

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

На правах рукописи



Стерхов Кирилл Владимирович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В ВЕРТИКАЛЬНОМ
КОТЛЕ-УТИЛИЗАТОРЕ**

Специальность 05.14.14 – Тепловые электрические станции,
их энергетические системы и агрегаты

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук
доцент
Плешанов Константин Александрович

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	10
ГЛАВА 2. ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИИ В ПРОГРАММЕ BOILER DESIGNER	25
2.1. Описание объекта исследования	26
2.2. Верификация расчета циркуляции	29
Заключение по главе 2	34
ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ОРГАНИЗАЦИИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В КОНТУРЕ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ТРУБ ИСПАРИТЕЛЯ	35
3.1. Исходные данные для расчета циркуляции.....	36
3.2. Исследование влияния угла наклона труб испарителя на циркуляцию	42
3.3. Исследование влияния высоты отводящей системы на циркуляцию	46
3.4. Исследование влияния площади проходного сечения испарителя на циркуляцию.....	48
3.5. Исследование влияния площади проходного сечения опускных и отводящих труб на циркуляцию	54
3.6. Анализ различных способов обеспечения естественной циркуляции	56
Заключение по главе 3	58
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ	59
4.1. Определение критериев надежности циркуляции	60
4.2. Основные положения расчета надежности циркуляции	61

4.3. Разработка испарительного контура для ряда вертикальных КУ различной мощности и параметров пара с ЕЦ.....	64
Заключение по главе 4	78
ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В ИСПАРИТЕЛЬНОМ КОНТУРЕ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРИ ПУСКЕ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА.....	80
5.1. Исходные данные	80
5.2. Численные исследования возникновения естественной циркуляции	85
5.3. Экспериментальные исследования возникновения естественной циркуляции.....	88
Заключение по главе 5	93
ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ	94
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	96

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Начиная с 90-х гг. XX века доля парогазовых установок (ПГУ) с котлами-утилизаторами (КУ) среди вновь вводимых энергоблоков неуклонно растет. Это связано с меньшими сроками возведения ПГУ с КУ и более высоким КПД по сравнению с мощными тепловыми электростанциями других типов. При этом существующие методики теплового [1] и гидравлического [2] расчетов котельного оборудования были разработаны в СССР в 70-80-е гг., когда развитие газотурбинных установок еще не вышло на современный уровень и ПГУ с котлами-утилизаторами не производились. Методики расчета, критерии эффективной и надежной работы поверхностей теплообмена предназначены для энергетических паровых котлов, сжигающих органическое топливо, и требуют адаптации и дополнительных исследований перед их использованием при проектировании КУ.

Надежность и эффективность работы паровых котлов и котлов-утилизаторов требует обеспечения достаточного охлаждения всех поверхностей теплообмена [2]. Непрерывное и достаточное охлаждение всех обогреваемых труб при однофазном потоке обеспечивается устойчивым движением среды с соответствующими скоростями. При двухфазном потоке охлаждение достигается непрерывным смачиванием водой всей внутренней поверхности обогреваемых труб. Надежность работы испарителей, работающих в режиме многократной принудительной циркуляции обеспечивается за счет отсутствия кризиса теплообмена и нарушений циркуляции. Критериями устойчивости естественной циркуляции (ЕЦ) в контуре с вертикальным расположением труб испарителя являются коэффициенты запаса по застою и опрокидыванию.

Устойчивая циркуляция обеспечивает надёжное охлаждение труб испарителя при отсутствии застоя, опрокидывания, свободного уровня [2], пульсирующих режимов и кризиса теплообмена. Последний зависит от весового паросодержания пароводяной смеси и отвечает за эффективность работы испарителя и

температурный режим труб. В энергетических котлах, сжигающих органическое топливо, и горизонтальных котлах-утилизаторах удастся осуществить надёжную ЕЦ за счёт достаточной разности нивелирных отметок между раздающим и собирающим коллекторами испарителя. В котлах, где осуществить устойчивую ЕЦ не всегда представляется возможным, в том числе с горизонтальным расположением труб испарителя, для увеличения кратности циркуляции применяют циркуляционные насосы.

Циркуляционный насос является техническим устройством, имеющим определенный ресурс работы и требующим обслуживания и ремонта. При этом необходимость применения циркуляционного насоса приводит к увеличению капитальных затрат, снижению экономичности за счет увеличения расхода электроэнергии на собственные нужды. Как правило, кратность циркуляции в контуре с многократной принудительной циркуляцией не превышает 2-4, в отдельных трубах может быть 1.5-2. Высокие значения массового паросодержания при такой кратности циркуляции могут приводить к снижению эффективности теплообмена в испарителе. Эти недостатки стали одной из причин, по которой большинство традиционных паровых котлов на докритическое давление, сжигающих органическое топливо, работают в режиме естественной циркуляции. Однако с развитием парогазовых установок большое распространение получили вертикальные котлы-утилизаторы, в которых организация естественной циркуляции представлялась затруднительной. Такие преимущества вертикальных КУ как меньшие размеры котельной ячейки, возможность использования змеевиковых поверхностей нагрева, более простой монтаж, более высокие технико-экономические показатели [3] делают их в некоторых случаях более предпочтительными, по сравнению с горизонтальными КУ. Так, например, первая в России парогазовая установка с котлом-утилизатором ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ имеет вертикальный КУ с многократной принудительной циркуляцией в испарительных контурах высокого и низкого давления. Организация естественной циркуляции в испарительном контуре вертикальных

котлов-утилизаторов позволит отказаться от циркуляционного насоса и повысить надежность и эффективность работы.

Большое распространение ПГУ с КУ получили как установки, необходимые для покрытия собственных нужд предприятий в электрической и тепловой энергии и как источник технологического пара [4]. Одной из проблем таких ПГУ является низкое качество воды, т.к. системы водоподготовки требуют больших капитальных затрат. Для обеспечения надежности работы испарительного контура вертикальных КУ данных установок необходимо применять более производительные циркуляционные насосы, обеспечивающие повышенную кратность циркуляции (6-7 вместо 2-4). Организация естественной циркуляции в таких КУ позволит отказаться от циркуляционного насоса обеспечив при этом необходимую для надежной работы контура кратность циркуляции.

Главным минусом контура ЕЦ с горизонтальным испарителем является возможное прекращение устойчивого движения среды в контуре. Нарушение циркуляции в горизонтальном испарителе может привести к следующим отрицательным явлениям, оценка возможности возникновения которых затруднительна:

- 1) возникновение критического теплообмена и снижение эффективности работы конвективного испарителя за счет резкого уменьшения коэффициента теплоотдачи от среды внутри труб к стенке;
- 2) повышение температуры стенки труб испарителя за счет расслоения, застоя или опрокидывания среды;
- 3) вибрация при переменном режиме опрокидывания.

Недостаточно изучен вопрос возникновения естественной циркуляции в контуре с горизонтальными трубами испарителя, отсутствуют критерии необходимых и достаточных условий направленного движения среды в контуре ЕЦ.

Исследованию организации естественной циркуляции в испарительном контуре вертикального КУ и способам обеспечения ее устойчивости посвящена данная работа.

