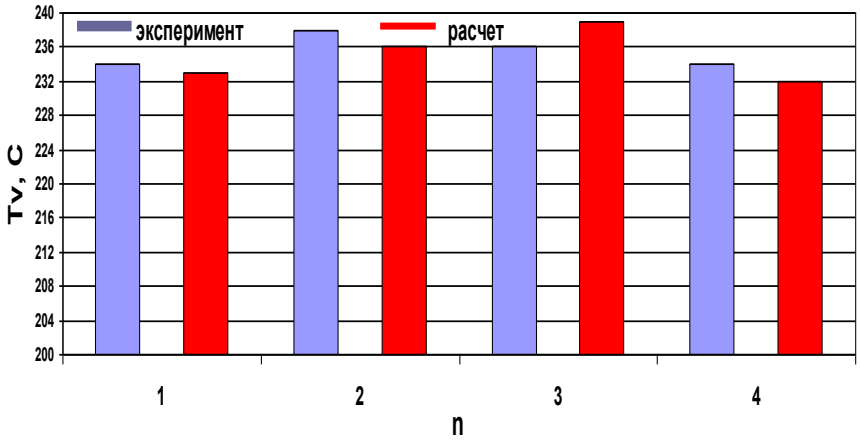


Рисунок 3.7 – Сравнение расчетных и экспериментальных данных по температуре пара в термосифонах теплообменника. Температура входящего технологического газа – 924^0 С. Расход технологического газа – 93000 $м^3$/час n – номер ряда термосифонов в теплообменнике

Как видно из рисунка 3.7 и таблицы 3.4, расчетные и экспериментальные данные удовлетворительно соответствуют друг другу. В таблицах 3.5 и 3.6 приведены результаты расчетов характеристик пленки конденсата и значения термических сопротивлений соответственно.

Таблица 3.4 – Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Ряд ТС	$t_{v расч.}$ С	$t_{v эксп}$ С	Q ТС, Вт	$t_{g\ вх,}$ С	$t_{g\ вых\ расч}$, С	$t_{g\ вых\ эксп}$, С
1	247	245	78800	869	849	
2	244		74900	849	828	
3	240		70900	828	810	
4	238	231	67600	810	791	760
1	270	271	135000	1011	967	
2	260		120000	967	933	
3	253		110000	933	905	
4	248	248	102000	905	876	850

Здесь t_v – температура пара в термосифоне, Q – мощность одного термосифона в ряду, t_g – температура газа.

Таблица 3.5 – Характеристики пленки конденсата в нижней части конденсатора термосифона

Q, Вт	1000	10000	20000	50000	70000	10000
δ, м	5.13e-5	1.1e-4	1.39e-4	1.89e-4	2.11e-4	2.38e-4
S, $м^2$	1.24e-5	2.68e-5	3.37e-5	4.58e-5	5.12e-5	5.77e-5
V, м/с	0,058	0,268	0,425	0,783	0,98	1,24

Q – передаваемый тепловой поток, δ – толщина пленки конденсата в нижней части конденсатора термосифона, S – площадь сечения пленки конденсата в нижней части конденсатора термосифона, V – средняя скорость течения пленки конденсата в нижней части конденсатора термосифона

Таблица 3.6 – Типичные значения величин термических сопротивления (К/Вт) для разных участков теплообмена в термосифоне в составе теплообменника

Rg	Rwe	Re	Rc	Rwc	Rout
10^{-2}	$1{,}75\cdot10^{-4}$	$5\cdot10^{-5}$	$4\cdot10^{-4}$	$3{,}4\cdot10^{-4}$	$1{,}3\cdot10^{-4}$

Rg – от газа к стенке испарителя, Rwe – стенки испарителя, Re – испарения (кипения), Rc – конденсации, Rwc – стенки конденсатора, Rout – от стенки конденсатора к охлаждающей воде

3.4. Расчет температуры стенки термосифона

На рисунке 3.8 приведен пример расчета термических сопротивлений отдельных зон единичного термосифона. Как видно из приведенных графиков, сопротивления испарителя и конденсатора термосифона соизмеримы между собой, в то время как общее термическое сопротивление намного больше их суммы. Это свидетельствует о том, что главный вклад в общее термическое сопротивление вносит сопротивление при конвективном теплообмене между испарителем термосифона горячими технологическими

газами. Внешнее термическое сопротивление конденсатора (R_{out}) по своей величине соизмеримо с внутренними термическими сопротивлениями испарителя и конденсатора. При этом заранее можно отметить, что сопротивления металлических стенок испарителя и конденсатора термосифона также соизмеримы с сопротивлениями при испарении и конденсации.

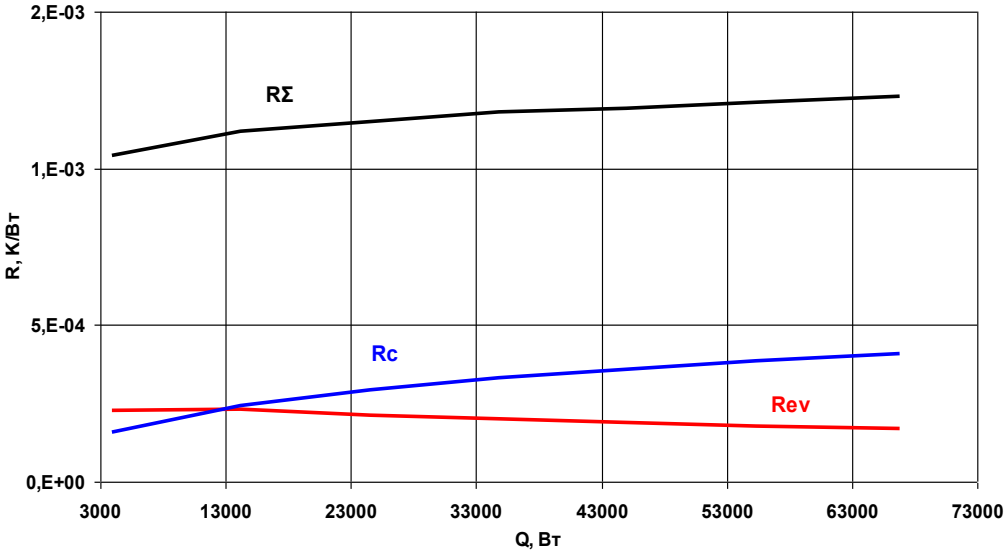


Рисунок 3.8 – Термические сопротивления единичного термосифона в составе теплообменника

В качестве примера расчета на рисунке 3.9 приведены профили температуры поверхностей термосифона, расположенных в разных рядах теплообменника.

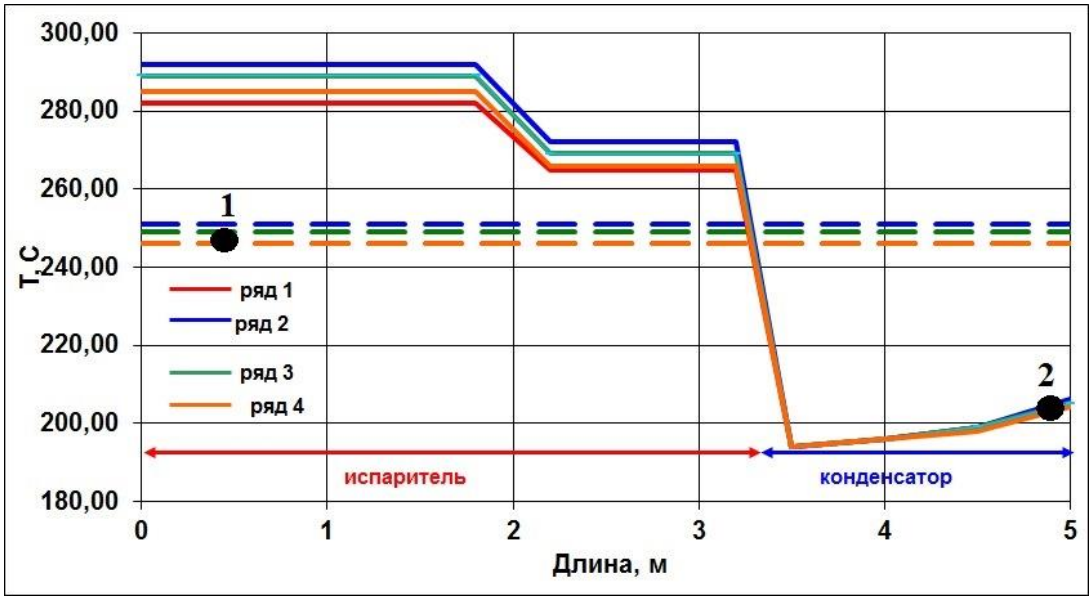


Рисунок 3.9 – Профили температуры поверхностей термосифонов в различных рядах теплообменника. Пунктирная линия – температура пара. Точки 1, 2 – экспериментальное значение температур стенок термосифона

Профили построены, исходя из модели теплообмена в испарителе в виде двух зон – в затопленной нижней части испарителя и в его верхней части, где расположена пленка кипящей стекающей жидкости. Если использовать модель кипения жидкости в колонне, профили температуры на поверхности испарителя будут более равномерные, но, как уже указывалось ранее, это практически не повлияет на суммарные характеристики теплообменника, поскольку основное термическое сопротивление это сопротивление при внешнем теплообмене между газами и стенкой. Неизотермичность поверхности конденсатора определяется изменением толщины пленки конденсата по его высоте.

Более чем удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных значений температуры стенки термосифона как в зоне испарения, так и в зоне конденсации, учитывающее их изменение по высоте свидетельствует о применимости предложенной методики расчета, учитывающей все особенности теплообмена.

Причины аварийных ситуаций.

Ситуации, приводящие к выходу термосифонов могут быть связаны с двумя основными причинами:

– увеличение температуры газов выше предельных значений, при которой давление в термосифоне превышает допустимое;

– ухудшение циркуляции охлаждающей воды, приводящее к снижению коэффициента теплопередачи в зоне конденсации.

Расчеты температуры насыщения при различных значениях коэффициента теплопередачи в зоне конденсации показали, что давление в термосифоне существующей конструкции очень чувствительно к уменьшению коэффициента теплопередачи (рисунок 3.10). Расчеты проведены для конструкции и условий характерных для котла-утилизатора за печью №2 ОАО «Святогор».

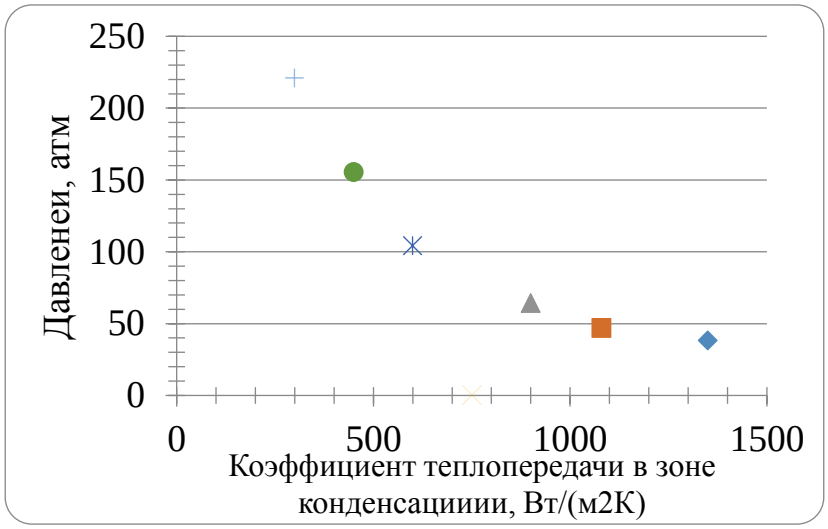


Рисунок 3.10 – Изменение давления в полости термосифона от величины коэффициента теплопередачи в зоне конденсации

Уменьшение коэффициента теплопередачи от номинального значения равного 900 Вт/(м^{2}К) до 500 Вт/(м^{2}К) приводит к резкому увеличению давления, превышающему 100 атм. Таким образом, даже незначительное ухудшение циркуляции может привести к аварийной ситуации. Длина зоны конденсации в принятой конструкции термосифонов более чем в два раза

меньше длины зоны испарения, что и обуславливает такую зависимость давления в термосифоне от интенсивности охлаждения. Увеличение площади теплообмена в зоне конденсации безусловно повысит надежность работы печи.

3.5. Влияние отложений пыли на поверхности термосифонов

При эксплуатации теплообменников с высоко запыленными газовыми потоками большое влияние на интенсивность теплообмена будут оказывать твердые отложения на поверхности испарителя термосифона. Дополнительные термические сопротивления, вносимые отложениями, могут быть весьма существенными.

При исследовании отложений была задействована лабораторная база ОАО «Святогор», кафедры «Термообработки и физики металлов» УрФУ и испытательной лаборатории кафедры «Теплоэнергетики и теплотехники» УрФУ.

На рисунке 3.11 приведена фотография участка испарителя с частично снятым слоем отложений.

Рисунок 3.11 – Отложения пыли на испарительной части термосифона (вид через лаз): до и после очистки

На базе лаборатории ОАО «Святогор» выполнен анализ отложений пыли, оседающей на термосифонах. Основные характеристики:

- Состав отходящих газов, %: O_2=9,4 %, SO_2=0,7-1,5 %, CO=0,0 %, CO_2=6,4-6,5 %, SO_3=0,05 %;
- Запыленность отходящих газов: 6-10 г/нм^3;
- Содержание водяных паров в отходящих газах: 15,7-16,9 %;
- Химический состав элементов пыли: CaO=0,78 %, SiO_2=3,68 %, $Fe_{общ}$=17,1 %.

В соответствии с описанием, приведенным в п. 2.4.3, в лаборатории на кафедре «Термообработки и физики металлов» выполнен МРСА (микро рентгеноспектральный анализ) отобранных проб.

На рисунках 3.12-3.13 приведены изображения проводимых опытов с обозначением площади проведения анализа, а также визуализация результатов. В таблице 3.7 показаны средние значения содержаний химических элементов каждой из взятых проб. Анализируя состав представленных проб и возможных соединений, можно сделать вывод, что кислорода вполне достаточно для окисления большинства элементов и сера находится в связанном состоянии.

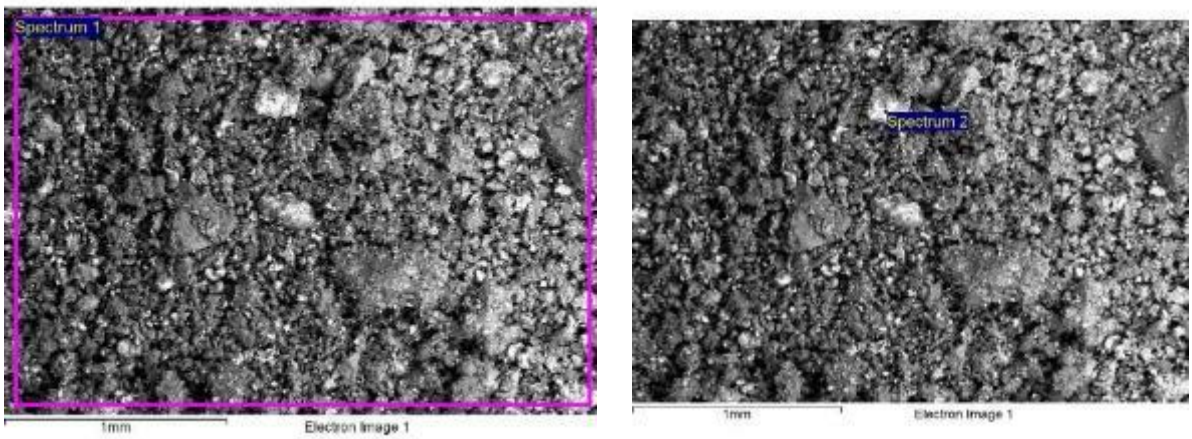
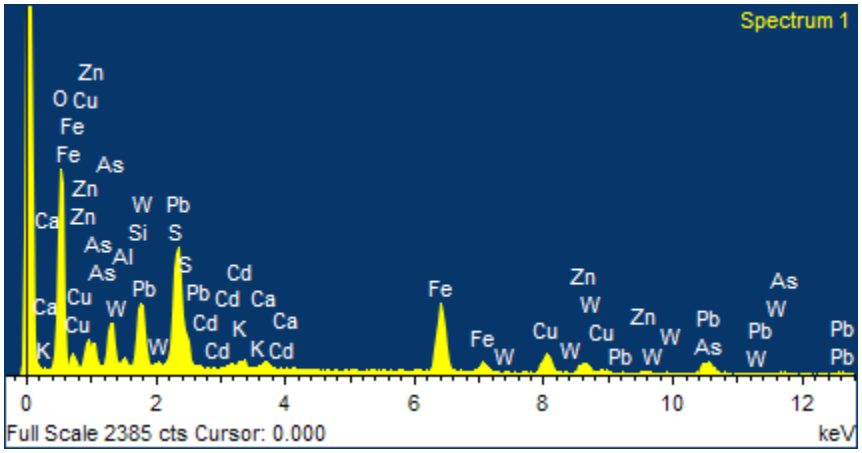


Рисунок 3.12 – МРСА настыли с поверхности термосифона



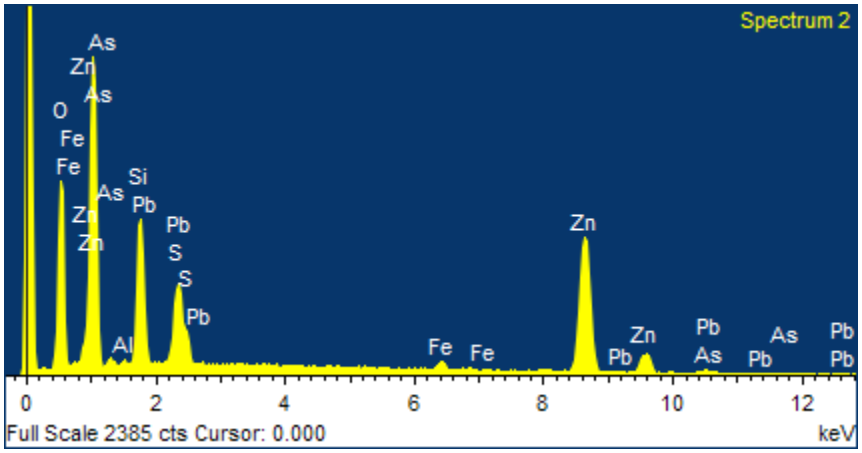


Рисунок 3.13 – Визуализация результатов МРСА по выбранным зонам (см. рисунок 3.12)

Таблица 3.7 – Распределение основных компонентов по фазам по данным МРСА, %

№ образца	O	Al	Si	S	K	Ca	Fe	Cu	Zn	As	Cd	W	Pb	Na	Mg	Примечание
1	26,89	0,88	4,68	3,97	0,89	1,37	12,32	37,22	5,03	-	-	-	3,97	-	-	Проба с поверхности термосифона
2	31,19	1,39	5,71	6,04	1,21	0,60	19,24	6,31	15,08	6,04	1,64	2,27	7,56	-	-	Проба настыли № 1
3	39,88	1,00	1,88	9,06	0,75	0,43	10,25	7,01	5,63	9,90	2,46	4,25	8,96	1,76	-	Проба настыли № 2
4	23,48	0,81	1,65	4,55	0,44	1,02	20,72	34,51	7,20	2,65	-	2,17	3,70	1,32	-	Проба крупных фракций материала с поверхности термосифона № 1
5	30,89	0,79	1,63	9,55	0,77	4,73	14,91	18,30	14,85	2,61	-	-	2,83	3,32	1,52	Проба крупных фракций материала с поверхности термосифона № 1
6	19,44	0,30	1,78	4,89	1,03	1,22	19,85	42,36	6,12	2,48	-	-	2,50	-	-	Проба пыли из-под ВЗП КУ
-	28,63	0,86	2,89	6,34	0,85	1,56	16,21	24,29	8,99	4,51	2,05	3,26	4,92	2,54	1,42	Средний показатель

В ОАО «Святогор» проведены исследования гранулометрического состава, ситовой анализ на аппарате «РОТАП» и седиментиационный анализ на аппарате «АДАП», в соответствии с методикой ГОСТ 24598-81. Гранулометрический состав пыли представлен в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Гранулометрический состав пыли

Классы крупности, мм	Выход, %
-1,00+1,60	0,02
-0,63+0,40	0,01
-0,40+0,315	0,01
-0,315+0,20	0,01
-0,20-0,16	0,01
-0,16+0,10	0,05
-0,10+0,071	0,05
-0,071+0,045	0,03
-0,045+0,024	25,25
-0,024+0,012	34,34
-0,012+0,006	19,83
-0,006+0,000	20,39
ИТОГО	100

Из таблицы рассчитано, что медианный размер частиц составляет 15-16 мкм.

Удельный вес пыли составил 3,62 г/см^3. Исходная проба темно-бурого цвета. При макроскопическом изучении проба представлена пылевидным материалом. Максимальный наблюдаемый размер агрегатов – 3 мм,

преимущественный размер агрегатов – 0,5-1 мм. Агрегаты разрушаются при небольшом усилии.

При микроскопическом изучении наблюдается полиминеральные зерна округлых форм. Максимальный размер зерен 40 мкм. Преобладающий размер зерен от 10 до 25 мкм, в значительно меньшем количестве в пробе присутствуют классы крупности зерен от 25 до 40 мкм и от 10 до менее 1 мкм. Зерна плотные без трещин и пор. В зернах наблюдается присутствие железосодержащих минералов. Пример зерна приведен на рисунке 3.14.

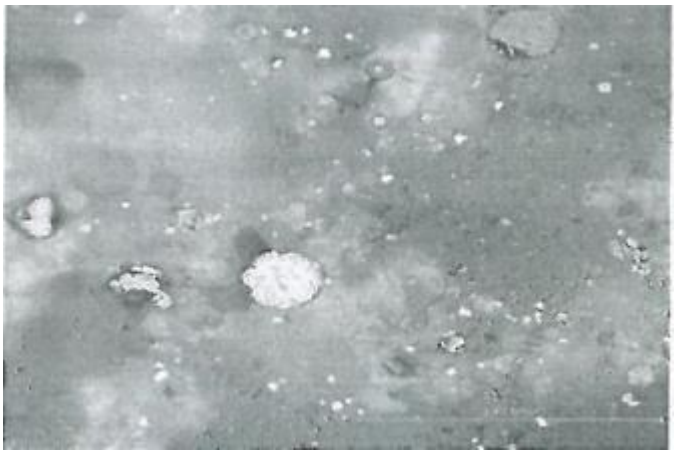


Рисунок 3.14 – Полиминеральные зерна округлых форм. Полированный шлиф-брикет

Согласно классификации отложений, предложенной [92], по условиям образования их можно разделить на следующие группы: 1– сыпучие отложения, 2 – шлаковые отложения (образующиеся из частиц, находящихся в жидком или размягченном виде), 3- связанные отложения (образуются в результате химических реакций между частицами и поверхностью осаждения или между частицами в слое), 4 – связанно-шлаковые отложения (образуются, когда на поверхность одновременно наносятся частицы в твердом, жидком и размягченном виде и когда между этими частицами происходят химические реакции и спекание).

Отложения на термосифонах можно отнести к сыпучим и связанно-шлаковым. Монолитные трудноудаляемые настыли отсутствуют.

В испытательной лаборатории кафедры «Теплоэнергетики и теплотехники» УралЭНИН на установке «HFM 436 Lambda» (таблица 3.9) были измерены характеристики проб пыли с термосифонов.

Таблица 3.9 – Характеристики установки

Наименование, марка, зав. номер прибора	Класс точности или погрешность	Предел измерения СИ
Прибор для определения теплопроводности NETZSCH серии HFM 436/3/1 Lambda	±5%	0.5 Вт/(м·К)

Принцип действия измерителя основан на методе измерении плотности теплового потока, проходящего через образец в стационарном тепловом режиме. Внутрь корпуса установки встроена печь и калориметрическое устройство, в которое помещают в специальной форме (300х300х30 мм) испытуемые образцы.

Измерения проводились в соответствии с ГОСТ 7076-99 «Материалы и изделия строительные. Метод определения теплопроводности и термического сопротивления при стационарном тепловом режиме». Полученные результаты представлены в таблице 3.10.

Для определения влияния отложений на теплопередающие характеристики термосифона определена зависимость коэффициента теплопроводности от температуры пыли. Коэффициент корреляции (R^2) полученного уравнения аппроксимации близок к единице, что означает высокую сходимость данных. При отсутствии иных объективных методик расчета коэффициента теплопроводности исследуемого материала, ввиду его частности, для определения значения λ при более высоких температурах использовалось линейное уравнение зависимости: $\lambda=0{,}0006\cdot t_{пыли}+0{,}147$,

полученное основании зависимости коэффициента теплопроводности от температуры испытуемых образцов (таблица 3.10).

Таблица 3.10 – Результаты испытаний пыли на установке «HFM 436 Lambda»

Средняя температура, °С	Коэффициент теплопроводности, Вт/м*К	Термическое сопротивление, $м^2$*К/Вт	Температурный градиент, К/м	Время проведения испытаний, ЧЧ:ММ:СС
20,13	0,158	0,193	657,55	02:32:49
60,83	0,184	0,165	654,91	02:30:26
79,58	0,190	0,175	597,34	03:35:32

Данный прием позволил определить влияние отложений на термосифонах на их теплопередающую способность.

Как и предполагалось, их влияние может оказалось достаточно существенным. На рисунке 3.15 приведены результаты расчета такого влияния, а кривые λ=0,18 и λ=0,717 Вт/м*К получены экспериментально-аналитическим путем, в диапазоне температур от 80 до 950°С. Из рисунка видно, что уже при толщине отложений в 0,05 мм тепловая мощность блока термосифонов снижается в 4 раза. Таким образом, порядок в организации и регулярности очистки поверхностей нагрева КУ является определяющим фактором, влияющим на выработку пара и степень глубины утилизации теплоты отходящих газов.

Гармонические колебания, полученные при измерении температуры внутри термосифонов (рисунки 3.1-3.3) свидетельствуют о проведении газоимпульсной и/или ручной очистки термосифонов.

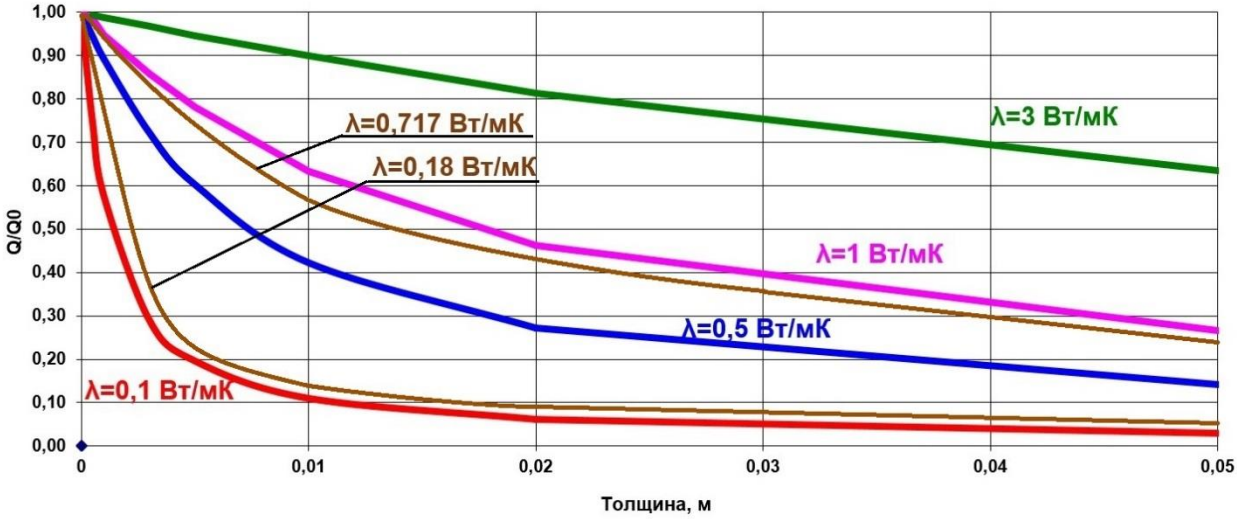


Рисунок 3.15 – Влияние отложений с различными характеристиками на эффективность теплопередачи термосифона, Q_0 – передаваемый тепловой поток при отсутствии отложений на стенке

В таблице 3.7 приведены прямые сравнения результатов расчета и экспериментов по исследованию параметров теплообменника при разных условиях эксплуатации.

ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 3

Приведены результаты расчетов и экспериментальных исследований термосифонов котла-утилизатора, на основании которых можно сделать следующие выводы:

1. Адаптирован алгоритм теплового расчета для отдельных испарительных термосифонов, для блоков термосифонов и для всей группы термосифонов КГ ОП № 2.

2. Получено удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных по распределению температур и передаваемых тепловых потоков отдельных термосифонах и в группе термосифонов.

3. Представлены результаты измерений отложений пыли с поверхности термосифонов, в частности измерения элементного состава пыли, коэффициента теплопроводности и термического сопротивления.

4. Подтверждено существенное влияние твердых отложений на поверхности испарителей термосифонов в условиях использования высоко запыленных газовых потоков. Порядок в организации и регулярности очистки поверхностей нагрева КУ является одним из самых определяющих факторов, влияющих на выработку пара и степень глубины утилизации теплоты отходящих газов.

5. Представлены результаты опытных измерений температуры газов с помощью отсосной термопары, датчика теплового потока и газоанализатора. Выявлено расслоение температуры газов по высоте газохода до 70 °С. Отмечено отличие от показаний стационарной термопары на 75 °С. Это связано с излучением на термопару холодных стен газохода, а также налипанием пыли на горячий спай стационарного термоэлектрического преобразователя.

ГЛАВА 4. МОДЕЛЬ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕРМОСИФОНАХ

4.1. Описание модели

Проведенные в предыдущей главе расчеты показали, что при увеличении температуры газов от 900°С до1000°С температура стенки в зоне испарения в среднем выросла на 12,5°С, в зоне конденсации – на 3°С, и температура насыщения увеличилась на 12°С. Соответственно, затраченные теплоты составили: на нагрев стали в зоне испарения 237 кДж, на нагрев кипящей воды в зоне испарения 260 кДж, на нагрев стали в зоне конденсации 24,8 кДж. Таки образом, при протекании переходных процессов, затраты теплоты на изменение температуры стенки трубы термосифона в зоне конденсации пренебрежимо малы $\frac{24,8}{237+260}\cdot 100 = 5,1\%$ по сравнению с количеством теплоты, воспринимаемой стенкой трубы термосифона и кипящей водой в зоне испарения.

Учитывая, что при изменении температуры газов на 100°С температура насыщения и температура стенки трубы термосифона в зоне испарения изменяется на 12°С, можно считать в первом приближении, что температура насыщения и температура стенки термосифона в зоне испарения близки. Тогда можно записать, в упрощенном виде, уравнение для изменения температуры насыщения в термосифоне при изменении температуры газов в котле-утилизаторе:

$$\left(M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в\right)\cdot \frac{dt_н}{d\tau} = k_и \cdot F_и \cdot \left(t_г - t_н\right) - k_к \cdot F_к \cdot \left(t_н - t_б\right), \qquad (4.1)$$

Здесь: $M_м$ и $M_в$ – массы металла стенки трубы термосифона в зоне испарения и масса воды в термосифоне, кг;

$c_м$ и $c_в$ – массовые теплоемкости металла и воды, кДж/(кг·К);

$t_н$,$t_г$, $t_б$ – температуры: насыщения, газов, теплоносителя в барабане котла, С;

$k_и$, $k_к$ – коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации, Вт/(м^2·К);

$F_и$, $F_к$ – площади поверхности теплообмена в зонах испарения и конденсации, м^2;

τ – время, с.

В начальный момент времени равный τ=0, в стационарном состоянии, температура насыщения находится из условия $dt/d\tau = 0$. Откуда определяется начальная температура насыщения

$$t_{н,0} = \frac{k_и \cdot F_и \cdot t_{г,0} + k_к \cdot F_к \cdot t_б}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}, \tag{4.2}$$

Пусть далее температура газов скачком изменяется до значения $t_г$, при этом с течением какого- то времени изменится и температура насыщения $t_к$ в термосифоне до конечного значения равного

$$t_к = \frac{k_и \cdot F_и \cdot t_г + k_к \cdot F_к \cdot t_б}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}, \tag{4.3}$$

Приведем уравнение изменения температуры насыщения в термосифоне к безразмерному виду, для этого разделим правую и левую часть уравнения (4.1) на комплекс, равный $k_и F_и + k_к F_к$. При этом уравнение преобразуется к виду

$$\frac{M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к} \cdot \frac{dt_н}{d\tau} = \frac{k_и \cdot F_и}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к} \cdot (t_г - t_н) - \frac{k_к \cdot F_к}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к} \cdot (t_н - t_б), \tag{4.4}$$

Введем безразмерную температуру $\vartheta = t_н / t_{б,0}$ и безразмерное время, равное $\sigma = \tau \cdot \frac{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F}{M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в}$. Комплексы при разностях температур в правой части уравнения обозначим как $\psi_и = \frac{k_и \cdot F_и}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}$ и $\psi_к = \frac{k_к \cdot F_к}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}$. Разделим правую и левую части уравнения на $t_{б,0}$ и подставив безразмерные комплексы получим:

$$\frac{d\vartheta}{d\sigma}=\psi_и\cdot(\vartheta_г-\vartheta)-\psi_к\cdot(\vartheta-\vartheta_б)=(\psi_и\cdot\vartheta_г+\psi_к\cdot\vartheta_б)-\vartheta\cdot(\psi_и+\psi_к), \quad (4.5)$$

Учитывая, что безразмерный комплекс $(\psi_и\cdot\vartheta_г+\psi_к\cdot\vartheta_б)$ является безразмерной конечной температурой насыщения: $\psi_и\cdot\vartheta_г+\psi_к\cdot\vartheta_б=\frac{k_и\cdot F_и\cdot t_г/t_{б,0}+k_к\cdot F_к\cdot t_б/t_{б,0}}{k_и\cdot F_и+k_к\cdot F_к}=t_к/t_{б,0}=\vartheta_к$ и, что $\psi_и+\psi_к\equiv 1$. Получим уравнения для изменения безразмерной температуры насыщения в следующем виде:

$$\frac{d\vartheta}{d\sigma}=\vartheta_к-\vartheta, \quad (4.6)$$

Интегрируя $\int_{\vartheta_{н,0}}^{\vartheta_к}\frac{d\vartheta}{\vartheta_к-\vartheta}=\int_0^{\sigma}d\sigma$ получим: $\ln\frac{\vartheta_к-\vartheta}{\vartheta_к-\vartheta_{н,0}}=-\sigma$

Тогда, решение будет иметь следующий вид:

$$\vartheta=\vartheta_к-(\vartheta_к-\vartheta_{н,0})\cdot\exp(-\sigma), \quad (4.7)$$

В таблицы 4.1 представлены основные исходные данные для расчета изменения температуры.

Таблица 4.1 – Расчеты изменения температуры насыщения в термосифоне были проведены при следующих условиях:

Наименование	Обозн.	Разм.	Формула	Значение
Длина зоны испарения	$L_и$	м	Исходные данные	3,34
Наружный диаметр трубы	$d_н$	м	Исходные данные	0,089
Внутренний диаметр трубы	$d_в$	м	Исходные данные	0,077
Толщина стенки трубы	δ	м	Исходные данные	0,006

Продолжение таблицы 4.1

Масса трубы	$M_{ст}$	кг	$V \cdot \rho_{ст}$	40,74
Плотность воды	$\rho_в$	кг/м^3		1000
Масса воды в трубе термосифона	$M_в$	кг	$V_в \cdot \rho_в$	5,18
Начальная температура газов	$t_г$	°С	Исходные данные	900
Температура в барабане	$t_б$	°С	Исходные данные	200
Температура насыщения в начальном состоянии	$t_н$	°С	$\frac{k_и \cdot F_и \cdot t_г + k_к \cdot F_к \cdot t_б}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}$	**270,1**
Новая температура газов	$t'_г$	°С	Исходные данные	1000
Температура насыщения в конечном состоянии	$t_к$	°С	$\frac{k_и \cdot F_и \cdot t'_г + k_к \cdot F_к \cdot t_б}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}$	**280,1**

Результаты расчетов приведены на рисунке 4.1.