Степень разработанности проблемы

Исследованиями процессов гидродинамики и теплообмена двухфазных сред в разное время занимались ВТИ, ЦКТИ, НИУ «МЭИ», ОРГРЭС, ЮРГПУ (НПИ), Austrian Energy & Environment SGP и другие организации. Большой вклад в изучение процессов генерации пара внесли М. А. Стырикович, О. М. Балдина, В. А. Локшин, А. Л. Шварц, А. Н. Безгрешнов, А. Н. Озеров, А. М. Кутепов, А. П. Лелеев, Н. Walter. Проведенные научно-исследовательские работы позволили разработать и успешно внедрить большое количество традиционных паровых котлов с естественной циркуляцией.

Цели и задачи диссертационной работы

Цель работы – расчетные и экспериментальные исследования возможности организации устойчивой естественной циркуляции в вертикальном котле-утилизаторе.

В работе решались следующие задачи:

- верификация расчета циркуляции в программе Boiler Designer;
- исследование возможности организации естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя и способов её обеспечения;
- определение кратности циркуляции в вертикальных КУ с естественной циркуляцией;
- определение критериев для оценки надежности естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя;
- разработка рекомендаций по проектированию испарительных контуров вертикальных котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией;
- исследование процессов, протекающих в испарительном контуре с естественной циркуляцией при пуске вертикального котла-утилизатора;
- определение необходимых и достаточных условий возникновения естественной циркуляции.

Научная новизна

1. Доказана возможность организации естественной циркуляции и определены способы её обеспечения в вертикальном котле-утилизаторе.
2. Определен диапазон изменения кратности циркуляции в вертикальных КУ с естественной циркуляцией.
3. Исследованы процессы, протекающие в испарительном контуре с естественной циркуляцией при пуске вертикального котла-утилизатора.
4. Получено экспериментальное подтверждение возникновения естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя.
5. Получены необходимые и достаточные условия возникновения естественной циркуляции.

Методология и методы исследования, достоверность результатов

Для решения поставленных в работе задач были проведены расчетные и экспериментальные исследования, анализ их результатов. Достоверность результатов расчетных исследований обеспечивается применением программных продуктов, и их верификации на действующих энергетических объектах.

Практическая значимость работы

1. Произведена апробация способа расчета естественной циркуляции при помощи современных прикладных программ.
2. Определены критерии оценки надежности работы циркуляционного контура с горизонтальными трубами испарителя.
3. Предложены конструктивные решения, обеспечивающие надежную и эффективную работу испарителя с горизонтальными трубами.
4. Разработана конструкция испарительного контура для ряда вертикальных котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией.

Положения, выносимые на защиту

Автор защищает:

- результаты расчетных исследований по организации естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя;

- критерии оценки надежности работы испарителя с горизонтальным расположением труб;
- результаты исследования процессов, протекающих в испарительном контуре с естественной циркуляцией при пуске вертикального котла-утилизатора;
- необходимые и достаточные условия возникновения естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя.

Апробация работы

Основные положения работы, результаты расчетных и экспериментальных исследований докладывались и обсуждались на:

1. XXI Международной научно-технической конференции «Информационные средства и технологии», г. Москва, 2013 г.;
2. III ежегодной Международной научно-практической конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования – 2013», г. Москва, 2013 г.;
3. Национальном конгрессе по энергетике, г. Казань, 2014 г.;
4. Международной научно-технической конференции «Пакет прикладных программ для расчета теплоэнергетического оборудования «Boiler Designer» 2014», г. Москва, 2014 г.
5. Заседании кафедры Паровых и газовых турбин, отдел Парогенераторостроения НИУ МЭИ, 2017 г.

Публикации

Материалы, отражающие содержание диссертационной работы и полученные в ходе ее выполнения, представлены в 6 публикациях, в том числе 2-х статьях в журналах, входящих в перечень ВАК, также получен патент №147233 на полезную модель «Контур естественной циркуляции рабочего тела».

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из пяти глав, выводов по работе, списка использованной литературы. Работа содержит 105 страниц текста, 14 таблиц, 37 рисунков. Список литературы содержит 91 наименование.

ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

В современных парогенерирующих энергетических установках реализуются различные схемы организации движения среды в испарительных поверхностях теплообмена. Можно выделить основные схемы генерации пара:

- естественная циркуляция (рис.1, а), при которой движение среды происходит за счет создаваемой подводом и отводом тепла разницы плотностей на различных участках контура;
- принудительная циркуляция (рис. 1, б). Сопротивление движению среды в контуре преодолевается за счет напора, создаваемого циркуляционным насосом;
- прямоточный испаритель (рис. 1, в). При такой схеме вся вода, поступающая в испаритель, испаряется, а гидравлическое сопротивление испарителя преодолевается питательным насосом.

Пароперегреватели и некипящие экономайзеры энергетических установок охлаждаются однофазной средой, надежность их работы обеспечивается поддержанием требуемых значений массовой скорости среды [2]. Гидродинамические и теплообменные процессы, протекающие в испарительных поверхностях нагрева сложнее и зависят от многих факторов, поэтому обеспечение надежности их работы является важной задачей при проектировании паровых котлов и котлов-утилизаторов.

Режимы течения пароводяной смеси, при которых осуществляется непрерывное смачивание водой внутренней поверхности трубы, обеспечивают интенсивный отвод тепла от металла трубы, что позволяет располагать испарительные поверхности нагрева в топке парового котла и использовать недорогие конструкционные стали. Режим течения определяется паросодержанием, расходом и давлением среды [5].