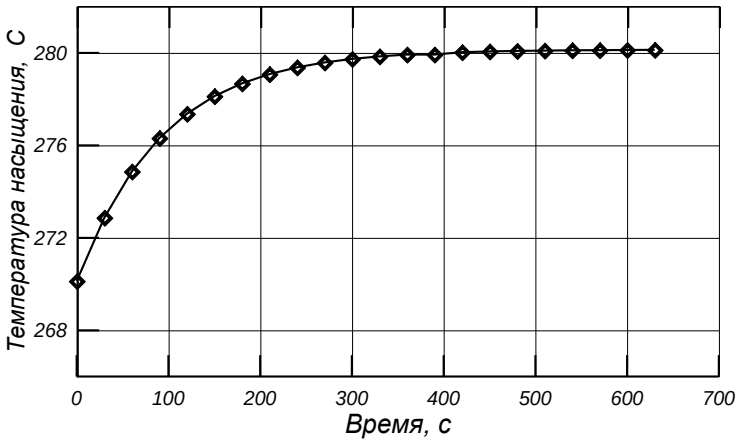


Рисунок 4.1 – Изменение температуры насыщения в термосифоне при ступенчатом увеличении температуры газов от 900°С до 1000°С

4.2. Определение постоянной времени переходного процесса

В начальный момент времени температура насыщения равна $t_н$ и наблюдается равенство подведенного и отведенного количества теплоты.

$$k_и \cdot F_и \cdot (t_{г,0} - t_{н,0}) - k_к \cdot F_к \cdot (t_{н,0} - t_б) = 0, \quad (4.8)$$

При резком изменении температуры газов от $t_{г,0}$ до $t_г$ температура насыщения в термосифоне возрастает от начальной $t_н$ до t

Вычитая из (4.1) выражение (4.8), получим

$$(M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в) \cdot \frac{dt_н}{d\tau} = k_и \cdot F_и \cdot (t_г - t_н) - k_к \cdot F_к \cdot (t_н - t_б) - k_и \cdot F_и \cdot (t_{г,0} - t_{н,0}) +$$
$$+ k_к \cdot F_к \cdot (t_{н,0} - t_б) = k_и \cdot F_и \cdot (t_г - t_{г,0}) - (k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к) \cdot (t_н - t_{н,0}).$$

Введя традиционно используемые обозначения при описании свойств объектов автоматического регулирования $t_г$-$t_{г,0}$=x и $t_н$-$t_{н,0}$=y, получим уравнение одноемкостного статического объекта в виде:

$$T \cdot \frac{dy}{d\tau} + y = K_y \cdot x, \quad (4.9)$$

Здесь постоянная времени представляет собой следующий комплекс, имеющий размерность времени

$$T = \frac{M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}, \quad (4.10)$$

а коэффициент усиления равен

$$K_y = \frac{k_и \cdot F_и}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к}, \quad (4.11)$$

Рассчитаем постоянную времени для следующих условий: масса трубы $M_{ст}$=40,74 кг; масса воды в трубе термосифона $M_в$=5,18 кг; теплоемкость воды $c_в$ =4,19 кДж/(кг·К); теплоемкость стали $c_{ст}$= 0,46 кДж/(кг·К); коэффициент теплопередачи от газов к теплоносителю $k_и$= 41,73 Вт/(м^2·К); коэффициент теплопередачи от теплоносителя к охладителю $k_к$ =900,48 Вт/(м^2·К); площадь поверхности теплообмена в зоне испарения $F_и$ =0,87 м^2; площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации $F_к$ =0,36 м^2. При этих условиях постоянная

времени составляет 111 секунд, коэффициент усиления равен 0,1. Тогда постоянная времени будет равна;

$$T = \frac{M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к} = \frac{40{,}74 \cdot 0{,}46 + 5{,}18 \cdot 4{,}19}{0{,}04173 \cdot 0{,}87 + 0{,}90048 \cdot 0{,}39} = 111{,}5 \text{ с.};$$

$$K_у = \frac{k_и \cdot F_и}{k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к} = \frac{1}{1 + \frac{k_к \cdot F_к}{k_и \cdot F_и}} = \frac{1}{1 + \frac{0{,}90048 \cdot 0{,}39}{0{,}04173 \cdot 0{,}87}} = 0{,}1 \cdot$$

На самом деле организовать ступенчатое изменение температуры на промышленной печи практически невозможно, из-за инерции самой печи и необходимости соблюдения регламента пуска и останова. На рисунке 4.2 приведены: изменение расхода топливного газа при останове печи, изменение температуры газов на выходе из конвективного газохода (КГ) и соответствующее изменение температур насыщения в термосифонах.

Для получения зависимостей изменения температуры газа со временем, была получена аппроксимация на линейном участке изменения температуры газов.

При линейном изменении температуры газов со временем $t_г = t_{г,0} \cdot (1 - a\tau)$ уравнение (4.1) преобразутся к виду

$$(M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в)\frac{dt_н}{d\tau} = k_и \cdot F_и \cdot \left[t_{г,0} \cdot (1 - a\tau) - t_н\right] - k_к \cdot F_к \cdot (t_н - t_б), \qquad (4.12)$$

При τ = 0, начальная температура определится из соотношения (4.2) Далее температура газов изменяется линейно, уменьшаясь до конечного значения $t_к$, которое рассчитывается из выражения (4.3).

Как и ранее приведем уравнение изменения температуры насыщения в термосифоне к безразмерному виду, для этого разделим правую и левую часть уравнения (4.12) на комплекс равный $k_и F_и + k_к F_к$. При этом уравнение преобразуется к виду

$$\frac{(M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в)}{k_и F_и + k_к F_к}\frac{dt_н}{d\tau} = \frac{k_и F_и t_{г,0} + k_к F_к t_б}{k_и F_и + k_к F_к} - t_н - \frac{k_и F_и \cdot a \cdot \tau}{k_и F_и + k_к F_к} \cdot t_{г,0}, \qquad (4.13)$$

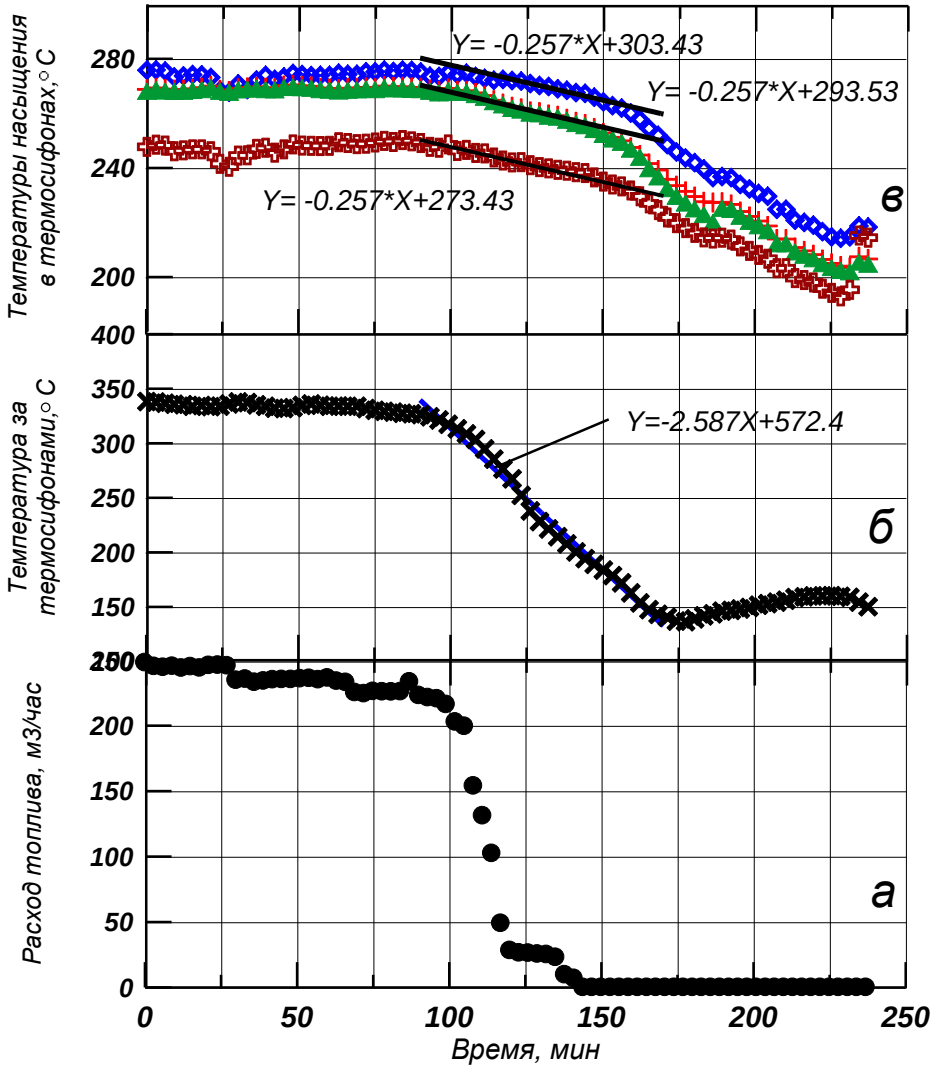


Рисунок 4.2 – Изменение расхода топлива (*а*) и температуры на выходе из КГ (б) и температуры насыщения в различных термосифонах (*в*) при останове печи

Как и ранее введем безразмерную температуру ϑ и безразмерное время σ. После очевидных преобразований получим уравнения для изменения безразмерной температуры насыщения в следующем виде

$$\frac{d\vartheta}{d\sigma} = \vartheta_0 - \vartheta - \varphi \cdot \sigma, \tag{4.14}$$

Здесь $\varphi = \frac{k_и \cdot F_и \cdot a \cdot t_{г,0}}{t_б} \cdot \frac{M_м \cdot c_м + M_в \cdot c_в}{(k_и \cdot F_и + k_к \cdot F_к)^2}$

Из решения данного уравнения находят безразмерный комплекс в виде [93] $\upsilon(\sigma) = \vartheta_0 + \varphi - \varphi \cdot \sigma + C_1 \cdot \exp(-\sigma)$, где постоянная интегрирования находится из начального условия $\sigma = 0$, $\vartheta = \vartheta_0$. Тогда

$$\upsilon(\sigma) = \vartheta_0 + \varphi[1 - \sigma - \exp(-\sigma)], \qquad (4.15)$$

На рисунке 4.2 приведено сопоставление расчетов по (4.15) с экспериментальными данными. Расчеты изменения температуры насыщения в термосифоне проведены во временном интервале от 90 до 160 мин. Возмущение температурой газов начинается с 90-ой минуты, а на 150 минуте температура газов становится ниже температуры кипения воды в барабане. При этом кипение в термосифоне прекращается, и, в дальнейшем, происходит просто охлаждение термосифона и воды в нем. Как следует из сопоставления линейных аппроксимаций изменения температуры газов (рисунок 4.2, б)) и изменения температуры насыщения в термосифонах (рисунок 4.2, в)), тангенс угла наклона линейной аппроксимации переходного процесса для температуры газов составляет 2,57, а для температуры насыщения в термосифоне - 0,257; то есть отличается в 10 раз. Эти данные соответствуют расчетному значению коэффициента усиления равному 0,1, рассчитанному для параметров существующего термосифона.

На рисунке 4.3 представлено изменение температуры газов при останове печи в диапазоне от 110 до 120 минут (рисунок 4.2), т.е. на участке, где температура изменялась линейно. Аппроксимация изменения температур линейной зависимостью позволила получить выражения для изменения температуры газов в виде $t_г = t_{г,0} \cdot (1 - а \cdot \tau) = 799 \cdot \left(1 - 2,23 \cdot 10^{-4} \cdot \tau\right)$ и определить коэффициент а=$2,23 \cdot 10^{-4}$, входящий в выражение для расчета коэффициента φ.

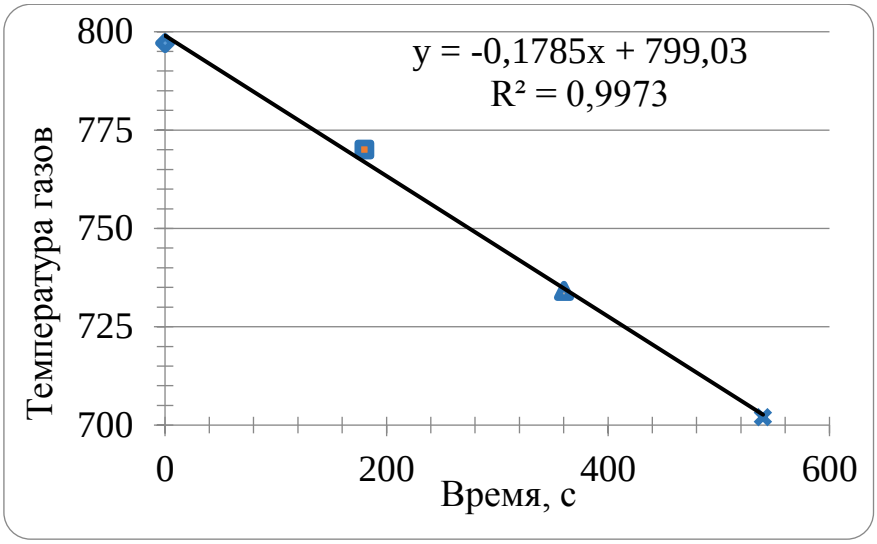


Рисунок 4.3 – Изменение температуры газов при останове печи

Расчет изменения температуры насыщения при уменьшении температуры газов по выражению 4.15 показал на вполне удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных (рисунок 4.4).

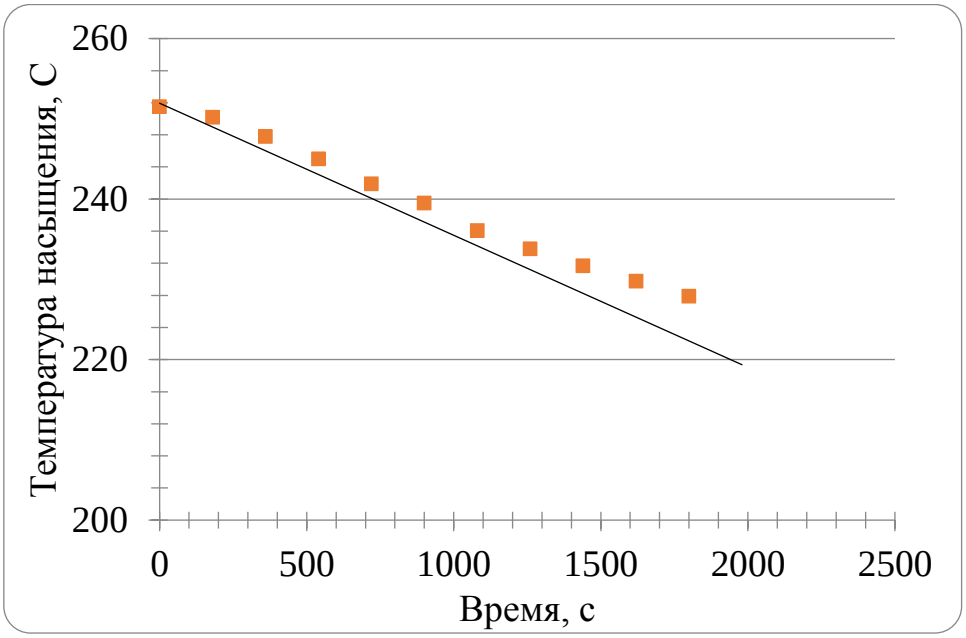


Рисунок 4.4 – Изменение температуры насыщения в термосифонах при останове печи: линия – расчет по (4.15), точки – измеренные температуры в термосифоне

4.3. Решение системы из двух уравнений

Как уже было отмечено в разделе 3.2, наиболее существенное влияние на теплопередачу оказывают термические сопротивления при теплоотдаче от газов к стенке испарителя и при конденсации пара на стенке в зоне конденсации. Тогда можно записать два уравнения:

- уравнение изменения температуры насыщения в полости термосифона:

$$\left(M_и \cdot c_м + M_в \cdot c_в\right) \cdot \frac{dt_н}{d\tau} = k_и \cdot F_и \cdot \left(t_г - t_н\right) - \alpha_к \cdot F_к \cdot \left(t_н - t_{ст}\right), \tag{4.16}$$

- уравнение изменения температуры стенки в зоне конденсации:

$$M_к \cdot c_м \cdot \frac{dt_{ст}}{d\tau} = \alpha_к \cdot F_к \cdot \left(t_н - t_{ст}\right) - k_к \cdot F_к \cdot \left(t_{ст} - t_б\right), \tag{4.17}$$

Здесь: коэффициенты теплопередачи в зоне испарения и конденсации соответственно равны: $k_и = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\alpha_г} + \dfrac{\lambda}{\delta} + \dfrac{1}{\alpha_{и,1}}}$; $k_k = \dfrac{1}{\dfrac{\lambda}{\delta} + \dfrac{1}{\alpha_{и,2}}}$.

Преобразуем выражение (4.17) и выразим из него температуру стенки в зоне конденсации:

$$M_к \cdot c_м \cdot \frac{dt_н}{d\tau} = \alpha_к \cdot F_к \cdot \left(t_н - t_{ст}\right) - k_к \cdot F_к \cdot \left(t_{ст} - t_б\right) = \alpha_к \cdot F_к \cdot t_н + k_к \cdot F_к \cdot t_б - \left(\alpha_к \cdot F_к + k_к \cdot F_к\right) \cdot t_{ст},$$

$$t_{ст} = \frac{\alpha_к \cdot t_н + k_к \cdot t_б}{\alpha_к + k_к} - \frac{M_к \cdot c_м}{\left(\alpha_к + k_к\right) \cdot F_к} \cdot \frac{dt_{ст}}{d\tau}.$$

Полученное выражение для температуры стенки подставляем в (4.16):

$$\left(M_и \cdot c_м + M_в \cdot c_в\right) \cdot \frac{dt_н}{d\tau} = k_и \cdot F_и \cdot \left(t_г - t_н\right) - \alpha_к \cdot F_к \cdot \left(t_н - t_{ст}\right) =$$

$$= k_и \cdot F_и \cdot \left(t_г - t_н\right) - \alpha_к \cdot F_к \cdot t_н + \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{\alpha_к \cdot t_н + k_к \cdot t_б}{\alpha_к + k_к} - \alpha_к \cdot \frac{M_к \cdot c_м}{\left(\alpha_к + k_к\right)} \cdot \frac{dt_{ст}}{d\tau};$$

Обозначим комплекс $M_и \cdot c_м + M_в \cdot c_в = M_1$, и из полученного выше равенства выразим производную $\dfrac{dt_{ст}}{d\tau}$

$$\frac{dt_{ст}}{d\tau}=\frac{\alpha_к+k_к}{M_к\cdot c_м\cdot\alpha_к}\cdot\left\{-M_1\cdot\frac{dt_н}{d\tau}-k_и\cdot F_и\cdot\left(t_г-t_н\right)+\alpha_к\cdot F_к\cdot t_н-\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{\alpha_к\cdot t_н+k_к\cdot t_б}{\alpha_к+k_к}\right\}$$

Продифференцируем (4.16) по времени

$$M_1\cdot\frac{d^2t_н}{d\tau^2}=-k_и\cdot F_и\cdot\frac{dt_н}{d\tau}-\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{dt_н}{d\tau}+\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{dt_{ст}}{d\tau}=$$

$$=-k_и\cdot F_и\cdot\frac{dt_н}{d\tau}-\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{dt_н}{d\tau}+F_к\cdot\frac{\alpha_к+k_к}{M_к\cdot c_м}\cdot$$

$$\cdot\left\{-M_1\cdot\frac{dt_н}{d\tau}-k_и\cdot F_и\cdot\left(t_г-t_н\right)+\alpha_к\cdot F_к\cdot t_н-\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{\alpha_к\cdot t_н+k_к\cdot t_б}{\alpha_к+k_к}\right\}$$

Приравниваем $M_1\cdot\frac{d^2t_н}{d\tau^2}=0$ и преобразуем:

$$\left[\frac{\left(k_и\cdot F_и+\alpha_к\cdot F_к\right)}{\left(\alpha_к+k_к\right)\cdot F_к}\cdot M_к\cdot c_м+M_1\right]\cdot\frac{dt_н}{d\tau}=\left[k_и\cdot F_и+\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{1}{1+\frac{\alpha_к}{k_к}}\right]\cdot t_н-$$

$$-\left[k_и\cdot F_и\cdot t_г+\alpha_к\cdot F_к\cdot\frac{t_б}{1+\frac{\alpha_к}{k_к}}\right],\qquad(4.18)$$

Учитывая, что в начальный момент времени температура насыщения и стенки термосифона постоянны, запишем уравнения (4.1) и (4.8) в следующем виде

$$k_и\cdot F_и\cdot\left(t_{г,0}-t_{н,0}\right)-\alpha_к\cdot F_к\cdot\left(t_{н,0}-t_{ст,0}\right)=0,\qquad(4.19)$$

$$\alpha_к\cdot F_к\cdot\left(t_{н,0}-t_{ст,0}\right)-k_к\cdot F_к\cdot\left(t_{ст,0}-t_б\right),\qquad(4.20)$$

Из равенства (4.20) выражаем температуру стенки и подставляем ее в (4.19)

$$t_{ст,0}=\frac{\alpha_к\cdot t_{н,0}+k_к\cdot t_б}{\alpha_к+k_к},$$

$$k_и \cdot F_и \cdot \left(t_{г,0} - t_{н,0}\right) - \alpha_к \cdot F_к \cdot \left(t_{н,0} - \frac{\alpha_к \cdot t_{н,0} + k_к \cdot t_б}{\alpha_к + k_к}\right) =$$

$$= k_и \cdot F_и \cdot t_{г,0} - \left[k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к - \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{\alpha_к}{\alpha_к + k_к}\right] \cdot t_{н,0} - \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{k_к \cdot t_б}{\alpha_к + k_к} = \qquad (4.21)$$

$$= k_и \cdot F_и \cdot t_{г,0} - \left[k_и \cdot F_и + -\frac{\alpha_к \cdot F_к}{1 + \frac{k_к}{\alpha_к}}\right] \cdot t_{н,0} - \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{k_к \cdot t_б}{\alpha_к + k_к} = 0,$$

Вычитаем (4.21) из (4.18):

$$\left[\frac{\left(k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к\right)}{\left(\alpha_к + k_к\right) \cdot F_к} \cdot M_к \cdot c_м + M_1\right] \cdot \frac{d\left(t_н - t_{н,0}\right)}{d\tau} = \left[k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha_к}{k_к}}\right] \cdot \left(t_н - t_{н,0}\right) - k_и \cdot F_и \cdot \left(t_г - t_{г,0}\right),$$

Введя традиционно используемые обозначения при описании свойств объектов автоматического регулирования $t_г$-$t_{г,0}$=x и $t_н$-$t_{н,0}$=y, получим уравнение статического объекта в виде: $T \cdot \frac{dy}{d\tau} + y = K_y \cdot x$

Здесь постоянная времени представляет собой следующий комплекс, имеющий размерность времени

$$T = \left[\frac{\left(k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к\right)}{\left(\alpha_к + k_к\right) \cdot F_к} \cdot M_к \cdot c_м + \left(M_и \cdot c_м + M_в \cdot c_в\right)\right] \Big/ \left[k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha_к}{k_к}}\right], \qquad (4.22)$$

а коэффициент усиления равен:

$$k_и \cdot F_и \Big/ \left[k_и \cdot F_и + \alpha_к \cdot F_к \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha_к}{k_к}}\right], \qquad (4.23)$$

Расчеты постоянной времени и коэффициента усиления, проведенные по выражениям (4.22) и (4.23) показали, что по сравнению с расчетами по выражениям (4.9) и (4.10) постоянная времени увеличилась со 111 секунд до 118 секунд (увеличение на 6,5%), а коэффициент усиления остался неизменным.

Таким образом учет дополнительного термического сопротивления не приводит к заметному увеличению точности расчетов.

ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 4

1. Получены расчетные характеристики (постоянные времени и коэффициент усиления) термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов.

2. На величину постоянной времени основное влияние оказывает массовая теплоемкость металла термосифона и воды в нем, а также произведение коэффициентов теплопередачи и площади поверхности в зоне испарения и конденсации.

3. Результаты исследований показали совпадение экспериментальных данных с расчетными даже при замене линейного возмущения расхода газов ступенчатым.

ГЛАВА 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕРМОСИФОНОВ

Накопленный опыт эксплуатации теплоутилизационных установок конструкции ОАО «Уралэнергоцветмет» в совокупности с проведенным обзором и анализом современных способов изготовления термосифонов, а также проведенные теплотехнические эксперименты, позволили сформулировать нижеприведенные рекомендации по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов.

5.1. Рекомендации по заполнению термосифонов

В разработанном ОАО «Уралэнергоцветмет» «Руководстве по эксплуатации термосифонов теплоутилизационной установки» приведен «Порядок заполнения термосифонов», последовательность которого следующая:

1. Удалить деревянную пробку из термосифона, не допуская попадания кусков дерева в его полость;
2. Залить в термосифон 7,7 л. воды[3] температурой 80-90 ºС, равномерно разогрев либо газовыми горелками, либо газами из печи до закипания воды и выхода пара через заливочное отверстие;
3. Произвести установку и заварку пробок;
4. После вышеперечисленных работ блок термосифонов считается готовым к эксплуатации.

В период с 2012 г. по 2018 г. автор принимал участие в заполнении термосифонов на действующих установках в рамках их подготовки к

[3] Одна треть от внутреннего объема термосифона.

промышленной эксплуатации. Совместно с сотрудниками предприятий были отмечены следующие недостатки существующего порядка заполнения:

1. Потеря части объема теплоносителя, заливаемого в термосифон. Вода в количестве 7,7 литров, поступая из мерного бака, касается горячих стенок конденсационной части термосифона, после чего начинает интенсивно испаряться и «фонтанировать» наружу (см. рисунок 5.1). Средняя продолжительность испарений – 30-50 секунд. Объем потерянного при этом теплоносителя трудно оценим, а его компенсация производится на усмотрение исполнителей. Таким образом, существуют субъективный фактор, влияющий на уровень заполнения термосифонов, что приводит к неравномерности заполнения термосифонов относительно друг друга и сказывается на их дальнейшей работе в режиме высоких температур.

2. Отсутствие интенсивного кипения после того, как теплоноситель попадает на дно термосифона. Это связано, прежде всего, с тем, что термосифоны на практике практически никогда не подогревают газовыми переносными горелками в связи с труднодоступностью зоны испарения, либо графиком запуска металлургических печей (как правило, в период заливки термосифонов, печь уже стоит на «разогреве» и температура в газоходе варьируется от 20 до 250 °С, в зависимости от расхода природного газа на горелочное устройство и уровня поднятия шибера за аптейком печи). Учитывая большое проходное сечение газохода, поток продуктов сгорания расслаивается и образует неравномерное температурное распределение по высоте. В связи с чем также возникает неравномерность нагрева термосифона по высоте. При заполнении термосифонов теплоносителем с помощью пирометра «Mikron M101HT» фиксировались значения температуры стенки термосифонов в испарительной части на уровне 90-92ºС. Т.е., вскипание теплоносителя на дне термосифона не происходит и, как следствие, отсутствует вытеснение НКГ (неконденсирующихся газов) из полости

ТС. Таким образом, преимущества заливки термосифонов на работающем («горячем») газоходе не достигаются.

Рисунок 5.1 – Неконтролируемые потери теплоносителя при заполнении термосифонов по алгоритму ОАО «Уралэнергоцветмет»

В данном случае без каких-либо конструкционных изменений и применения дополнительных устройств, предложено использовать следующие рекомендации:

1. Производить заполнение термосифонов на «холодном» газоходе до пуска металлургической печи. Данная рекомендация обусловлена тем, что эффект вытеснения НКГ из полости ТС не достигается при действующем порядке заполнения ТС на работающем газоходе. При таком подходе будет достигнута требуемая точность заполнения термосифонов и отсутствие привязанности процедуры заполнения ТС к графику запуска металлургической печи и установки испарительного охлаждения в эксплуатацию.

2. Использовать для подачи теплоносителя в полость ТС удлиненный шланг с меньшим диаметром, чем отверстие донышка термосифона. Данную рекомендацию следует применять при работающей УИО (когда температура стенок зоны конденсации термосифонов находится на уровне температуры насыщения, соответствующей давлению в барабане-сепараторе УИО). Использование шланга меньшего диаметра позволит помесить его на уровень зоны испарения ТС и после этого приступить к его заполнению. Данное решение также позволит избежать потерь теплоносителя, описанных выше. Учитывая высоту зоны конденсации термосифонов ОАО «Святогор», шланг для подачи теплоносителя должен помещаться в его полость на глубину не менее 1,5 метра.

5.2. Рекомендации по удалению НКГ из полости ТС

Основной причиной заполнения ТС на работающем газоходе является возможность организации внешнего разогрева ТС, вызывающего вскипание теплоносителя (воды), что приводит к вытеснению НКГ (воздуха), находящегося в полости ТС. Эффективное удаление НКГ из полости ТС позволяет повысить коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара в з.к. термосифона и увеличить тепловой поток, передаваемый ТС на 20-25% [74]. Это также позволит увеличить предельные теплопередающие способности ТС, срок его службы, расширить диапазон тепловых нагрузок термосифонов и повысить безопасность при их эксплуатации.

Как уже было отмечено выше, использование переносных газовых горелок для подогрева зоны испарения термосифонов теоретически может быть применимо для вытеснения НКГ. Однако, на большинстве котлов-утилизаторов такая операция трудноосуществима ввиду конструктивных особенностей и длительного времени нагрева металла. А учитывая наличие нескольких сотен термосифонов в установках АО «Казцинк», ЗАО «Карабашмедь», ОАО «СУМЗ» и

др. (таблица 1.1), затраты на природный газ и дополнительные трудозатраты персонала для таких работ будут сопоставимы с эффектом от удаления НКГ.

Наиболее целесообразным и обоснованным с точки зрения энергетической эффективности является решение по использованию технологии вакуумирования термосифонов. В рамках проведения обоснований по необходимости апробации и подбора способов вакуумирования было рассчитано влияние НКГ на процесс теплопередачи внутри термосифона. Результаты опубликованы в работе [1] и частично приведены в разделе 1.5.

Также проведен расчет потерь теплоносителя при применении технологии вакуумирования термосифона. Исходные данные для расчёта:

Наружный диаметр термосифона d=89 мм; толщина стенки термосифона δ=6 мм; Длина испарительной части $l_и$=3,5 м; длина конденсатной части $l_к$=1,9 м; высота столба воды в термосифоне $l_в$=1,7м; температура наружного воздуха $t_в$=20°С; разряжение в термосифоне (абсолютное) P=1,3 кПа;

Расчёт:

Температура насыщения при давлении в термосифоне $t_н$=100°С, плотность воды ρ=1000 кг/м3. Масса воды в термосифоне:

$$m_в = \rho_в \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_в = 1000 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}077^2}{4} \cdot 1{,}7 = 7{,}92\,, \tag{5.1}$$

Теплоемкость стали $c_с$=0,5 кДж/(кг·К), теплоемкость воды $c_в$=4,19 кДж/(кг·К). Масса стали в зоне испарения:

$$m_с = \rho_с \cdot \pi \cdot d \cdot \delta \cdot l_и = 7850 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}089 \cdot 0{,}006 \cdot 3{,}5 = 46{,}1 \text{ кг}, \tag{5.2}$$

Теплота парообразования при 0°С: r=2500 кДж/кг. Количество теплоты, которое надо затратить на охлаждение воды и стенки термосифона от $t_в$ до $t_н$:

$$Q = (m_с \cdot c_с + m_в \cdot c_в) \cdot (t_в - t_н) = (46{,}1 \cdot 0{,}5 + 7{,}92 \cdot 4{,}19) \cdot (20 - 10{,}9) = 529 \text{ кДж} \tag{5.3}$$

Количество воды, которое испарится для снижения температуры воды в термосифоне:

$$M_1 = \frac{Q}{r} = \frac{529}{2500} = 0{,}21 \text{ кг}, \tag{5.4}$$

Площадь боковой поверхности термосифона в зоне испарения:

$$F_б = \pi \cdot d_н \cdot l_и = 3{,}14 \cdot 0{,}089 \cdot 3{,}5 = 0{,}98 \text{ м}^2, \quad (5.5)$$

Теплофизические свойства воздуха при средней температуре в пограничном слое равной [(20+10,9)/2=15,45°С]:

- коэффициент теплопроводности λ= 0,025 Вт/(м·К);
- коэффициент кинематической вязкости ν=1,5·10-5м^2/с,
- число Прандтля Pr=0,696;
- коэффициент объёмного расширения β=1/T=1/(273+20)=3,4·10-3;
- определяющий размер: диаметр трубы термосифона;
- Число Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot d_{TC}^3 \cdot (t_в - t_н)}{\nu^2} = \frac{9{,}81 \cdot 3{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}089^3 \cdot (20 - 10{,}5)}{1{,}5^2 \cdot 10^{-10}} = 9{,}93 \cdot 10^7, \quad (5.6)$$

Расчет коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции:

$$Nu = 0{,}5 \cdot (Gr \cdot \Pr)^{0{,}25} = 0{,}5 \cdot (9{,}93 \cdot 10^7 \cdot 0{,}696)^{0{,}25} = 91{,}18, \quad (5.7)$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_и} = \frac{91{,}18 \cdot 0{,}025}{3{,}5} = 0{,}65 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}, \quad (5.8)$$

Тепловой поток к стенке термосифона за счёт естественной конвекции при коэффициенте теплоотдачи равном α=0,65 Вт/(м^2·К):

$$Q_{конв} = \alpha \cdot F_б \cdot (t_в - t_н) \cdot 10^{-3} = 0{,}65 \cdot 0{,}98 \cdot (20 - 10{,}9) \cdot 10^{-3} = 0{,}64 \text{ кВт}, \quad (5.9)$$

Расход испаряемой воды за счёт теплоты, подводимой через стенку термосифона в процессе вакуумирования:

$$M_1 = \frac{Q_{конв}}{r} = \frac{0{,}64}{2500} = 0{,}26 \cdot 10^{-3} кг/с = 15{,}6 г/мин. \quad (5.10)$$

В рамках исследований применялся вакуумный насос типа НВР-1, предельное остаточное давление которого составляет 0,26 кПа. В условиях применения давление в термосифоне при вакуумировании достигало от 9,8 до

29,4 кПа. А продолжительность вакуумирования находилось в пределах 40-50 секунд.

Таким образом, при использовании технологии вакуумирования термосифона в рассмотренных условиях, потери теплоносителя практически отсутствуют.

Совместно со специалистами отдела главного энергетика и проектно-конструкторского отдела ОАО «Святогор» было разработано и апробировано несколько способов вакуумирования, в т.ч. с внесением изменений в конструкцию донышка термосифона. Описание основных из них приведены ниже.

Для организации работ была разработана проектная документация, со стороны предприятия определен порядок проведения работ и обеспечены следующие мероприятия:

- прокладка трубопровода деаэрированной воды t=104 °С для заливки термосифонов;
- обустройство площадки для обслуживания термосифонов и вакуумного насоса;
- врезка проектируемого трубопровода в существующий трубопровод питательной воды.

Подвод воды на заливку термосифона в количестве 7,7 л осуществляется через дозирующую емкость, рисунок 5.2, а). Налив воды в термосифоны производится с помощью рукава резинового напорного класса ВГ(III), рисунок 5.2, б). После заливки термосифонов производилось вакуумирование с помощью вакуумного насоса НВР-1.

Первый способ вакуумирования предусматривает применение защитных «стаканов» рисунок 5.2, д). Порядок операций выглядел следующим образом:

1. В термосифон вворачивается ниппель Dy25, шаровой кран и штуцер.
2. Через дозирующую емкость заливается теплоноситель теплоноситель.
3. После заливки кран на термосифоне остается в открытом положении.

4. Отсоединяется шланг подачи теплоносителя.

5. К штуцеру термосифона подсоединяется рукав, соединяющийся с вакуумным насосом.

6. Перед насосом устанавливается манометр для измерения остаточного давления.

7. Включается вакуумный насос. По достижению требуемых показаний манометра шаровой кран закрывается, а вакуумный насос выключается.

8. Кран отсоединяется от термосифона, после чего на него приваривается «стакан» с заглушкой (рисунок 5.2, б-г).

9. Трубопроводы и детали свариваются сплошным швом по периметру примыкания деталей катетом, равным наименьшей толщин вариваемых элементов по ГОСТ 16037-80 электродом типа Э-42 (ГОСТ 9467-75). Сварные швы выполняются по ГОСТ 5264-80.