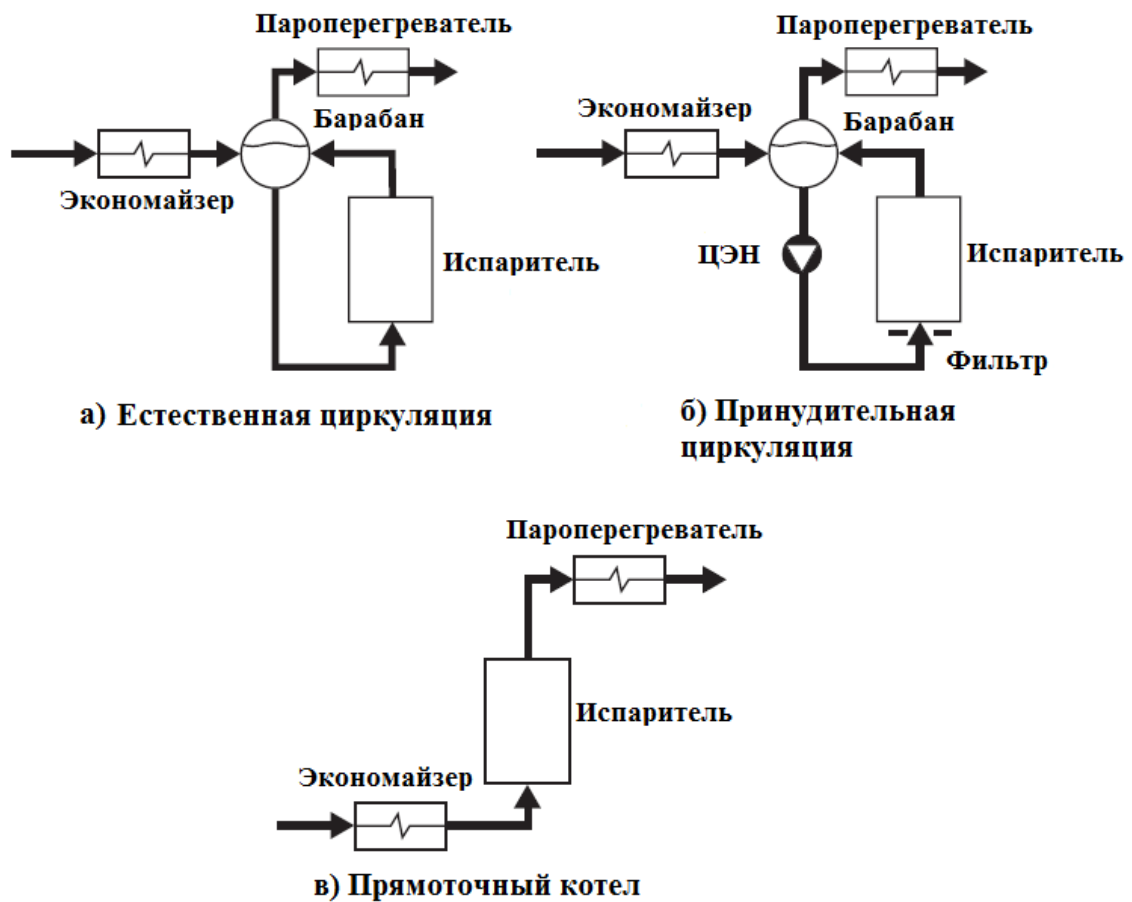


Рисунок 1.1 – Схема организации движения среды в испарителе

Прямоточный испаритель применялся в паровых котлах производства ЗиО, таких как П-65 (ТЭС «Костолац», Сербия), П-60 (ТЭС «Боксберг», Германия), П-52 (ТЭС «Тирбах» и ТЭС «Боксберг», Германия), П-56 (ТЭС «Сисак», Хорватия, ТЭС «Неготино», Македония, ТЭС «Керицини», Греция), П-55 (ТЭС «Дева», Румыния), ПК-47 («Верхне-Тагильская ГРЭС», Россия, «Джамбульская ГРЭС», Казахстан), ПК-40 («Томь-Усинская ГРЭС», Беловская ГРЭС, Россия), ПК-38 («Назаровская ГРЭС», «Красноярская ГРЭС», Россия, «Березовская ГРЭС», Беларусь), ПК-33 («Южно-Уральская ГРЭС», «Верхне-Тагильская ГРЭС», «Щекинская ГРЭС», Россия) [6]. Основным преимуществом такой схемы является

отсутствие толстостенного барабана, что повышает маневренность установки и позволяет использовать ее на пиковых и полупиковых электростанциях [7].

Испарительной поверхностью теплообмена в прямоточных паровых котлах являются экраны топки. С выпариванием водяной пленки в испарителях прямоточных котлов происходит интенсивное выпадение солей на стенке, что приводит к увеличению термического сопротивления и снижению теплоотдачи. С целью предотвращения разрушения труб и снижения интенсивности выпадения солей на стенках труб участок испарительной поверхности с массовым паросодержанием более 70% переносили в зону с невысоким тепловым потоком и температурой продуктов сгорания (переходная зона). В современных котлах повышение качества питательной воды позволило упростить гидравлическую схему котла и заменить переходную зону на топочную поверхность нагрева – среднюю радиационную часть (СРЧ).

Прямоточное движение среды возможно организовать в КУ, однако особенности работы парогазовой установки вызывают определенные проблемы, препятствующие развитию котлов-утилизаторов прямоточного типа. При снижении нагрузки газовой турбины снижается количество тепла продуктов сгорания на входе в КУ, однако их температура возрастает. Такой характер изменения параметров продуктов сгорания за ГТ приводит к многократному росту доли тепла, воспринимаемой пароперегревателем и соответствующее значительное увеличение температуры уходящих газов. Доля пароперегревателя в общей площади поверхности нагрева увеличивается, поэтому для сохранения положения конца испарительной зоны при снижении нагрузки котла переходят к сепараторному режиму работы [8].

В котлах-утилизаторах нескольких давлений возможно использование прямоточной схемы движения среды в тракте высокого давления и естественной циркуляции в остальных трактах. Невысокое давление в последующих трактах позволяет сохранить такие преимущества прямоточного КУ, как маневренность и отсутствие толстостенного барабана высокого давления, и решить проблему

повышения температуры уходящих газов при снижении нагрузки без применения сепаратора [9].

Естественная циркуляция используется в барабанных паровых котлах, которые широко применяются как в России так и за рубежом. Основным преимуществом барабанных котлов над прямоточными является возможность использования питательной воды более низкого качества. Применение естественной циркуляции к тому же позволяет снизить гидравлическое сопротивление пароводяного тракта, движение в контуре циркуляции происходит за счет разности нивелирных напоров в подъемном и опускном звеньях контура. Испарительной поверхностью в таких котлах как правило являются экраны топки, образующие с опускными и отводящими трубами и барабаном контур циркуляции. В котлах на среднее и низкое давление пара может применяться полурадикационная испарительная поверхность нагрева – «котельный пучок» [10].

Давление перегретого пара в барабанных котлах с естественной циркуляцией ограничено по ГОСТ [11] значением 13.8 МПа. Организация ЕЦ в котлах с большим давлением возможна, однако на практике паровые котлы с давлением в барабане более 15.5 МПа в России встречаются редко. Это объясняется большими значениями толщины стенки барабана, повышением требований к качеству питательной воды практически до уровня прямоточных котлов, снижению надежности работы испарительных экранов топки [12].

Отечественные и зарубежные заводы-изготовители энергетических установок (АО «ЗиО», ОАО ТКЗ «Красный котельщик», GE) применяют естественную циркуляцию в горизонтальных котлах-утилизаторах, т.к. разность нивелирных отметок между собирающим и раздающим коллекторами испарителя достаточно велика для ее организации. Испарительная поверхность в горизонтальном КУ выполняется в виде нескольких вертикальных секций расположенных последовательно по ходу газов. Секции испарителя вместе с барабаном, общей опускной и отводящей системами образуют сложный контур циркуляции.

Для повышения маневренности ПГУ некоторые западные компании-производители («The Benson Once-Through HRSG technology», Siemens)

отказываются от использования барабана в контуре циркуляции, заменяя его на выносной циклон. Меньшая по сравнению с барабаном толщина стенки циклона позволяет работать при более быстрых изменениях нагрузки.

Западные компании, такие как СМІ используют различные технические решения, позволяющие использовать естественную циркуляцию в вертикальных КУ (рисунок 1.2).