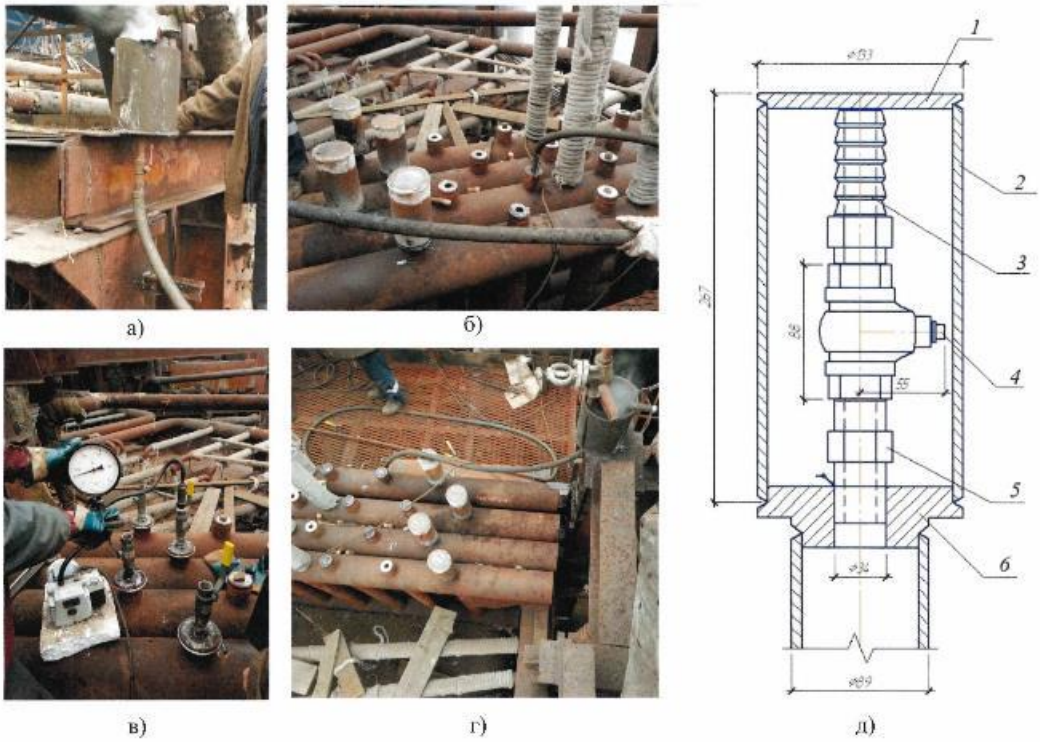


Рисунок 5.2 – Вакуумирование термосифонов с использованием защитных стаканов: а) – заправка дозирующей емкости; б) – заливка теплоносителя; в) – проведение измерений остаточного давления; г) – вид сверху (справа – дозирующая емкость, по центру – часть заваренных термосифонов); д) – стакан с термосифоном, в сборке (позиции: 1 – заглушка, 2 – «стакан», 3 – штуцер; 4 – кран шаровой; 5 – ниппель; 6 – донышко термосифона)

Второй способ более подробно описан в реферате к патенту РФ на полезную модель № 146019 [5] и предполагает изготовление и наличие съемного устройства. В промышленных условиях его апробация не производилась.

Третий способ вакуумирования отличается от первого конструкцией донышка и пробки термосифона. На рисунке 5.3, а-в) приведен чертеж донышка термосифона с применением пробки с резьбовым соединением и заглушки болтового соединения М8.

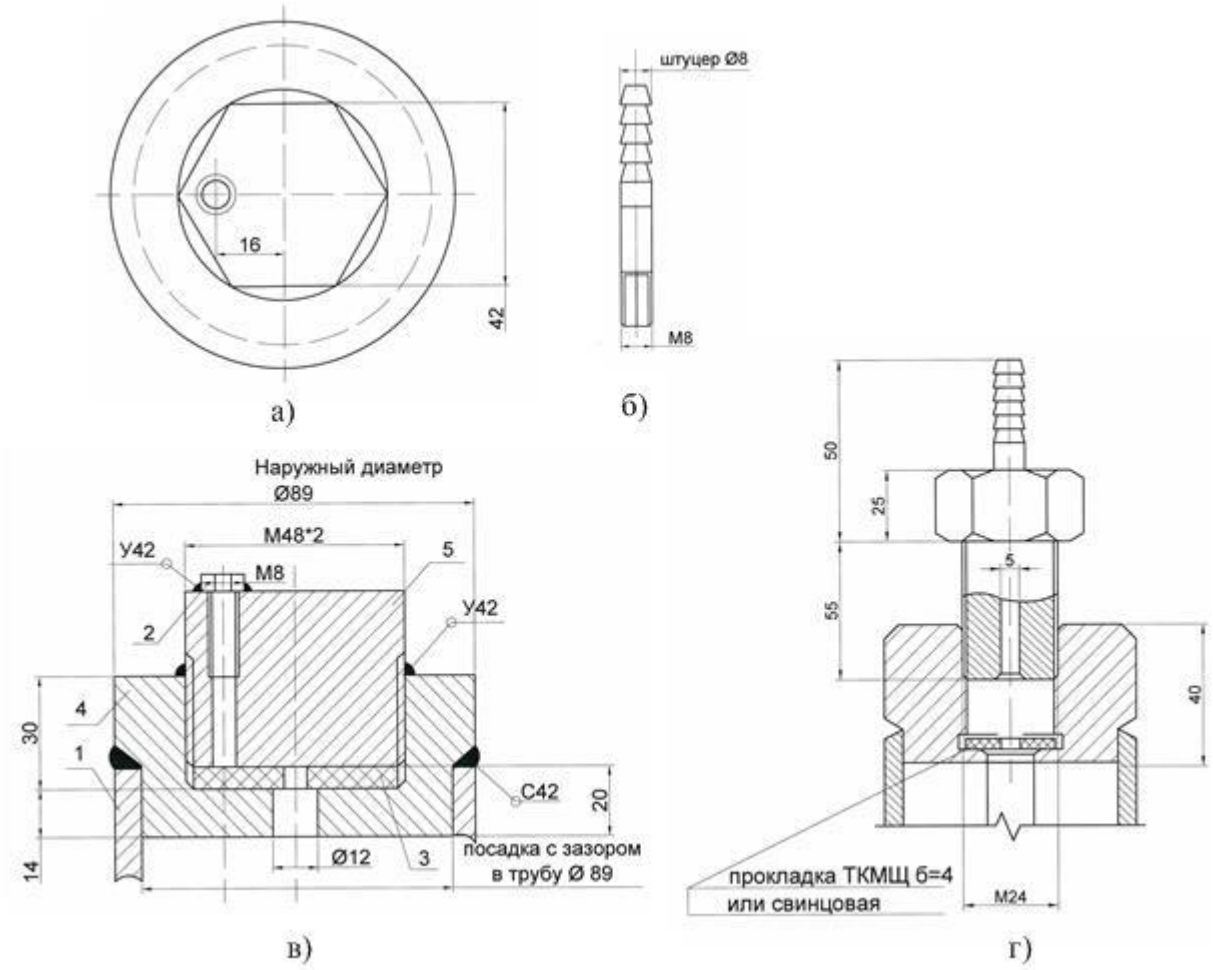


Рисунок 5.3 – Конструкция донышка термосифона с пробкой «на резьбе»: а) – вид сверху на конструкцию; б) – ниппель-ерш; в) – конструкция пробки и донышка в разрезе, поз. 1 – труба термосифона, 2 – болт (заглушка) М8, 3 – прокладка паронитовая, 4 – донышко термосифона, 5 – пробка термосифона, с резьбой М48; г) – конструкция с болтом М24

В этом случае после заполнения термосифона теплоносителем производятся следующие действия:

1. Вставляется паронитовая прокладка (рисунок 5.4, г).

2. В донышко термосифона вворачивается пробка термосифона с резьбой М48, с зазором между прокладкой и донышком 2-3 мм.

3. В пробку вворачивает ниппель-ерш, с резьбовым уплотнителем (фум-лента), рисунок 5.3, б) и рисунок 5.4, г).

4. После откачки воздуха вакуумным насосом через ниппель-ерш М8, ниппель М48 затягивается ключем до упора таким образом, чтобы отверстие диаметром 5 мм в ниппеле М48 было перекрыто прокладкой.

5. Пробка приваривается к донышку термосифона.

6. Ниппель-ерш выворачивается, отверстие заваривается.

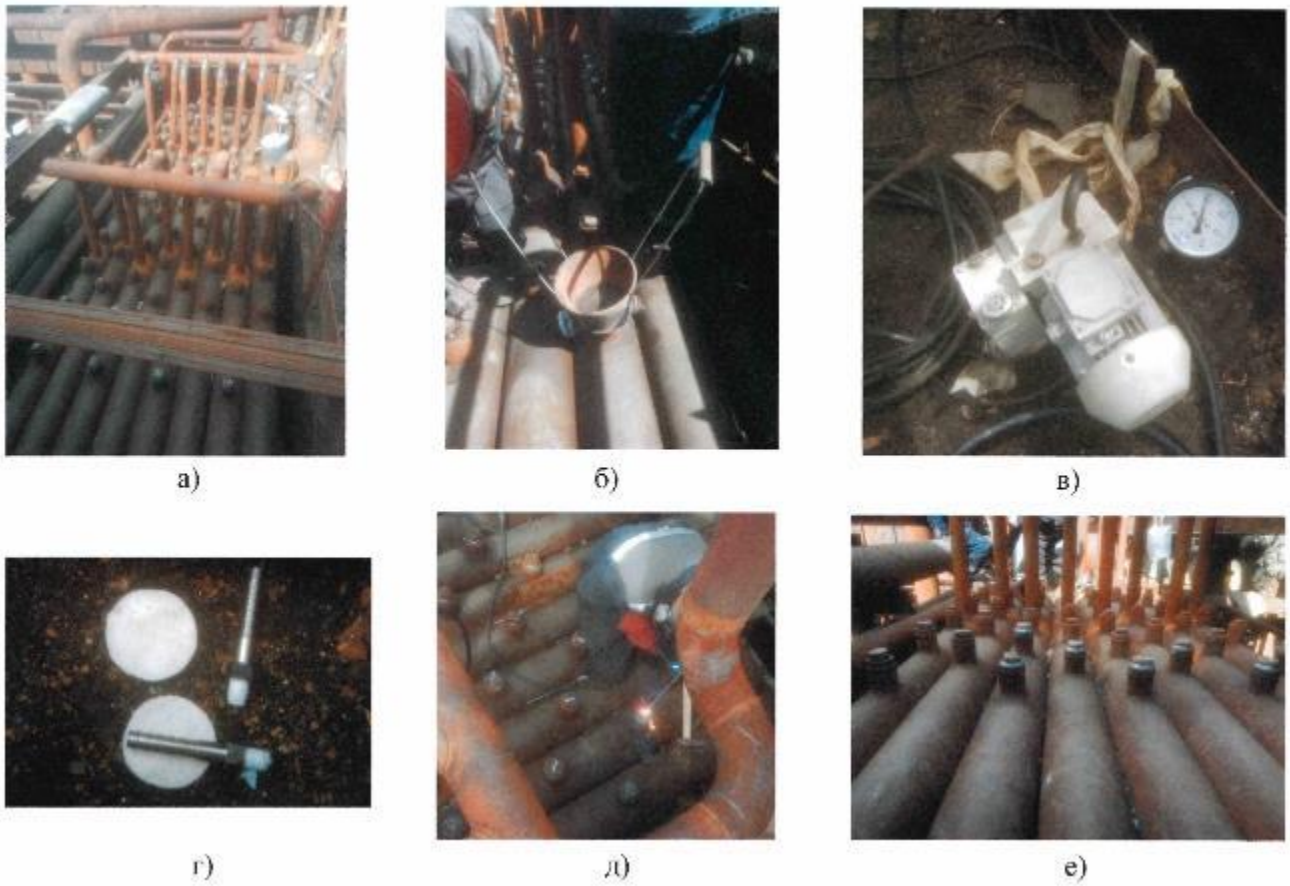


Рисунок 5.4 – Вакуумирование термосифона с применением ниппель-ерша М8: а) – общий вид термосифонов; б) – устройство для заливки теплоносителя; в) – вакуумный насос с манометров; г) – паронитовая прокладка и ниппель-ерш; д) – процесс приваривания пробки к донышку термосифона; е) – термосифоны, готовые к эксплуатации

В качестве альтернативы вместо пробки с резьбой может быть использован болт М24, длиной 55 мм, см. рисунок 5.3, г).

Первый способ предполагает шесть комплектующих деталей, три резьбовых соединения и два сварных стыка. Третий способ предполагает три комплектующих детали, два резьбовых соединения и один сварной стык. Сравнений приведено в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Вспомогательные детали для вакуумирования термосифона

Наименование детали, характеристики	Вес заготовки	Вес детали	Количество
Детали для первого способа вакуумирования			
Донышко, диаметр 133, СТ09Г2С	6,4	2,5	1
Стакан, диаметр 133х6, СТ09Г2С	5,26	4,8	1
Заглушка, диаметр 133х10, СТ09Г2С	2,77	0,98	1
Штуцер, Ду25, СТ09Г2С	1,14	0,5	1
Ниппель Ду25, СТ09Г2С	0,88	0,4	1
Кран шаровой, Ду25 (покупной)	-	-	1
Детали для третьего способа вакуумирования			
Донышко, диаметр 89, СТ09Г2С	3,08	1,3	1
Пробка с резьбой М48, СТ09Г2С	1,99	0,9	1
Ниппель-ерш М8, СТ09Г2С	0,08	0,02	1

Средняя продолжительность операции по заливке, вакуумированию и герметизации термосифона для первого способа составляет 9,5 минут, для второго способа – около 7 минут (расчетная), для третьего способа – 4,2 минуты. Преимуществом последнего также является меньшее количество сварных соединений, что снижает вероятность разгерметизации. Опыт промышленной

эксплуатации термосифонов КГ № 2, вакуумированных данным способом, показал свою эффективность: за период с апреля 2017 г. по июнь 2018 г. ни один из 42 термосифонов не вышел из строя. В июне 2018 г. таким же способом были подготовлены к эксплуатации 84 термосифона КГ № 1.

Кампания металлургической печи длится в среднем от 12 до 16 месяцев. Наблюдение за термосифонами и статистика их выхода из строя велась с периодичностью, привязанной к остановам теплоутилизационных установок для проведения планово-предупредительных ремонтов.

В настоящее время из всех апробированных способов вакуумирования наиболее подходящим и оправданным с экономической точки зрения является способ с использованием пробки с резьбой и ниппель-ершом (рисунок 5.4). На предприятии, при участии автора, разработана «Инструкция по заполнению и герметизации термосифонов ОАО «Святогор», с применением данной технологии вакуумирования.

5.3. Оптимизация процесса продувки нижнего блока ТС

В соответствии с «Инструкцией по эксплуатации установки испарительного охлаждения кессонированного газохода № 2 плавильного отделения металлургического цеха» (ИЭ 00194412-022-018-2012), а также на основании свидетельств обслуживающего персонала, периодическую продувка нижних коллекторов блоков термосифонов производятся раз в смену дежурным персоналом. По результатам продувки делается запись в сменном журнале. Продувку производят через патрубки подвода котловой воды, установленных соосно нижнему коллектору термосифонов.

Поскольку основной объем шлама накапливается на дне нижнего коллектора термосифона, то существующей системой продувки не может быть обеспечен достаточный уровень очистки внутренней полости блока термосифонов от шлама, накапливающегося и засоряющего охладитель

термосифонов. Это может привести к забиванию и зарастанию входа в межтрубное пространство (между трубой охладителя термосифона и самим термосифоном), что приведет к снижению теплосъема блока термосифонов, а также к недоохлаждению термосифона, которое может привести к проявлению «кризисных» явлений и выходу из строя отдельных термосифонов блока ТС.

Данная проблема решается установкой дополнительного патрубка линии периодической продувки блока термосифонов через донышко нижнего коллектора блока термосифонов. Схема установки патрубка показана на рисунке 5.5.

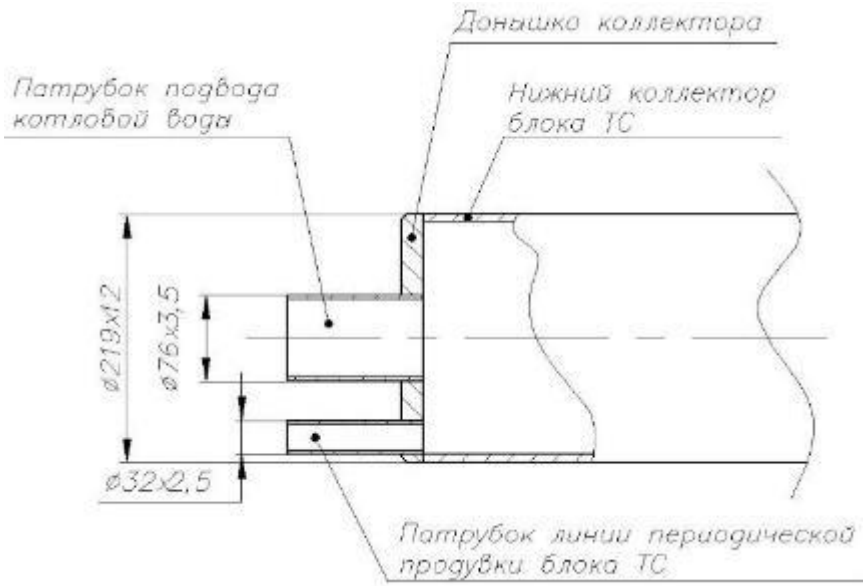


Рисунок 5.5 – Нижний коллектор блока ТС с патрубком для продувки

Патрубок представляет из себя трубу ∅ 32х2,5 мм с вентилем, являющейся частью линии периодической продувки и дренажной системы УИО. Осуществлять продувку нижних коллекторов блоков ТС следует не реже, чем 1 раз в смену. Для того, чтобы снизить человеческий фактор и иметь возможность регулировать режим продувки, в зависимости от условий эксплуатации, целесообразно рассмотреть автоматизацию процесса продувки блока термосифонов.

5.4. Повышение устойчивости термосифонов к изгибу

Во время эксплуатации термосифонов при приближении к критической мощности (предельной теплопередающей способности) ТС, последние могут изменять свою форму (изгибаться) под действием внутреннего давления и повышения температуры участков стенок испарительной части термосифона вследствие их частичного осушения.

Поскольку места, направления и углы изгибов не имеют однозначных тенденций и могут проявляться в разное время для термосифонов одного и того же блока, то с целью сохранения стройности конструкции блока и увеличения срока службы ТС, подвергающихся изгибу, рекомендуется применение объединяющего пояса жесткости, см. рисунок 5.6.