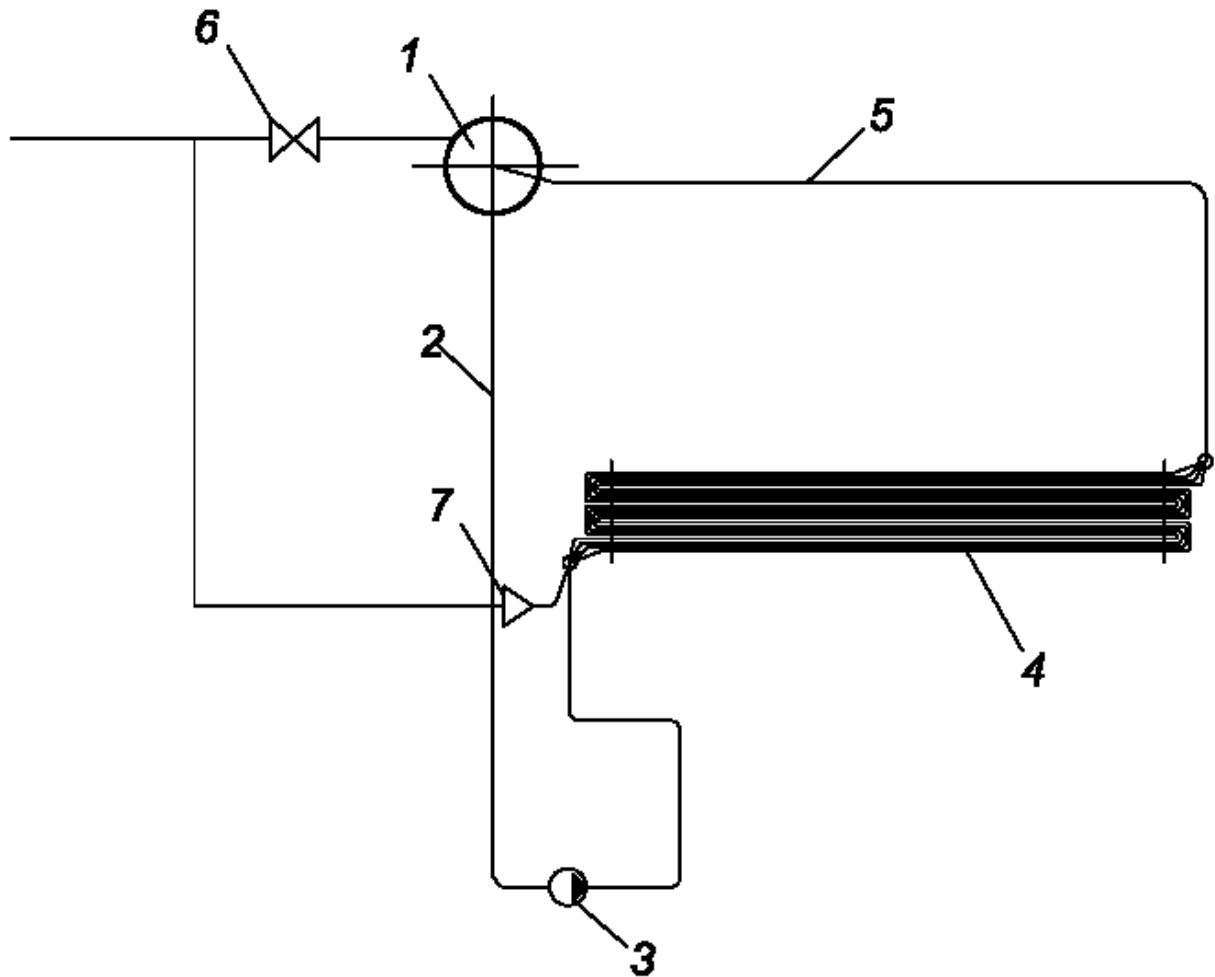


Рисунок 1.2 – Эскиз испарительного контура вертикального КУ с эжектором
 1 – барабан, 2 – опускные трубы, 3 – циркуляционный насос,
 4 – испарительная поверхность нагрева, 5 – отводящие трубы,
 6 – регулировочно-предохранительный клапан, 7 – эжектор

Опыт эксплуатации КУ показал, что кипение воды в экономайзере приводит к возникновению вибраций поверхностей нагрева, следствием которых становится разрушение элементов крепления экономайзера и оребрения в местах опоры на

трубные доски. Для исключения возможности вскипания воды в экономайзере регулировочно-предохранительный клапан (РПК) устанавливается перед барабаном. С помощью РПК поддерживается давление в экономайзере, при котором исключено вскипание воды. Это создает возможность использования воды с повышенным давлением в качестве эжектирующей среды для создания устойчивой циркуляции в испарительном контуре вертикального КУ. В период пуска котла-утилизатора разность между давлением воды в экономайзере и барабане слишком велика для нормальной работы эжектора, поэтому используется пусковой циркуляционный насос. При достижении необходимого давления в испарительном контуре пусковой циркуляционный насос отключается, с помощью эжектора вода после экономайзера подается в нижнюю часть опускных труб. За счет этого в контуре создается дополнительный напор, обеспечивающий устойчивую циркуляцию в контуре.

Естественная циркуляция широко применяется на АЭС в различных устройствах, таких как парогенератор, система пассивного отвода тепла (СПОТ). Применение естественной циркуляции в парогенераторах АЭС с ВВЭР позволяет обеспечить высокий уровень безопасности во всех режимах работы АЭС включая аварийные. Система пассивного отвода тепла позволяет осуществлять охлаждение активной зоны реактора в случае аварийного прекращения подачи электроэнергии и отключении главного циркуляционного насоса [13].

Многократная принудительная циркуляция применялась в паровых котлах с давлением пара близким к критическому, т.к. известно, что возможности применения ЕЦ уменьшаются за счет уменьшения разности между плотностями воды и пара на линии насыщения [14]. Такие котлы не получили широкого распространения из-за необходимости использования дорогостоящих насосов с большой производительностью и высокими параметрами среды.

В котлах-утилизаторах многократная принудительная циркуляция используется намного чаще, чем в паровых котлах, сжигающих органическое топливо. Использование циркуляционного насоса предполагает высокую надежность циркуляции и позволяет выполнять испаритель в виде многопетлевой

змеевиковой поверхности нагрева, схожей по конструкции с экономайзером и пароперегревателем. Параметры и расход генерируемого пара в большинстве КУ ниже, чем в традиционных паровых котлах с факельным сжиганием, что позволяет использовать более простые и менее дорогостоящие циркуляционные насосы. Развитие газотурбинных технологий приводит к увеличению температуры продуктов сгорания перед КУ, что позволяет на ПГУ с современными газотурбинными установками получать в котле-утилизаторе параметры пара (13.8 МПа и 565 °С), сопоставимые с традиционными паровыми котлами, сжигающими органическое топливо. Как правило в ПГУ большой мощности (более 100 МВт) с давлением перегретого пара более 13.8 МПа применяются горизонтальные КУ. В вертикальных КУ с многократной принудительной циркуляцией давление в барабане не превышает 10 МПа [15], что связано с необходимостью устанавливать сложные и дорогостоящие циркуляционные насосы.

Расчет надежности работы испарительной поверхности теплообмена является важной задачей при проектировании паровых котлов и котлов-утилизаторов независимо от реализуемой схемы генерации пара. В прямоточных испарителях паровых котлов и КУ зависимость полного гидравлического сопротивления от расхода среды при стационарном режиме или гидравлическая характеристика может быть многозначной [16]. Это означает, что одному перепаду давления могут соответствовать несколько расходов среды. При многозначных характеристиках возможны изменения направления потока в отдельных витках, разверка расходов и застой, вследствие чего температурный режим в разверенных трубах при малых массовых скоростях может оказаться неудовлетворительным [17-26]. Помимо гидравлической характеристики большое влияние на надежность работы прямоточных испарителей паровых котлов оказывает гидравлическая и тепловая разверка [27-30].

Проверка надежности прямоточного испарителя как правило заключается в определении разверенной трубы и проверке ее гидравлической характеристики на стабильность [31]. В случае, если гидравлическая характеристика нестабильная, то

возможна установка дроссельной шайбы на экономайзерном участке элемента, гидравлическое сопротивление которой подбирается таким образом, чтобы обеспечить необходимую крутизну гидравлической характеристики [32].

Оценка надежности естественной циркуляции как правило заключается в определении развернутой трубы, ее проверке на застой и опрокидывание, проверке на кризис теплообмена. Для выбранного элемента определяются значения движущего ($S_{\text{дв}}$) и полезного ($S_{\text{пол}}$) напоров, напора застоя (S_3) и напора опрокидывания ($S_{\text{опр}}$) элемента. Условием отсутствия застоя и опрокидывания является выполнение [33]:

$$K_3 > 1.1 \quad (1.2)$$

$$K_{\text{опр}} > 1.1 \quad (1.2)$$

, где $K_3 = \frac{S_3}{S_{\text{пол}}}$ – коэффициент запаса по застою;

$K_{\text{опр}} = \frac{S_{\text{опр}}}{S_{\text{пол}}}$ – коэффициент запаса по опрокидыванию.

Температурный режим стенки трубы испарительной поверхности теплообмена определяется условиями внутреннего охлаждения [34]. Высокая интенсивность теплообмена при кипении обеспечивается за счет непрерывного смачивания жидкостью внутренней поверхности стенки. Однако при определенных условиях нарушается контакт между стенкой и жидкой фазой, что приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи. Это явление называется кризисом теплообмена.

На значение критического потока влияют такие параметры, как давление среды [35], массовое паросодержание, массовая скорость потока, форма и диаметр канала. В круглых трубах ухудшение теплоотдачи может возникать либо вследствие вытеснения пристенного жидкостного слоя в ядро потока пузырьками пара, либо вследствие высыхания пристенного слоя жидкостного слоя в условиях дисперсно-кольцевой структуры течения пароводяной смеси [36]. Эти процессы называются соответственно кризисами первого и второго рода [37].

Основным параметром кризиса теплообмена второго рода является паросодержание в месте возникновения кризиса, называемое граничным паросодержанием. В некоторых случаях кризис теплообмена второго рода возникает при небольшом остаточном расходе жидкости в пленке [38, 39]. Высыхание пристенной жидкой пленки может происходить как без орошения ее каплями влаги, так и с орошением. В первом случае граничное паросодержание не зависит от удельного теплового потока и определяется давлением, массовой скоростью и диаметром трубы [40]. Во втором случае, когда капли жидкости выпадают на поверхность пленки, режим ухудшенного теплообмена наступает при более высоких паросодержаниях, т.к. затрачивается дополнительное количество тепла на испарение выпавшей влаги [41].

Проверка на кризис теплообмена заключается в определении граничных условий ухудшенного теплообмена и области их существования, определении граничного паросодержания при кризисах первого или второго рода и сравнении его с массовым паросодержанием в проверяемом сечении.

Котлы-утилизаторы имеют схожие с традиционными паровыми котлами конструкционные и функциональные особенности, что позволяет использовать одинаковые критерии надежности и эффективности их работы. Однако эти критерии требуют пересмотра и адаптации т.к. имеются отличия в работе КУ. К таким отличиям можно отнести меньшую температуру продуктов сгорания, отсутствие топки, иное расположение поверхностей нагрева, однозначную зависимость температуры и расхода продуктов сгорания от нагрузки газотурбинной установки.

В традиционных паровых котлах испарительной поверхностью нагрева как правило являются экраны топки, работающие в области высоких температур и удельных тепловых потоков. Нарушение циркуляции в экранах приводит к окалинообразованию и разрушению труб [42-44]. Уровень температур продуктов сгорания в КУ ниже, чем в традиционных паровых котлах, разрушение труб или оребрения испарительных поверхностей нагрева возможно в случае, когда КУ работает в составе ПГУ с современной газотурбинной установкой с высокой

температурой уходящих газов (более 600 °С) или при использовании дожигающего устройства. В таких случаях температура продуктов сгорания перед испарителем в некоторых режимах может превышать 500 °С. При меньших температурах продуктов сгорания нарушения циркуляции будут приводить к таким явлениям, как температурные напряжения, пульсации, снижение паропроизводительности, выпадение солей на внутренней стенке труб испарителя.

В горизонтальных КУ испаритель выполнен в виде параллельно включенных по воде секций, объединенных в пакеты. По мере прохождения газов через поверхности нагрева тепловая неравномерность по сечению газохода уменьшается, поля температур и скоростей выравниваются. Принято считать, что неравномерность полей температуры и скоростей продуктов сгорания в котлах-утилизаторах наблюдается только перед первой по ходу газов поверхностью нагрева (как правило пароперегреватель высокого давления), поэтому теплогидравлическую неравномерность не учитывают в тепловых расчетах и расчетах циркуляции.

Вертикальное расположение пакетов испарителя и достаточная для создания положительного полезного напора в нем разность нивелирных отметок между собирающим и раздающим коллекторами позволяет в большинстве случаев использовать существующие методики для оценки надежности естественной циркуляции. Секции испарителя с опускными и отводящими трубами образуют сложный контур циркуляции (рисунок 1.3). Тепловосприятие секций уменьшается по мере уменьшения температуры продуктов сгорания и температурного напора. Для обеспечения максимального охлаждения продуктов сгорания температурный напор на холодном конце испарителя находится на уровне 6-10 °С [8]. Это приводит к тому, что последний по ходу газов ряд труб испарителя генерирует примерно 3-5% от общей паропроизводительности КУ и именно в этом ряду нередко наблюдаются нарушения циркуляции.

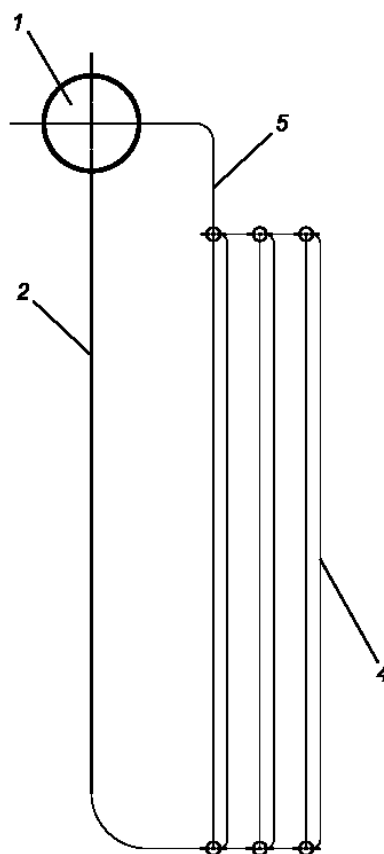


Рисунок 1.3 – Эскиз испарительного контура горизонтального КУ с естественной циркуляцией

1 – барабан, 2 – опускные трубы, 3 – испарительная поверхность нагрева, 4 – отводящие трубы

Стремление максимально эффективно использовать теплоту газов га ГТУ приводит к увеличению в котлах-утилизаторах числа контуров генерации пара. Большинство отечественных КУ, работающих в составе ПГУ большой мощности имеют 2 контура, при этом давление пара на выходе из второго контура находится на уровне 0.5-1.5 МПа. Как правило конструкция КУ 2-х давлений не предусматривает экономайзера низкого давления, поэтому вода в барабан низкого давления поступает со значительным недогревом до температуры насыщения. Это приводит к появлению такого отличия в организации естественной циркуляции в котлах-утилизаторах как большая высота экономайзерного участка в испарителе

низкого давления (ИНД), которая может в некоторых случаях достигать половины от высоты поверхности нагрева.