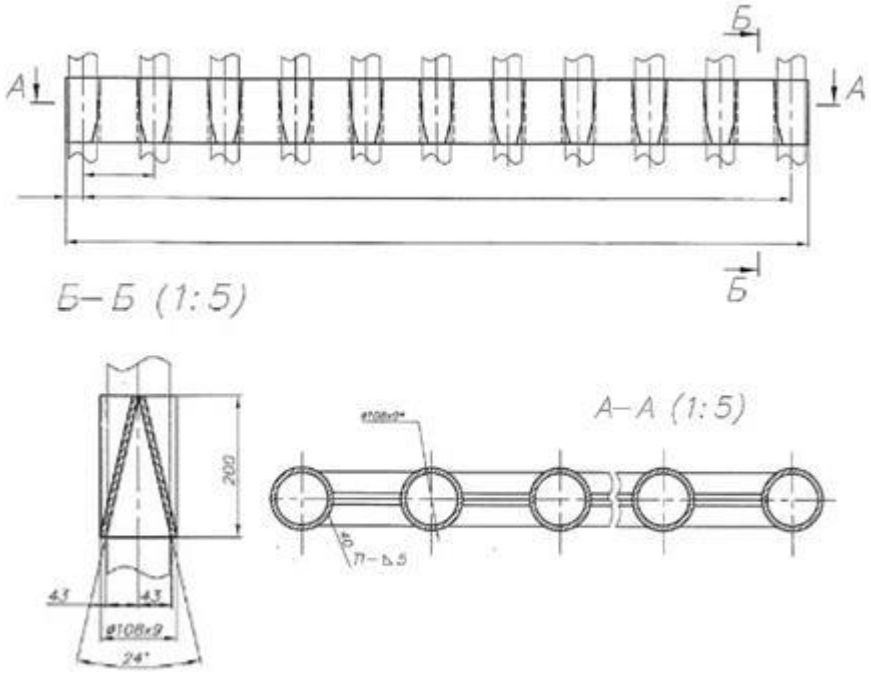


Рисунок 5.6 – Пояс жесткости

5.5. Очистка поверхностей нагрева ТС

В процессе эксплуатации ТС на поверхностях нагрева накапливается слой пыли, содержащейся в технологических газах. В течение суток накапливается

слой от 30 до 50 мм (рисунок 3.11), что значительно снижает теплопередающие способности ТС.

С целью повышения эффективности работы ТС, рекомендуется проводить очитку ТС обстругиванием пикой 4 раза в смену, включая выходные дни. Также рекомендуется рассмотреть возможность применения систем вибро очистки (вибро штанг), применяющихся в совокупности с поясом жесткости (рисунок 5.6) и магнито-импульсной очистки. Практика применения указанных видов очистки хорошо себя зарекомендовала на УИО предприятия ООО «Медногорский медно-серный комбинат».

5.6. Защита поверхности термосифонов от коррозии

Блоки термосифонов, как правило, изготавливаются и устанавливаются на котлы-утилизаторы за несколько месяцев (от 3 до 8 месяцев) до начала кампании металлургической печи. За это время металл стенок термосифонов подвергается коррозии, что снижает прочность и срок службы блока ТС. В связи с этим рекомендуется после изготовления блоков ТС покрывать его поверхность краской типа «Кузбасс-лак». Данное мероприятие позволит также увеличить срок службы холодильной части блока ТС, которая может быть использована в нескольких кампаниях печи.

5.7. Рекомендации по изготовлению термосифонов

Ряд заказчиков-крупных предприятий организовывают собственное изготовление термосифонов, при необходимости их восстановления, либо замены. Данные работы производятся на основании имеющейся проектной и рабочей документации. В настоящем разделе приведена рекомендуемая последовательность операций при изготовлении термосифонов. Стоит отметить, что в некоторых случаях, заливку и вакуумирование термосифонов целесообразно организовать до установки блоков на котел-утилизатор. Это позволит

спланировать и равномерно распределить объем работ, без привязки к запуску металлургической печи. При этом необходимо учесть условия хранения термосифонов (в особенности в зимний период) и дополнительную нагрузку (вес теплоносителя) на кран.

Рекомендуемая последовательность операций при изготовлении термосифонов котлов-утилизаторов:

1. Обрезка заготовок труб и обработка их концов под сварку.

2. Внутренняя очистка заготовок труб производится насыщенным паром (р≈1ата) при скорости пара не менее 10 м/с в течение 10 минут после прогрева трубы и прекращения интенсивного слива конденсата из выходного (наклонённого вниз) торца труб.

3. Произвести визуальный контроль состояния внутренней поверхности труб после окончания очистки партии труб на отсутствие грязи и масла).

Возможно изменение очерёдности операций 1 и 2 при гарантии отсутствия заноса грязи и масла при обрезке труб и обработке их концов под сварку.

4. Очистка и обезжиривание донышек термосифонов. Контроль осуществляется при протирке чистой тряпкой: необходимо исключить наличие грязи и следов масла на внутренних поверхностях и деталях термосифонов.

5. Приварка сваркой верхнего и нижнего донышка. Произвести ультразвуковой контроль сварных швов.

6. Между операциями 3 и 4 трубы должны транспортироваться и храниться при отсутствии возможности их загрязнения

7. Заполнение термосифонов теплоносителем.

8. Вакуумирование термосифонов одним из выбранных из вышеописанных способов.

9. Герметизация термосифона (приварка пробки к донышку) с ультразвуковым контролем сварных соединений.

10. Покрытие внешней поверхности блока термосифонов «Кузбасс-лаком», либо его аналогом.

ВЫВОДЫ К ГЛАВЕ 5

В настоящем разделе приведено описание ряда технических решений, которые позволят повысить эффективность работы термосифонов, как в части увеличения тепловосприятия, так и в части снижению количества выхода из строя.

Выявлены недостатки при заполнении термосифонов конструкции ОАО «Уралэнергоцветмет» с внешним подогревом теплоносителя.

Предложено несколько способов вакуумирования термосифонов, а также сформулирована последовательность операций при вакуумировании термосифонов разными способами, апробированными на практике.

Наиболее практичным и обоснованным с экономической точки зрения является способ, при котором изменена конструкция донышка термосифона, применена пробка с резьбой, паронитовая прокладка и ниппель-ерш. В этом случае предполагается применение оптимального количества комплектующих деталей, резьбовых соединений и сварных стыков. Стоит отметить, что по результатам промышленной эксплуатации термосифонов (с апреля 2017 г. по июнь 2018 г.), вакуумированных дынным способом, из 42 термосифонов ни одного не вышло из строя.

При участии автора разработана «Инструкция по заполнению и герметизации термосифонов ОАО «Святогор», с применением данной технологии вакуумирования.

В главе 5 также приведено несколько технических решений, обобщенных из опыта проектирования и эксплуатации котлов-утилизаторов. Среди них: организация периодической продувки и ее автоматизация, использование «пояса жесткости», систем очистки поверхностей термосифонов, обработка поверхностей нагрева антикоррозийным покрытием на основе битумных лаков и

др. Сформулированы рекомендации по изготовлению блоков термосифонов для котлов-утилизаторов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведены промышленные эксперименты с измерением фактических параметров работы отдельных термосифонов и блоков термосифонов при разных тепловых нагрузках. При помощи гильз измерены температуры внутри термосифонов, расположенных в четырех блоках, температуры стенок блока термосифона и стенок термосифона в испарительной и конденсационной частях. Получены показания устройства для измерения температуры по высоте термосифона [4], устройства для измерения теплового потока, термопары с защитным чехлом и эжектором для откачки газа.

2. Толщина стенок термосифонов по результатам кампании котла-утилизатора варьируется в пределах от 3,2 до 5,6 мм. На эмиссионном спектрометре определено, что в качестве материла термосифонов, вышедших из строя, была использована сталь 10, соответствующая [94]. Расчет допустимой толщины стенки при напряжениях на разрыв 1500 кгс/см^2 и давлении в термосифоне 30 атм. составляет 0,898 мм.

3. Проведены тепловые расчеты блока термосифонов, а также их верификация с данными, полученными в рамках эксперимента. Рассчитано ряд теплотехнических характеристик термосифонов, таких как: предельно допустимое давление в полости термосифона, влияние отложений пыли на теплопередающие способности термосифона, характеристики пленки конденсата термосифона при разных тепловых нагрузках, значения термических сопротивлении для разных участков теплообмена внутри термосифоны и др.

4. Проведен анализ возможных причин выхода из строя термосифонов, их анализ и предпосылки. В соответствии с классификацией [77] и полученными характеристикам (скорость пара, испаряющегося в термосифоне, находится на уровне 0,57 м/с, а скорость стекающей пленки может доходить до 1,24 м/с, в зависимости от тепловых нагрузок) сделано предположение о проявлении кризиса

теплопереноса при неполном омывании поверхности нагрева пленкой жидкости, что влечет за собой перегрев участка трубы и снижение ее прочностных характеристик. Расчет показал, что при нагревании стенки трубы до 480°С предельно допустимое давление составляет 58 кгс/см^2.

5. Определена степень влияния неконденсирующихся газов на теплопередающие способности термосифона. При сокращении содержания воздуха в ПГС с 50% до 0% мощность конденсатора ТС увеличивается на 205,0 кВт.

6. Разработана математическая модель переходных процессов для термосифона как объекта регулирования при ступенчатом возмущении изменением температуры газов. Результаты исследований показали совпадение экспериментальных данных с расчетными даже при замене линейного возмущения расхода газов ступенчатым.

7. Обобщены наилучшие технические и организационные мероприятия по повышению энергетической эффективности и надежности работы термосифонов, которые могут быть применены при проектировании и эксплуатации котлов-утилизаторов с термосифонами. В промышленных условиях, на предприятии ОАО «Святогор», отработано несколько способов заполнения и вакуумирования термосифонов, с внесением изменений в конструкцию донышка термосифона. Наиболее результативным оказался способ с использованием насоса НВР-1, пробки с резьбой и ниппель-ершом: по завершению кампании металлургической печи, длившейся в период с апреля 2017 г. по июнь 2018 г., все 42 термосифона теплоутилизационной установки остались в работоспособном состоянии. Разработана «Инструкция по заполнению и герметизации термосифонов».

8. Перспективы дальнейшей разработки темы диссертационного исследования заключаются в следующем:

8.1. Совершенствование систем очистки термосифонов котлов-утилизаторов от налипания пылей, в т.ч. с высоким содержанием серы.

8.2. Подбор рабочих жидкостей (теплоносителей) и материалов для изготовления термосифонов, а также применение специализированных покрытий для защиты поверхности нагрева.

8.3. Для крупных ТЭС и АЭС интерес представляют термосифоны, работающие на сверхкритических параметрах.

Результаты работы могут быть использованы проектными институтами при проведении научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ теплоутилизационных установок с термосифонами, а также промышленными предприятиями в рамках текущей эксплуатации и при проведении модернизации действующих теплоутилизационных установок.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначения:

$a = s_1/d_{out}$;

$b = s_2/ d_{out}$;

c_f – коэффициент трения;

c_p – удельная теплоемкость, Дж/кгК;

d – диаметр, м;

G_m – массовый расход, кг/с;

G_v – объемный расход, м^3/с;

L – длина, м; m – масса, кг;

n – количество термосифонов, шт.;

p – давление, Па;

q – плотность теплового потока, Вт/м^2;

Q – тепловой поток, Вт;

r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;

R – термическое сопротивление, К/Вт;

s_1 – поперечный шаг труб в теплообменнике, м;

s_2 – продольный шаг труб в теплообменнике, м;

S – площадь, м^2 ;

t – температура, С;

T – температура, К;

w – скорость, м/с;

y –паросодержание;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^{2}К;

δ – толщина, м;

ρ – плотность, кг/м^3 ;

σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/мК;

η – динамическая вязкость, Пас;

υ – кинематическая вязкость, м^2/с;

τ – время, с;

ε – степень черноты.

Индексы:

atm – атмосферный;

c – конденсатор;

conv – конвективный;

ev – испаритель;

g – газ;

l – жидкость;

in – вход;

m – приведенный;

out – выход;

p – загрязнения;

r – радиационный;

v – пар;

st – сталь;

w – стенка;

wt – вода;

Σ – суммарный.

…

Критерии:

$Bo = \dfrac{cpV}{\sigma_0 \, T_g^3}$ - число Больцмана;

$Fr = \dfrac{w_v^2}{gL_c}$ - критерий Фруда;

$Ga = \frac{gL_c^3}{\nu_1^2}$ - критерий Галилея;

$Nu = \frac{\alpha_{conv} d}{\lambda}$ - критерий Нуссельта;

$K = \frac{r}{C_{pl}(T_v + T_w)}$ число фазового перехода;

$\Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ - критерий Прандтля;

$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu}$ - критерий Рейнольдса.

Аббревиатуры:

АСУТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;

БС – барабан-сепаратор;

ВЗП – воздухоподогреватель;

ВЭК – водяной экономайзер;

ВЭР – вторичный энергоресурс;

КУ – котел-утилизатор;

МРСА – микрорентгеноспектральный анализ;

НКГ – неконденсирующиеся газы;

ОП – отражательная печь;

ПГС – парогазовая смесь;

ПГ – парогенератор;

ППР – планово-предупредидетльные ремонты;

ТО – теплообменник;

ТС – термосифон;

ТЭР – топливно-энергетические ресурсы;

УИО – установка испарительного охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Публикации автора в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Мунц, В. А. Моделирование процесса конденсации водяного пара из парогазовой смеси в полости термосифона / В. А. Мунц, А И. Папченков // Энергетик. – 2014. – № 8. – С. 45-47.

2. Васильев, Л. Л. Термосифон и их применение в технике / Л. Л. Васильев, А. И. Папченков, Л. П. Гракович, Л. Л. Васильев мл. // Тепловые процессы в технике – 2015. – Т. 7, № 1. – С. 11-23.

3. Мунц, В. А. Переходные процессы в термосифонах / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Е. Ю. Павлюк, Д. Р. Даминов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Энергетика» – 2017. – Т. 17, № 4. – С. 5-13.

Патенты:

4. Патент на полезную модель № 127458 Российская Федерация, G01K 7/12 (2006.01). Устройство для измерения температуры / Мунц. В.А., Папченков А.И., Папченков И.Н.; заявитель и патентообладатель Мунц. В.А., Папченков А.И., Папченков И.Н. – № 2012149120/28; заявл.19.11.2012, опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12.

5. Патент на полезную модель № 146019 Российская Федерация, F28D 15/02 (2006.01). Устройство для вакуумирования термосифонов / Мунц. В.А., Папченков А.И.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» – № 2013153516/06; заявл. 03.12.2013; опубл. 27.09.2014, Бюл. № 27.

Монографии:

6. Мунц, В. А. Особенности эксплуатации и методы расчета процессов

теплообмена в термосифонах при охлаждении технологических газов / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Н. А. Шахлина // Итоги науки. Т. 1. – Избранные труды Международного симпозиума по фундаментальным и прикладным проблемам науки. – М.: РАН, 2013. – С. 73-92.

Публикации автора в иных изданиях:

7. Мунц, В. А. О совершенствовании технологии заполнения термосифонов / В. А. Мунц, А. И. Папченков // Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии»: сб. науч. материалов. Екатеринбург, 18-21 декабря 2012 г. – Екатеринбург: УрФУ, 2012. – С. 130-133.

8. Мунц, В. А. Особенности эксплуатации котлов-утилизаторов с термосифонами / А. В. Мунц, А. И. Папченков, Ю. А. Каграманов // Международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов, ученых «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере»: материалы. Челябинск, 22-26 апреля 2013 г. / под ред. Е.В. Торопова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – С. 225-229.

9. Папченков, А. И. Влияние температуры технологических газов на теплопередающие способности термосифонов энерготехнологических агрегатов / А. И. Папченков, Э. Д. Матасов, В. А. Мунц // VIII Международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2013»: Материалы конференции. В 7 т. Т.1, Ч.1 – Иваново: Изд-во Ивановского гос. энергетич. ун-та, 2013. – С. 129-132.

10. Мунц, В. А. Теплогидравлические характеристики термосифонов котлов-утилизаторов металлургических печей / В. А. Мунц, А. И. Папченков // Тезисы докладов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (20-24 мая 2013 г., г. Орехово-Зуево). – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – С. 215-216.

11. Мунц, В. А. Характеристики пылевых отложений и их влияние на

эффективность работы термосифонов котлов-утилизаторов отражательных печей / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Ю. А. Каграманов // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России: материалы 14-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов / под общей редакцией Е. Б. Агапитова. Магнитогорск: Издательство Магнитогорского гос. техн. ун-та, 2013. – С. 55-58.

12. Мунц, В. А. Предельные теплопередающие способности термосифонов теплоутилизационных установок печей цветной металлургии / В. А. Мунц, А. И. Папченков // XXXIII Всероссийская конференция по проблемам науки и технологий «Наука и технологии»: тезисы докладов. Миасс, 4-6 июня 2013 г. Т. 1. – Миасс: МСНТ. – С. 127-129.

13. Мунц, В. А. Исследование теплотехнических особенностей работы термосифонов кессонированного газохода отражательной печи / В. А. Мунц, А. И. Папченков, В. П. Новоселов // Международная научно-практической конференция «Создание высокоэффективных производств на предприятиях горно-металлургического комплекса»: материалы. Верхняя Пышма, 3-4 сентября 2013 г. – Екатеринбург, Уральский рабочий, 2013. – С. 154-155.

14. Мунц, В. А. Определение оптимально допустимого давления в полости термосифона при утилизации тепла технологических газов / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Н. В. Куликова // Проблемы энерго- и ресурсосбережения: сб. науч. тр. – Саратов: Изд-во Саратовского гос. тех. ун-та, 2014. – С. 25-32.

15.Мунц, В. А. Методика и результаты измерений фактических рабочих параметров термосифонов теплоутилизационной установки / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Ю. А. Каграманов // Новые технологии. Т. 3.: материалы X Всероссийской конференции по проблемам новых технологий. Миасс, 15-17 октября 2013 г. – М.: РАН, 2013. – С. 52-60.

16. Мунц В. А. Влияние содержания неконденсирующихся газов в пароводяной смеси на теплообмен в конденсаторе термосифона / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Ю. А. Каграманов, Е. Ф. Берсенева // VIII Всероссийский семинар

вузов по теплофизике и энергетике». Екатеринбург, 12-14 ноября 2013 г.: тезисы докладов.– Екатеринбург: УрФУ, 2013. – С. 112.

17. Мунц, В. А. Экспериментальное исследование влияния параметров отходящих газов на теплообмен в замкнутых двухфазных термосифонах теплоутилизационной установки / В. А. Мунц, А. И. Папченков // VIII ежегодная международная научно-практическая конференция «Повышение эффективности энергетического оборудования – 2013»: материалы. Москва, 11-13 декабря 2013 г. – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – С. 332-345.

18. Мунц, В. А. Результаты проведения промышленного эксперимента по измерению рабочих параметров термосифонов котла-утилизатора / В. А. Мунц, А. И. Папченков // Промышленная теплотехника. – 2014. – Т. 36, № 3. – Киев. – С. 83-87.

19. Мунц В. А. Влияние рабочих параметров котла-утилизатора на распределение температуры в термосифонах / В. А. Мунц, А. И. Папченков // VI Российская национальная конференция по теплообмену: тезисы. В 3 томах. Москва, 27-29 октября 2014 г. Т. 2. – М.: Издательский дом МЭИ, 2014. – С. 152-153.

20. Мунц, В. А. Исследование переходных процессов в термосифонах / В. А. Мунц, А. И. Папченков, Е. Ю. Павлюк, А. С. Осминкина // VI Всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве» (ТИМ 2017 г.) с международным участием: сб. докл. Екатеринбург, 11-12 мая 2017 г. – Екатеринбург: Изд-во УрФУ, 2017. – С. 78-82.

21. Papchenkov, A. I. Thermosyphon as a control unit depending on the stepwise perturbation by temperature variation of the cooled gases / A. I. Papchenkov, V. A. Munts, E. Yu. Pavlyuk, D. B. Скhoinzonov // Proceedings of the X Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources». Minsk, Belarus, 10-13 September, 2018. – Minsk, 2018. – P. 468-475.

22. О выполнении работ по третьему и четвертому этапам договора

№ 35/2012-ЭН от 17.04.2012 г.: отчет УНЦ «Энергетика» / А. В. Мунц, А. И. Папченков. – Екатеринбург: Уральский энергетический институт, 2012. – 101 с.

23. Проведение теплотехнических испытаний на газоходе с термосифонами за отражательной печью № 2 с выдачей рекомендаций по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов: итоговый отчет УНЦ «Энергетика» по договору № 35/2012-ЭН от 17.04.2012 г. / В. А. Мунц, А. И. Папченков. – Екатеринбург: Уральский энергетический институт, 2013. – 136 с.

Источники без участия автора

24. Воинов, А. П. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А. П. Воинов, В. А. Зайцев и др. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.

25. Мунц, В. А. Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях: конспект лекций / А. В. Мунц. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. – 136 с.

26. Куперман, Л. И. Вторичные энергетические ресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности / Л. И. Куперман, С. А. Романовский, Л. Н. Сидельковский. – Киев: Вища школа, 1986. – 303 с.

27. Мучник, Д. А. Теория и техника охлаждения кокса / Д. А. Мучник, Ю. С. Постыльник. – Киев: Вища школа, 1979. – 160 с.

28. Утилизация избыточного тепла при совмещенном процессе термической подготовки шихты и тушения кокса / Б. И. Бабанин, Е. И. Бабанин и др. // Кокс и химия. –1988. – № 5. – С. 17-20.

29. Казак, А. К. Высокотемпературные химические стойкие эмалевые покрытия / А. К. Казак, М. В. Евсеева // Состояние и перспективы развития производства нового поколения силикатно-эмалевых покрытий для защиты металлоизделий от коррозии и износа: Сб. докл. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – С. 86-89.

30. Шулявски, Т. Влияние циркуляции двухфазного потока на интенсивность теплообмена при кипении в замкнутом объеме (применительно к

термосифонам с торцевым подводом тепла): дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук: 05.04.03, 05.04.04/Шулявски Тадуеш. – Одесса, 1984. – С. 19.

31. Groll, M. Operation principles of heat pipes and closed two-phase thermosyphons / M. Groll, S. Rösler // J. Non-Equilibrium Thermodynamics. – 1992. – Vol. 17. – P. 91-151.

32. Heine, D. Compatibility of organic fluids with commercial structural materials for use in heat pipes / D. Heine, M. Groll // Proc. of the 5th Int. Heat Pipe Conference. – Tsukuba (Japan), 1984. – P. 38-42.

33. Khandekar, S. On the definition of pulsating heat pipes: an overview / S. Khandekar, M. Groll // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: Proc. of 5th Minsk Int. Seminar. – Minsk, 2003. – P. 116-127.

34. Maydanik, Yu. F. Loop heat pipe / Yu.F. Maydanik // Applied Thermal Engineering. – 2005. – N. 25. – P. 635-657.

35. Maydanik, Yu. F. Two-phase loop thermosyphons / Yu. F. Maydanik, V. I. Dmitrin, V. G. Pastukhov // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: Proc. of 7th Minsk Int. Seminar. – Minsk, Belarus, September 12–15, 2011. Vol. 1. – Minsk. – P. 144-154.

36. Maydanik Yu. Development and investigation of copper-water LHP with high operating characteristics / Yu. Maydanik, S. Vershinin // Heat Pipe Science and Technology an Int. J. – 2010. – Vol. 1, N. 2. – P. 151-162.

37. Kiseev, V. M. The study on two-phase thermosyphon application for mock-up fuel elements temperature regime modeling / V. M. Kiseev, N. P. Pogorelov, L. I. Menkin // Proc. of the 8th Int. Heat Pipe Conf. – Beijing, 1992. – P. 673-610.

38. Кисеев, В. М. Физика теплопередающих систем / В. М. Кисеев. – Екатеринбург: Изд-во Уральского ун-та, 2006. – 188 с.

39. Kiseev, V. M. Two-phase systems for light-emitting diodes cooling / V. M. Kiseev, D. S. Aminev, V. G. Cherkasin, R. M. Murzin // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: Proc. of 7th Minsk Int. Seminar. Minsk, Belarus, September 12–15. – 2011. – Vol. 1. – P. 397-404.

40. Васильев, Л. Л. Интенсификация теплообмена в тепловых трубах / Л. Л. Васильев, С. В. Конев, В. В. Хроленок. – Минск: Наука и техника, 1983. – 151 с.

41. Vasiliev, L. L. Heat pipes and thermosyphons for thermal management of solid sorption machines and fuel cells / L. L. Vasiliev, L. L. Vasiliev, Jr. // In: Heat Pipes and Solid Sorption Transformators. Fundamentals and Practical Applications / Edited by L. L. Vasiliev, S. Kakaç . – L. ; N. Y.: CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2013. – P. 213-258.

42. Vasiliev L. L. Heat Transfer Enhancement in Heat Pipes and Thermosyphons Using Nanotechnologies / L. L. Vasiliev, L. L. Vasiliev, Jr. // Proc. of the 11th Int. Heat Pipe Symp. – Beijing, 2013. – P. 37-47.

43. Балунов, Б. Ф. Необходимая степень заполнения и предельная мощность двухфазного термосифона / Б. Ф. Балунов, Д. Г. Говядко, Ю. Н. Илюхин, В. И. Киселев // Теплоэнергетика. – 1992. – № 8. – С. 57-61.

44. Проведение контрольных испытаний тепловых труб высокого давления и разработка рекомендаций по их заполнению: отчет НПО ЦКТИ. 106210/Б. Ф. Балунов, А. А. Щеглов, А. С. Бабыкина и др. – СПб., 2002. – 23 с.

45. Балунов, Б. Ф. Теплогидравлические характеристики и парогазораспределение в наклонном термосифоне. Теплоэнергетика / Б. Ф. Балунов, А. А. Белов, В. А. Ильин и др. // Теплоэнергетика. – 2007. – № 5. – С. 39-43.

46. Балунов, Б. Ф. Кризис теплообмена в каналах с загушенным торцом / Б. Ф. Балунов, Ю. Н. Илюхин, Е. Л. Смирнова // Теплофизика высоких температур. – 1987. – Т. 25, № 1. – С. 116-124.

47. Белов, Н. М. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик наклонных термосифонов для охлаждения объектов ядерной энергетики: дисс. канд. тех. наук: 05.14.03/Белов Алексей Анатольевич – СПб., 2007. – 185 с.

48. Ильин, В. А. Экспериментальное исследование теплогидравлических и устойчивости высоконагруженных тепловых труб для перспективных систем

аварийного расхолаживания реакторных установок: дисс. канд. тех. наук: 05.14.03/Ильин Вячеслав Александрович. – СПб., 2011. – 149 с.

49. Кузнецов, Г. В. Численный анализ влияния температурного перепада на режимы переноса энергии в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне / Г. В. Кузнецов, М. А. Аль-Ани, М. А. Шеремет // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317, № 4. – С. 13-19.

50. Кузнецов, Г. В. Математическое моделирование нестационарных режимов теплопереноса в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне в условиях конвективного теплообмена с внешней средой / Г. В. Кузнецов, М. А. З. Аль-Ани, М. А. Шеремет // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2011. – № 1 (13). – С. 93-104.

51. Красношлыков, А. С. Математическое моделирование тепловых режимов термосифонов при работе с характерными тепловыми нагрузками аккумуляторных батарей авиационного оборудования / А. С. Красношлыков, Г. В. Кузнецов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2017. – № 2. – С. 82-86.

52. Mantelli, M. B. H. Thermosyphon technology for industrial applications // In: Heat Pipes and Solid Sorption Transformations. Fundamentals and Practical Applications / Edited by L. L. Vasiliev, S. Kakaç. – L. ; N. Y.: CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2013. – P. 411-464.

53. Nisgoski, A. R. Theoretical and experimental study of two-phase vertical and loop thermosyphons / A. R. Nisgoski, A. K. da Silva, M. B. H.Mantelly // Proc. of the 12th Int. Heat Pipe Conf. Moscow, Russia, 2002. – P. 279-284.

54. Mantelly, M. B. H. Performance of naphthalene thermosyphons with non-condensable gases – theoretical study and comparison with data / M. B. H. Mantelly, W. B. Ângelo, T. Borges // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2010. – Vol. 53, issues 17-18. – P. 3414-3428.

55. Безродный, М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / М. К. Безродный, С. С. Волков, В. Ф. Мокляк. – Киев: Вища школа, 1991. – 226 с.

56. Bezrodny, M. K. Fundamental questions of closed two-phase thermosyphons // In: Heat Pipes and Solid Sorption Transformations. Fundamentals and Practical Applications / Edited by L. L. Vasiliev, S. Kakaç. – L. ; N. Y.: CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2013. – P. 319-355.

57. Bezrodny, M. K. New energotechnological system of heat utilization in non-ferrous pyrometallurgical plants / M. K. Bezrodny, S. S. Volkov, V. B. Ivanov // J. Heat Recovery Systems. – 1985. – Vol. 5, N. 2. – P. 127-131.

58. Bezrodny, M. K. Thermosyphon waste heat boilers for exhaust gases from furnaces in non-ferrous metallurgy / M. K. Bezrodny, S. S. Volkov, V. B. Ivanov // Heat Recovery Systems and CHP. – 1985. – Vol. 5, N. 2. – Pp. 99-105.

59. Безродный, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – Киев: Факт, 2003. – 480 с.

60. Пиоро, Л. С. Двухфазные термосифоны и их применение в промышленности / Л. С. Пиоро, И. Л. Пиоро. – Киев: Наукова думка, 1988. – 131 с.

61. Пиоро, И. Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / И. Л. Пиоро, В. А. Антоненко Л. С. Пиоро. – Киев: Наукова думка, 1991. – 256 с.

62. Bezrodny, M. K. Thermosyphons for industrial heat transfer: Fundamental questions for effective applications / M. K. Bezrodny, E. Kondrustic // Archives of Thermodynamics. – 1994. – N. 1-4. – P. 21-39.

63. Dunn, P. D. Heat Pipes / P. D. Dunn, D. A. Reay. – 4th ed. – Oxford, England; Tarrytown, N.Y., U.S.A.: Pergamon, 2002. – 348 p.

64. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 660 с.

65. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Изд. 2-е. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

66. Безродный, М. К. Интенсивность теплообмена на участке кипения испарительных термосифонов / М. К. Безродный, Д. В. Алексеенко // Теплоэнергетика. – 1977. – № 7. – С. 83-85.

67. Воскресенский, К. Д. Расчет теплообмена при пленочной конденсации с учетом зависимости физических свойств конденсата от температуры / К. Д. Воскресенский // Изд-во АН СССР. ОТН. – 1948. – № 7. – С. 1023-1028.

68. Лабунцов, Д. А. О влиянии конвективного переноса тепла и сил инерции на теплообмен при ламинарном течении конденсатной пленки / Д. А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1956. – № 12. – С. 47-50.

69. Лабунцов, Д. А. О влиянии на теплоотдачу при пленочной конденсации пара зависимости физических параметров конденсата от температуры / Д. А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1957. – № 2. – С. 49-51.

70. Лабунцов, Д. А. Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах // Теплоэнергетика. – 1957. – № 7. – С. 72-80.

71. Зозуля, Н. В. В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование / Н. В. Зозуля. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – С. 278-297; 450-461.

72. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

73. Степанов, О. Е. Сравнение методик влияния неконденсирующихся газов на конденсацию пара с учетом взаимодействия энерготехнологических процессов в 1 контуре ядерной энергетической установки / О. Е. Степанов, А. В. Буланов, В. Е. Карнаухов и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 9. – С. 26-32.

74. Берман, Л. Д. Определение коэффициентов массо- и теплоотдачи при расчете конденсации пара из парогазовой смеси / Л. Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 52-54.

75. Дудник, Н. М. Исследование процесса конденсации водяного пара из парогазовых смесей различного состава в кожухотрубных теплообменных аппаратах: дисс. канд. тех. наук: 05.14.04/Дудник Наталья Михайловна – М., 2010. – С. 45.

76. Rose, J. W. Effect of pressure gradient in forced convection film condensation on a horizontal tube / J. W. Rose // Int. J. Heat and Mass transfer. –1984. – V. 27, N l. – Pp. 39-47.

77. Безродный, М. К. Кризисы теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах: дисс. д-ра тех. наук: 05.14.04/Безродный Михаил Константинович. – Киев, 1983. – С.109.

78. Балунов, Б. Ф. Критические тепловые потоки при отсутствии расхода теплоносителя в вертикальных парогенерирующих каналах / Б. Ф. Балунов, Е. Л. Смирнов // Атомная энергия. – 1981. Т. 51. Вып. 4 (октябрь). – С. 222-224.

79. Трембовля, В. И. Теплотехнические испытания котельных установок / В. И. Трембовля, Е. Д. Фингер, А. А. Авдеева. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 165 с.

80. Александров, В. Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчёт) / В. Ю. Александров. – М.: Машиностроение, 2012. – 136 с.

81. Методологические указания к выполнению расчетно-графической работы по курсу «Гидрогазодинамика» на тему «Расчет газового эжектора». Кафедра общей и технической физики ГОУ ВПО Рыбинская Государственная авиационная технологическая Академия им. П.А. Соловьева. – Рыбинск, 2005. – 41 с.

82. Гоулдстейн, Дж. Практическая растровая электронная микроскопия / Дж. Гоулдстейн, Х. Яковица. – М: Мир, 1978. – 656 с.

83. Goldstein, J. I. Scanning Electron Microscopy and X-Ray Microanalysis / J. I. Goldstein, D. E. Newbury. – 3rd edition. – N. Y.: Kluwer Academic/Plenum Publishers, 2003. – 688 p.

84. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1999. – 592 с.

85. Кузнецов, Н. В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Н. В. Кузнецов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1973. – 196 с.

86. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

87. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзце. – М.: Атомиздат, 1979. – 446 с.

88. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление / С. С. Кутателадзце. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

89. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации / В. П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.

90. Теория тепломассообмена / под ред. А. И. Леонтьева. – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 343 с.

91. Толубинский, В. И. Теплообмен при кипении / В. И. Толубинский. – Киев: Наукова думка, 1980. – 316 с.

92. Отс, А. А. Коррозия и износ поверхностей нагрева котлов / А. А. Отс. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 272 с.

93. Corn, G. T. Handbook of Mathematics for Scientists and Engineers / G. T. Corn, A. Corn. – M., 1968. – 720 p.

ГОСТ:

94. ГОСТ 1050-2013 Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. – М.: Стандартинформ, 2014. – С. 4-5.

95. ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Стандартинформ, 2008. – С. 30.

96. ГОСТ Р ИСО 50001-2012 Системы энергетического менеджмента. Требования и руководство по применению. – М.: Стандартинформ, 2013. – 27 с.

97. ГОСТ Р 56828.24-2017 НДТ. Энергосбережение. Руководство по применению наилучших доступных технологий для повышения энергоэффективности. – М.: Стандартинформ, 2017. – 15 с.

98. ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – М.: Госстандарт СССР, 1989. – 19 с.

99. ГОСТ 24598-81 Руды и концентраты цветных металлов. Ситовый и седиментационный методы определения гранулометрического состава. – М.: Госстандарт СССР, 1981. – 15 с.

100. ГОСТ 7076-99 Материалы и изделия строительные. Метод определения теплопроводности и термического сопротивления при стационарном тепловом режиме. – М.: Стандартинформ, 2000. – 15 с.

101. ГОСТ 16037-80 Соединения сварные стальных трубопроводов. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 24 с.

102. ГОСТ 9467-75 Электроды покрытые металлические для ручной дуговой сварки конструкционных и теплоустойчивых сталей. Типы (с Изменением N 1). – М.: Стандартинформ, 2008. – 15 с.

103. ГОСТ 5264-80 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. – М.: Стандартинформ, 2010. – 56 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Справка об использовании материалов диссертационной работы Папченкова А.И.

УТВЕРЖДАЮ:
Генеральный директор
ОАО «Уралмеханобр», к.т.н.
_____ К.В. Булатов
«26» 09 _____2018 г.

В диссертационный совет Д 212.285.07 при ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

СПРАВКА

Материалы диссертационной работы Папченкова А.И. «Экспериментальные исследования теплотехнических характеристик термосифонов котлов-утилизаторов», а также адаптированные автором алгоритмы тепловых расчетов для котлов-утилизаторов с термосифонами были использованы при проектировании объектов:

1. Проект № 1230.13-14.00.00 000, РК 35/3,9-90-1000 (КУ «Аусмелт» 35/3,9-63-1200) – котел-утилизатор за печью «Аусмелт» ОАО «Святогор».
2. Проект № 1378.14-07.00.00 000 ПВ-1, КУ РК 25/3,9-50-1300 (КУ ПВ-1 40/3,9-40-1450) – котел-утилизатор за печью Ванюкова № 1 ОАО «Среднеуральский медеплавильный завод».
3. Проект № 1379.14-04.00.00 000 ПВ-2, КУ РК 16/3,9-30-1300 (КУ ПВ-2 30/3,9-40-1450) – котел-утилизатор за печью Ванюкова № 2 ОАО «Среднеуральский медеплавильный завод».

Заместитель генерального директора
по науке ОАО «Уралмеханобр» В.Н. Закирничный

Главный конструктор отдела
теплоэнергетики и газоснабжения
ОАО «Уралмеханобр» А.Н. Гладышев

Приложение 2

Акт ОАО «Святогор» № 3 от 26.12.2013 г. оценки и использования результатов внедрения НИОКР

ОАО «Святогор»

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер
_____ И.В. Бражников
«26» 12 2013 г.

Управление открытого акционерного общества "СВЯТОГОР" г. Красноуральск Свердловской области

АКТ № 3 от «26» 12 2013 г.
оценки и использования результатов НИОКР
(научно-исследовательских, опытно-конструкторских работ).

НИОКР «Проведение теплотехнических испытаний на газоходе с термосифонами за отражательной печью №2 согласно Календарному плана работ (Приложение № 2 к настоящему договору) с выдачей рекомендаций по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов»,
выполненные согласно письма №02-21/1064 от 21.04.2012г. исполнителем работ Учебно-научный центр «Энергетика», ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»

общая сумма затрат (руб.)	256 886 (двести пятьдесят шесть тысяч восемьсот восемьдесят шесть) руб. 00 коп. (в т.ч. НДС)
экономический эффект (тыс. руб.)	67 тыс.руб.
начало выполнения работ	«21» сентября 2012 г.
считать завершенными	«09» октября 2013 г.