Невысокое давление в контуре циркуляции НД (менее 1 МПа) создает дополнительные трудности при использовании существующих методик [2] для расчета надежности естественной циркуляции, т.к. номограммы, используемые в данной методике рассчитаны на давление более 1 МПа.

В вертикальных котлах-утилизаторах все поверхности располагаются горизонтально и выполнены в виде змеевиков. В традиционных паровых котлах горизонтальные испарительные поверхности нагрева встречались крайне редко, поэтому вопросам обеспечения надежности их работы уделялось существенно меньше внимания, чем вертикальным. В связи с этим все отечественные вертикальные КУ работают с многократной принудительной циркуляцией в испарительном контуре, т.к. это предполагает более высокую надежность циркуляции (рисунок 1.4).

Расчет надежности циркуляции в испарительном контуре вертикального КУ с многократной принудительной циркуляцией как правило ограничивается выбором циркуляционного насоса. Основным условием при выборе насоса является обеспечение кратности циркуляции в испарительном контуре на уровне 2 – 4. При этом необходимо учитывать, что циркуляционный насос запускается до начала пуска ГТУ и на этом этапе прокачивает воду с давлением близким к атмосферному и температурой в пределах 20 – 90°C. Рабочая точка в этом режиме должна находиться в пределах рабочей характеристики насоса.

Последствия нарушения циркуляции в КУ как правило проявляются значительно позже, чем в традиционных паровых котлах, и определить причину их возникновения сложнее. Длительный опыт эксплуатации парогазовых установок с котлами-утилизаторами в России и за рубежом выявил ряд проблем, связанных с обеспечением надежности работы испарительной поверхности нагрева и других элементов контура циркуляции [45, 46]. Результатом этих проблем является значительная недовыработка электроэнергии и высокие затраты на ремонт.

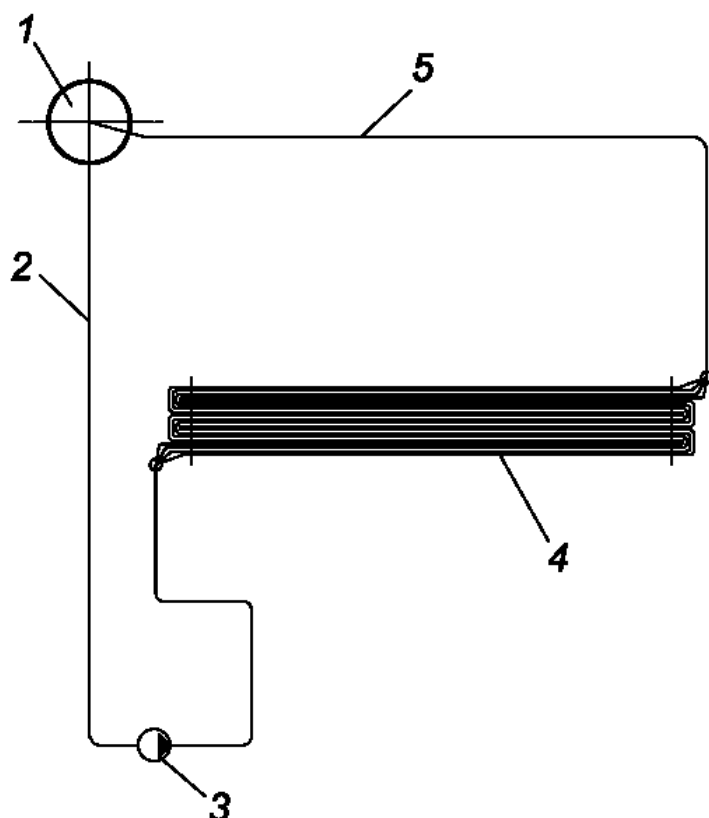


Рисунок 1.4 – Эскиз испарительного контура вертикального КУ с многократной принудительной циркуляцией

1 – барабан, 2 – опускные трубы, 3 – циркуляционный насос,
4 – испарительная поверхность нагрева, 5 – отводящие трубы

Повреждения труб испарителя низкого давления в местах гибов и присоединения к коллектору – это наиболее часто встречающаяся причина возникновения аварий в котлах-утилизаторах как отечественных [47], так и зарубежных [48] заводов-изготовителей. Данные повреждения связывают с высокой интенсивностью эрозионно-коррозионного износа (ЭКИ) [49-54]. При этом отмечается, что в горизонтальных КУ с аналогичными параметрами и расходом генерируемого пара проблема ЭКИ встречается значительно реже, чем в вертикальных КУ.

Причиной возникновения повреждений, встречающейся в испарительных поверхностях теплообмена вертикальных КУ, так же является подшламовая коррозия. Возникновение отложений шлама может быть вызвано недостаточной

скоростью воды на входе в горизонтальные трубы, нарушениями водно-химического режима или совместным воздействием этих факторов.

Помимо возникновения повреждений труб испарителя встречаются проблемы, связанные с возникновением вибраций отводящих или опускных труб, снижением эффективности работы сепарационных устройств [55].

Снижение эффективности работы испарительных поверхностей нагрева в процессе эксплуатации нередко встречается в КУ, что приводит к уменьшению паропроизводительности и недовыработке электроэнергии [56]. Снижение эффективности работы испарительных поверхностей нагрева может быть вызвано нарушениями циркуляции, расслоением среды, повышением термического сопротивления за счет образования внутренних отложений.

Проблема оценки надежности циркуляции и работы испарительной поверхности теплообмена в испарительном контуре вертикального КУ заключается в отсутствии обобщенных методик их расчета. Важным вопросом при проектировании таких КУ является определение тех конструктивных решений, которые позволят обеспечить надежную и эффективную работу циркуляционного контура как в стационарных, так и в переходных режимах.

Постановка задачи исследования

Использование циркуляционного насоса в испарительном контуре вертикального КУ позволяет применять одинаковые конструктивные решения при проектировании испарителя, пароперегревателя, экономайзера. При этом конструкция и число опускных и отводящих труб выбирается из условия минимизации капитальных затрат.

Необходимость применения циркуляционного насоса имеет следующие недостатки:

- большие капитальные и эксплуатационные затраты по сравнению с КУ с естественной циркуляцией;

- снижение надежности работы КУ за счет наличия технически сложного устройства;
- необходимость использовать насосы повышенной производительности в случае низкого качества питательной воды на станции;
- высокие скорости пароводяной смеси на выходе из испарителя и в отводящих трубах.

Организация естественной циркуляции в вертикальном КУ позволит повысить надежность работы испарительного контура снизив при этом капитальные затраты и затраты на привод циркуляционного насоса, его обслуживание и ремонт. Целью данной работы являются расчетные и экспериментальные исследования возможности организации устойчивой естественной циркуляции в вертикальном котле-утилизаторе. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- верификация расчета циркуляции в программе Boiler Designer;
- исследование способов организации надежной естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя;
- определение кратности циркуляции в вертикальных КУ с естественной циркуляцией;
- определение критериев для оценки надежности естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя;
- разработка рекомендаций по проектированию испарительных контуров вертикальных котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией;
- исследование процессов, протекающих в испарительном контуре с естественной циркуляцией при пуске вертикального котла-утилизатора из холодного состояния;
- определение необходимых и достаточных условий возникновения естественной циркуляции.

ГЛАВА 2. ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИИ В ПРОГРАММЕ BOILER DESIGNER

Теплогидравлические расчеты, расчеты циркуляции, динамики паровых котлов и котлов-утилизаторов часто проводятся в программе Boiler Designer (BD) [57, 58]. Отечественные и зарубежные фирмы-изготовители теплоэнергетического оборудования имеют большой опыт использования программы Boiler Designer, при этом методики и точность тепловых расчетов неоднократно проверялись на реальном оборудовании [59-65]. Расчет естественной циркуляции является специфическим и производится не для каждого энергетического объекта, поэтому проверка методик, их реализации и точности расчета не представляет интереса для значительной доли пользователей программы. Определение точности расчета циркуляции вызывает трудности из-за того, что на энергетических паровых котлах и котлах-утилизаторах, работающих в режиме естественной циркуляции, как правило не устанавливаются измерительные приборы, регистрирующие расход среды в контуре циркуляции, т.к. расход в контуре циркуляции не является показателем назначения, за который завод-изготовитель несет ответственность перед заказчиком, а расходомеры, расположенные в опускных трубах (на традиционных котлах до 20-40 труб) и подключенные к системе автоматической регистрации параметров, приведут к значительному увеличению капитальных затрат. В КУ с многократной принудительной циркуляцией в испарительном контуре производится измерение расхода и давления среды за насосом для контроля его работы, что позволяет провести оценку точности расчета циркуляции.

Данная глава посвящена верификации расчета циркуляции, которая проводилась в ходе натурных испытаний и математического моделирования работы КУ Пр-76-3.3-415 (ПК-79), установленного на Челябинской ТЭЦ-1.

2.1. Описание объекта исследования

Котел-утилизатор ПК-79 – вертикального профиля, подвесной конструкции, однобарабанный, с многократной принудительной циркуляцией в испарительном контуре, с собственным несущим каркасом, газоплотный. Эскиз КУ представлен на рисунке 2.1.

КУ предназначен для работы совместно с газотурбинной установкой (ГТУ) PG6581B мощностью 42 МВт (изготовитель General Electric) и получения перегретого пара и нагрева сетевой воды в ВВТО за счет использования тепла горячих выхлопных газов ГТУ. Перегретый пар после котла поступает в общий стационарный паропровод.

Поверхности нагрева КУ выполнены в виде блоков из горизонтально расположенных труб с наружным спирально-ленточным оребрением в пароперегревателе и просечным оребрением для остальных поверхностей. Компоновка труб – шахматная. Последовательность расположения поверхностей нагрева в котле по ходу газов (снизу – вверх): пароперегреватель (ПП) (5), испаритель (ИСП) (6), экономайзер (ЭКО) (7), газо-водяной подогреватель ГВП (8).

Каждая поверхность нагрева по ширине газохода КУ состоит из двух модулей с трубной частью, трубными досками, входными и выходными коллекторами. К крайним трубным доскам поверхностей нагрева крепятся уплотняющие перегородки.

Каждая из поверхностей нагрева, кроме ПП, оборудована антивибрационными перегородками. ГВП за трубные доски подвешен к «горячим» балкам на регулируемых подвесках. Остальные поверхности нагрева подвешены к подвескам ГВП каскадно за трубные доски на нерегулируемых подвесках.

Материал выходного коллектора ПП – сталь 12Х1МФ, входного коллектора ПП и всех остальных коллекторов поверхностей нагрева – сталь 20. Коллекторы и гибы поверхностей размещены в «тёплых» ящиках, образованных трубными

досками, уплотняющими перегородками и стенами газохода КУ. Места прохода трубопроводов через стены газохода уплотнены компенсаторами.