с положительным результатом:
1. Определена предельно допустимая тепловая мощность термосифонов и область проявления кризисных явлений в термосифоне в зависимости от температуры технологических газов;
2. Применены рекомендации по устранению неконтролируемых потерь теплоносителя при заполнении термосифонов, приводящее к стабильности их работы.,
и принятым к фактическому использованию с «09» октября 2013 г.

Место использования результатов Плавильное отделение металлургического цеха

Ожидаемый срок использования результатов 1,5 года

Начальник ТО	(подпись)	Е.В. Прокудина (расшифровка подписи)
Главный энергетик	(подпись)	А.Г. Сергеев (расшифровка подписи)
Главный специалист ОГЭ	(подпись)	В.П. Новосёлов (расшифровка подписи)

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель структурного подразделения	(подпись)	Д.А. Петров (расшифровка подписи)
Экономист структурного подразделения	(подпись)	С.Ю. Новикова (расшифровка подписи)

Код затрат (МВЗ) 13010025

Г.энергетик. мет.цеха С.И. Худяшев.

Приложение 3

Расчетно-графическая работа «Расчёт защитной гильзы на прочность»

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет
имени первого Президента РФ Б.Н.Ельцина»

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА
«Расчет защитной гильзы на прочность»
в рамках подготовки к проведению теплотехнических испытаний котла-утилизатора с термосифонами на ОАО «Среднеуральский медеплавильный завод» совместно с ОАО «Уралэнергоцветмет»

Научный руководитель:
д-р техн. наук, проф. _____ В.А. Мунц

Исполнитель
аспирант кафедры
«Промышленная теплоэнергетика» _____ А.И. Папченков

СОГЛАСОВАНО:

Начальник ПКО ТЭ
ОАО «Уралэнергоцветмет» _____ В.В. Добрынин

Екатеринбург 2011

Содержание

Расчет гильзы на прочность (d=8мм.) 3
Расчет гильзы на прочность (d=12мм.) 6
Выбор диаметра гильзы 9
Библиографический список 10

Расчет защитной гильзы на прочность был проведен для диапазона внутренних диаметров от 8 до 12 мм, толщиной стенки 4 мм, а донышка гильзы – 5 мм.

1. Расчет гильзы на прочность (d=8мм.)

1.1. Исходные данные расчета:

наружное давление p_1=5 МПа;

внутренне давление p_2=0,1 МПа (атмосферное).

сечение гильзы: толстостенное кольцо

наружный радиус r_1=8 мм

внутренний радиус r_2=4 мм

материал гильзы: углеродистая сталь 20.

1.2. Расчет гильзы на прочность

Гильза является толстостенной оболочкой, воспринимающей наружное и внутреннее давление. Гильза испытывает сложное напряженное состояние, которое выражается в действии трех видов главных напряжений. Распределение напряжений по толщине стенки цилиндра описывается уравнениями Ляме. Наибольшие напряжения возникают на внутренней поверхности гильзы.

Тангенциальное напряжение (с.611, [1])

$$\sigma_t = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}, \quad МПа$$

Радиальное напряжение (с.611, [1])

$$\sigma_r = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}, \quad МПа$$

Осевое напряжение (с.384, [2])

$$\sigma_z = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_1 \cdot r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}, \quad МПа$$

где r – текущий (расчетный) радиус гильзы, т.к. для всех случаев нагружения максимальные напряжения возникают на внутренней стенке, принимаем r = r_2=4 мм.

Расчетные напряжения, действующие на внутренней поверхности гильзы

$$\sigma_t = \frac{0{,}1 \cdot 4^2 - 5 \cdot 8^2}{8^2 - 4^2} + \frac{(0{,}1 - 5) \cdot 8^2 \cdot 4^2}{4(8^2 - 4^2)} = -32{,}76 \ \ МПа$$

$$\sigma_r = \frac{0{,}1 \cdot 4^2 - 5 \cdot 8^2}{8^2 - 4^2} - \frac{(0{,}1 - 5) \cdot 8^2 \cdot 4^2}{4(8^2 - 4^2)} = +19{,}50 \ \ МПа$$

$$\sigma_z = \frac{0{,}1 \cdot 4^2 - 5 \cdot 8^2}{8^2 - 4^2} = -6{,}63 \ \ МПа$$

По четвертой (энергетической) теории прочности, эквивалентные напряжения на внутренней поверхности толстостенной гильзы (с.148, [1])

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}, \ \ МПа$$

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-32{,}76 - (-6{,}63))^2 + (-6{,}63 - 19{,}5)^2 + (19{,}5 - (-32{,}76))^2} = 45{,}25 \ \ МПа$$

Условие прочности гильзы

$$\sigma_{экв} \le [\sigma]$$

где [σ]- допускаемые напряжения в гильзе,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n_в}, \ \ МПа$$

где σ_T – предел текучести материала гильзы, для гильзы из стали 20, σ_T =250 МПа (табл.14, с.62, [3]),

n_T – коэффициент запаса прочности по пределу прочности, для пластичных и вязких сталей, не подверженных термообработке, n_T =1,6 (с.69, [1]).

$$[\sigma] = \frac{250}{1{,}6} = 156 \ \ МПа$$

Условие прочности гильзы

$$\sigma_{экв} = 45{,}25 \ \ МПа < [\sigma] = 156 \ \ МПа$$

Условие прочности выполнено.

1.3. Расчет наружного давления, допускаемого прочностью гильзы

Допускаемое давление, действующее на наружную стенку гильзы (при полном отсутствии внутреннего давления – частный случай) (с.388, [2])

$$p_1 \le [\sigma] \cdot \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_1^2}, \quad МПа$$

$$p_1 \le 156 \cdot \frac{8^2 - 4^2}{2 \cdot 8^2} = 58{,}5 \quad МПа$$

Наружное давление на гильзу, ограниченное прочностью материала Сталь 20, не должно превышать 58,5 МПа.

2. Расчет гильзы на прочность (d=12 мм.)

2.1. Исходные данные расчета:

наружное давление p_1=5 МПа;

внутренне давление p_2=0,1 МПа (атмосферное).

сечение гильзы: толстостенное кольцо

наружный радиус r_1=10 мм

внутренний радиус r_2=6 мм

материал гильзы: углеродистая сталь 20.

2.2. Расчет гильзы на прочность

Главные напряжения, действующие по толщине стенки гильзы

Тангенциальное напряжение (с.611, [1])

$$\sigma_t = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}, \quad МПа$$

Радиальное напряжение (с.611, [1])

$$\sigma_r = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}, \quad МПа$$

Осевое напряжение (с.384, [2])

$$\sigma_z = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_1 \cdot r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}, \quad МПа$$

где r – текущий (расчетный) радиус гильзы, т.к. для всех случаев нагружения максимальные напряжения возникают на внутренней стенке, принимаем r = r_2=6 мм.

Расчетные напряжения, действующие на внутренней поверхности гильзы

$$\sigma_t = \frac{0{,}1 \cdot 6^2 - 5 \cdot 10^2}{10^2 - 6^2} + \frac{(0{,}1 - 5) \cdot 10^2 \cdot 6^2}{6(10^2 - 6^2)} = -53{,}69 \quad МПа$$

$$\sigma_r = \frac{0{,}1 \cdot 6^2 - 5 \cdot 10^2}{10^2 - 6^2} - \frac{(0{,}1 - 5) \cdot 10^2 \cdot 6^2}{6(10^2 - 6^2)} = 38{,}18 \quad МПа$$

$$\sigma_z = \frac{0{,}1 \cdot 6^2 - 5 \cdot 10^2}{10^2 - 6^2} = -7{,}75 \quad МПа$$

По четвертой (энергетической) теории прочности, эквивалентные напряжения на внутренней поверхности толстостенной гильзы (с.148, [1])

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}, \quad МПа$$

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-53{,}69 - (-7{,}75))^2 + (-7{,}75 - 38{,}18)^2 + (38{,}18 - (-53{,}69))^2} = 79{,}56 \quad МП$$

Условие прочности гильзы

$$\sigma_{экв} \le [\sigma]$$

где [σ]- допускаемые напряжения в гильзе,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n_в}, \quad МПа$$

где $\sigma_Т$ – предел текучести материала гильзы, для гильзы из стали 20, $\sigma_В$ =420 МПа (табл.14, с.62, [3]),

$n_Т$ – коэффициент запаса прочности по пределу прочности, для пластичных и вязких сталей, не подверженных термообработке, $n_Т$ =1,6 (с.69, [1]).

$$[\sigma] = \frac{250}{1{,}6} = 156 \quad МПа$$

Условие прочности гильзы

$$\sigma_{экв} = 79{,}56 \quad МПа < [\sigma] = 156 \quad МПа$$

Условие прочности выполнено.

2.3. Расчет наружного давления, допускаемого прочностью гильзы

Допускаемое давление, действующее на наружную стенку гильзы (при полном отсутствии внутреннего давления – частный случай) (с.388, [2])

$$p_1 \le [\sigma] \cdot \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_1^2}, \quad МПа$$

$$p_1 \le 156 \cdot \frac{10^2 - 6^2}{2 \cdot 10^2} = 49{,}92 \quad МПа$$

Наружное давление на гильзу, ограниченное прочностью материала Сталь 20, не должно превышать 49,92 МПа.

3. Выбор диаметра гильзы

Ввиду наличия преобразователей термоэлектрических типа ДТС065-100П.В3-250 (с внешним диаметром защитного чехла термоэлектродов 8мм), было принято решение принять внутренний диаметр гильзы 9 мм. Значение находится в диапазоне диаметров, рассчитанных на прочность.

Эскиз защитной гильзы можно изображен на рис. 1.

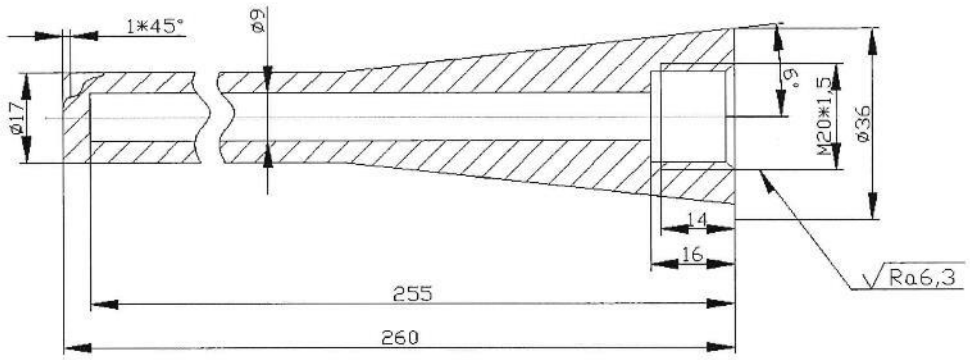


Рис. 1. Эскиз защитной гильзы

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов – М.:Наука, 1965.

2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1999.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя в 3-х томах. Т.1.- М.: Машиностроение, 2001.

Приложение 4

Программа мероприятий (по подготовке и проведению теплотехнических испытаний)

СОГЛАСОВАНО:
Руководитель УНЦ «Энергетика»
Директор Урал ЭНИН
_____Ю.М. Бродов
«____»_____2012 г.

СОГЛАСОВАНО:
Начальник ПКО ТЭ
ОАО «Уралэнергоцветмет»
_____В.В. Добрынин
«____»_____2012 г.

УТВЕРЖДАЮ:
Главный инженер
ОАО «Святогор»
_____А.В. Мельников
«16»_____05_____2012 г

ПРОГРАММА МЕРОПРИЯТИЙ

№ п/п	Наименование мероприятия	Исполнитель	Примечания
	Установка и монтаж систем измерений		
1	Зачеканка термопары на стенку термосифона через приварную бобышку:		
	1.1. В испарительной части термосифона	УНЦ «Энергетика» ОАО «Уралэнергоцветмет» ОАО «Святогор»	4 шт.
	1.2. В конденсационной части термосифона		2 шт.
2	Зачеканка термопары на стенку охладителя термосифона		2 шт.
3	Установка вварых гильз через верхнее донышко термосифонов; установка термоэлектрических преобразователей в вварные гильзы		Производится в период заливки термосифонов. Всего: 8 шт.
4	Установка стержня-гильзы в термосифон газохода в количестве		Производится в период заливки термосифонов. Всего: 2 шт.
5	Прокладка кабелей от датчиков от мест установки до щита с приборами	УНЦ «Энергетика»	
	Проведение теплотехнических измерений		
6	Измерение плотности теплового потока	УНЦ «Энергетика»	Через имеющиеся закладные конструкции газохода/лазы
7	Измерение температуры технологических газов с помощью отсосной термопары		
8	Измерение запыленности технологических газов		
9	Измерение состава технологических газов		
10	Микрорентгеноспектральный (МРСА) анализ элементов конструкций термосифонов	УНЦ «Энергетика»; Институт материаловедения и металлургии	По 2 шт.: с головки термосифона над охладителем; с испарительной части

			термосифона в месте разрыва трубы; с уцелевшей части термосифона. Всего: 6 элементов.
11	Элементный анализ, теплотворная способность проб «налипаний» на стенках газохода	УНЦ «Энергетика»	
12	Элементный анализ, теплотворная способность проб пыли из бункеров газохода		
13	Предоставление итогового отчета с выдачей рекомендаций по безаварийной эксплуатации термосифонов и изготовлению		2 экземпляра в печатном виде, 1 экземпляр на электронном носителе.

Заведующий кафедры«Промышленная теплоэнергетика»
Уральского энергетического института (УралЭНИН)
проф., д.т.н.: В.А. Мунц

СОГЛАСОВАНО:

ОАО «Святогор»

Начальник ПТУ-ПО: А.Е. Саблин

Начальник ТО: И.В. Бражников

Главный энергетик: В.Н. Килин

Начальник металлургического цеха: Д.А. Петров

Приложение 5

Техническое задание на проведение научно-исследовательской работы

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

на проведение научно-исследовательской работы

по теме: **«Проведение теплотехнических испытаний на газоходе с термосифонами за отражательной печью №2 согласно Календарному плану работ (Приложение № 2 к настоящему договору) с выдачей рекомендаций по безаварийной эксплуатации термосифонов»**

1. **Заказчик:** ОАО «Святогор»
2. **Исполнитель:** УНЦ «Энергетика», ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»
3. **Сроки выполнения работ:**
   Начало работ: сентябрь 2012 г.
   Окончание работ: 27 декабря 2012 г.
4. **Основание для проведения работы:**

При реализации задач повышения экономичности и надежности, быстрейшего освоения новых и реконструируемых энергетических установок (котлов-утилизаторов, установок испарительного охлаждения, техноэнергетических агрегатови др.), улитилирующих теплоту отходящих газов от металлургических печей, важное значение имеет проведение теплотехнических испытаний этих установок.

Теплотехнические испытания могут касаться как обследования всего комплекса энергетической установки, так и её отдельных «проблемных» элементов. Настоящая работа направлена на разработку рекомендаций по оптимизацииработы термосифонов, а также по их безаварийной эксплуатации.

Основными предпосылки для проведения работы являются:

4.1. Инцидент, при котором произошло возникновение неконтролируемых взрывов (разрывов) труб термосифонов, установленных в кессонированном газоходе № 1. Инцидент произошел 23.01.2012 г.

4.2. Рекомендации по проведению теплотехнических испытаний, указанных винструкции по монтажу и эксплуатации для установок испарительного охлаждения,разработанной ОАО «Уралэнергоцветмет».

Инцидент повлек выход из эксплуатации 20 труб термосифонов, что привело к следующим последствиям:

- ✓ Увеличение запыленности отходящих газов за термосифонами (перед ВЗП).
- ✓ Снижение объемов выработки пара.
- ✓ Повышение температуры отходящих газов
- ✓ Снижение загрузки и выдачи продуктов плавки отражательной печи (кратковременно, связано со снижением расхода природного газа на отражательную печь с 5500 до 4500 $м^3$/ч).

5. **Цель работы**

Целью работы является проведение микрорентгеноспектрального анализа (МРСА)элементов труб термосифонов, вышедших из строя во время инцидента, а также проведение теплотехнических испытаний термосифонов с разработкой рекомендаций по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов.

В процессе работы необходимо:

- ✓ Спроектировать и изготовить вспомогательные устройства для измерения технологических параметров термосифонов (гильзы, устройства для измерения температур, бобышки и проч.).

- ✓ Установить вспомогательные устройства при заливке термосифонов.
- ✓ Установить систему измерения технологических параметров работы термосифонов (щит, вторичные преобразователи, прокладка компенсационных провода и др.).
- ✓ Провести теплотехнические испытания работы термосифонов портативными приборами.
- ✓ Провести микрорентгеноспектральный анализ (МРСА) пылей из бункеров газохода, отложений на поверхностях труб термосифонов, а также «налипаний» на неохлаждаемых элементах газохода (лазах).
- ✓ Провести микрорентгеноспектральный анализ (МРСА) элементов труб термосифонов, вышедших из строя во время инцидента.
- ✓ Разработать рекомендации по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов.

6. **Содержание работы.**

Работа проводится в несколько этапов:

- ✓ Изготовление и монтаж вспомогательных устройств для проведения измерений в период заливки (заполнения) термосифонов; монтаж системы измерения на газоходе.
- ✓ Проведение теплотехнических испытаний термосифонов портативными приборами.
- ✓ Подготовка образцов элементов труб термосифонов для проведения микрорентгеноспектрального анализа (МРСА): проведение МРСА элементов труб термосифонов.
- ✓ Отбор проб и проведение элементного анализа проб пыли из бункеров газохода и «налипаний» на внутренних элементах газохода.
- ✓ Разработка рекомендаций по изготовлению и безаварийной эксплуатации термосифонов.

7. **Ожидаемый экономический эффект от проведения работы**

Ожидаемый экономический эффект в результате проведения работ заключается в повышениизнергоэффективности работы термосифонов при реализации разработанных (малозатратных) рекомендаций (мероприятий), а также в повышении безопасности работы термосифонов и, следовательно, стабильной работы кессонированного газохода и отражательной печи

Исполнитель:

Руководитель УНЦ «Энергетика»

_____ Ю.М. Бродов

(подпись)

Руководитель темы

_____ В.А. Мунц

(подпись)

Заказчик:

Директор ОАО «Святогор»

_____ В.М. Соколов

(подпись)

Ответственный за разработку технического задания:

Инженер-исследовательУНЦ «Энергетика»
ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого
Президента России Б.Н. Ельцина» _____ А.И. Папченков