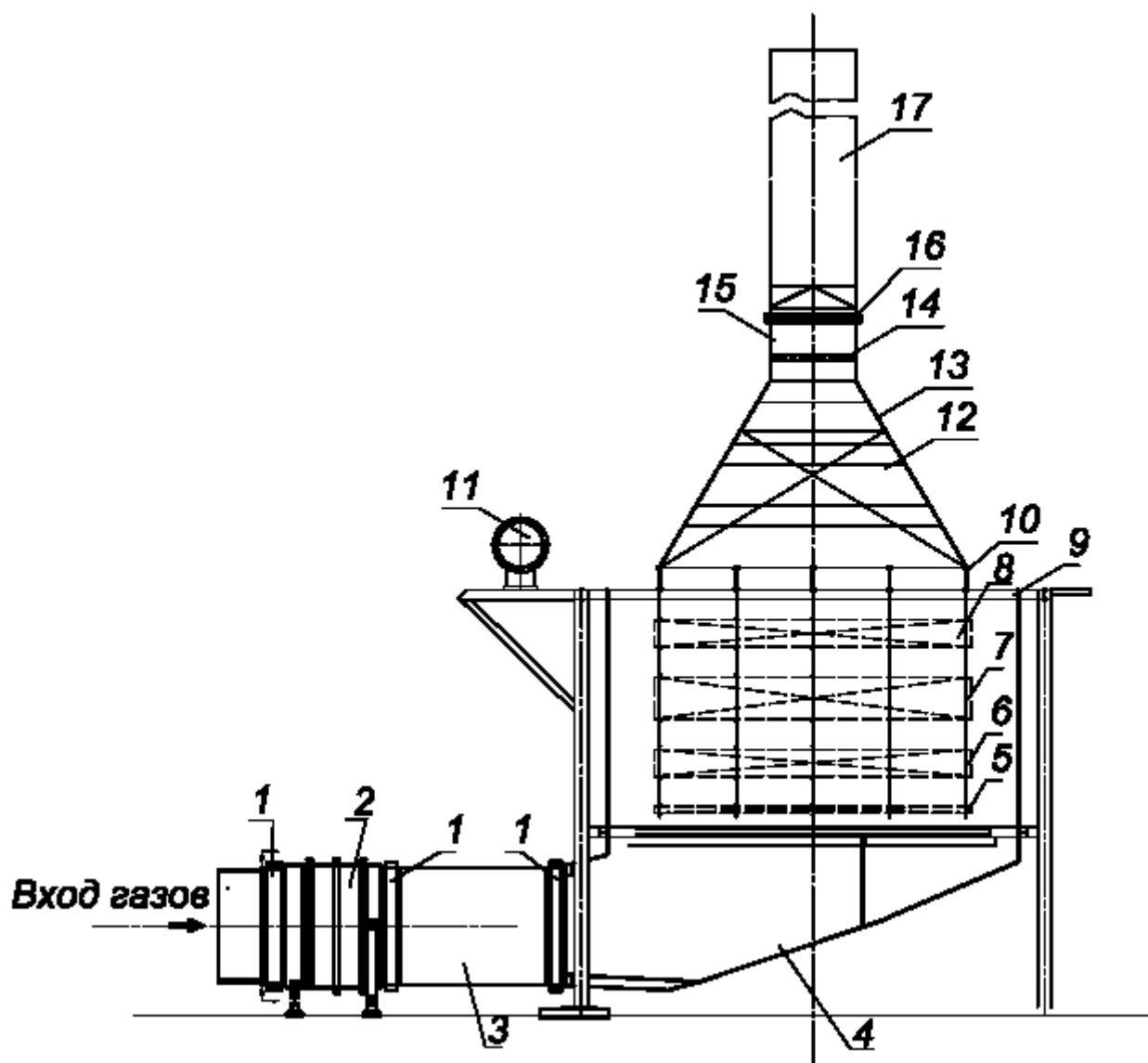


Рисунок 2.1 – Схема котла-утилизатора

1 - компенсатор, 2 – «горячий» диффузор, 3 – «холодный» диффузор, 4 – входной короб, 5 – пароперегреватель, 6 – испаритель, 7 – экономайзер, 8 – газо-водяной подогреватель, 9 – «хребтовая» балка, 10 – «горячие» балки, 11 – барабан, 12 – шумоглушитель, 13 – конфузор, 14 – отсечной клапан, 15 – газоход от конфузора до дымовой трубы, 16 – отсечной клапан, 17 дымовая труба.

В таблице 2.1 приведен перечень точек измерения, средств измерения и класса точности измерительных приборов, установленных на станции.

Таблица 2.1 – Точки измерения, средства измерения и класс точности

Наименование	KKS	Класс точности	Шкала
Температура наружного воздуха, °C	G1_ATID	B	-50...50
Расход топлива на ГТУ, кг/с	G1_FQGUV	±0.4% ±0.116 кг/с	0...29 кг/с
Температура газов на входе в котел, °C	K1HNA20CT930	±2 °C	-50...800
Температура газов на выходе из котла, °C	K1HNA20CT920	±3.5 °C	-50...300
Содержание кислорода в уходящих газах, %	K1HNA20CQ247	±0.2%	0...21 %
Стат. давление газов на входе в котел, кПа / мм вод. ст.	K1HNA20CP930	±0.7 % ± 4.5 мм в. ст.	0... 6,0 кПа (0...612 мм в.ст.)
Стат. давление газов на выходе из котла, кПа / мм. вод. ст.	K1HNA20CP004	±0.3 % ±1 мм. вод. ст.	(-0.2...0,2) кПа (-204...204) мм в.ст.
Расход пара за котлом, кг/с	K1LBA20CF911	± 2% ± 0.4 кг/с	21.278
Температура пара за котлом, °C	K1LBA20CT002	±4°C	100...600
Давление пара за котлом, МПа	K1LBA20CP001	±0.5% ± 0.02 МПа	0...4.0
Давление пара в барабане , МПа	K1HAD20CP001	±0.5% ± 0.02 МПа	0...4.0
Температура воды за Э, °C	K1HAC20CT001	±2°C	0...250
Давление воды за Э, МПа	K1HAC20CP001	±0.4% ±0.04 МПа	0...10.0
Температура питательной воды перед Э, °C	K1LAB20CT001	±2°C	0...200
Давление воды перед Э, МПа	K1LAB20CP001	±0.4% ±0.04 МПа	0...10.0
Расход питательной воды в Э, кг/с	K1LAB20CF911	± 1% ± 0.2 кг/с	0...23
Давление воды за ГВП, МПа	K1LAB50CP930	±0.4% 0.0064 МПа	0...1.6
Давление воды перед ГВП, МПа	K1LAB40CP001	±0.4% ±0.0064 МПа	0...1.6
Температура до рециркуляции воды ГВП, °C	K1LAB60CT001	±1.5°C	0...200
Температура воды перед ГВП, °C	K1LAB40CT001	±1.5°C	0...200
Температура воды за ГВП, °C	K1LAB50CT001	±1.5°C	0...200
Расход воды в ВВТО, кг/с	K1LAB50CF912	±0.5% ±0.208 кг/с	0...36.111
Расход воды в ГВП, кг/с	K1LAB50CF911	±0.5% ±0.246 кг/с	0...49
Расход воды на входе в ИСП, кг/с	K1LAB20CF911	± 1% ± 0.2 кг/с	0...53

2.2. Верификация расчета циркуляции

В период с 19.12 по 20.12 в 2015 г. на Челябинской ТЭЦ-1 были проведены испытания, основной целью которых являлось определение фактической паропроизводительности КУ №1 и №2. Дополнительно была проведена верификация расчета циркуляции. Испытания проводились в соответствии с методикой, разработанной специалистами АО «ЗиО» и согласованной с ОАО «Фортум». Применяемые методы соответствуют стандартам ASME PTC 4.4.1981 и ГОСТ Р 52782-2007 (проект ИСО 2314) [66].

Испытания КУ проводились в зимний период. Гарантийные показатели КУ №1 при работе в номинальном режиме приведены в таблице 2.2. Испытания проводились с применением поверенных штатных приборов, датчиков, измерительных каналов и программно-технического комплекса блока. Температура газов на выходе турбины измерялась в двух сечениях: непосредственно на выходе из турбины (18 точек) и на входе в котел-утилизатор (14 точек). Теплота сгорания топлива и его плотность были приняты в соответствии с паспортом №12 качества газа за декабрь 2015 г.

Таблица 2.2 – Гарантийные показатели работы КУ в номинальном режиме

Наименование величин	Ед. измерения	Величина
Справочные данные:		
Температура наружного воздуха	°С	2
Нагрузка ГТУ	%	100
Нагрузка ГТУ	МВт	43.785
Показатели работы КУ:		
Температура перегретого пара	°С	415
Расход перегретого пара	т/ч	76
Номинальная тепловая мощность ВВТО	МВт	10
Перепад полного давления (в зоне проектирования КУ) в газовом тракте от выходного фланца ГТУ до среза дымовой трубы, при включённом ВВТО	Па	Не более 2660

Испытания КУ №1 проводились при работе двух блоков ПГУ в номинальном режиме. Во время проведения испытаний (19.12.2015 г. с 11.45 по 12.50) средняя электрическая мощность ГТУ №1 составила 46.4 МВт при следующих наружных и рабочих условиях:

- температура газов на входе в котел-утилизатор: 518 °С;
- положение ВНА компрессора: 100% (0% соответствует полному закрытию, 100% - полному открытию);
- температура наружного воздуха: -14.5 °С;

Испытания проводились при максимально возможном исключении вводов и сбросов среды из технологического контура, расходы и параметры которых не измеряются. Были закрыты:

- все предохранительные клапаны КУ;
- все дренажи, воздушники и продувки КУ и главных паропроводов;
- аварийные сливы барабана;
- сброс котловой воды через линию периодической продувки;
- не допускались никакие переключения в тепловой схеме во время проведения испытаний.

При проведении испытаний котлов-утилизаторов №1 и №2 РПК был переведён в ручной режим и положение его не менялось. Контроль герметичности пароводяного тракта КУ осуществлялся визуально по отсутствию парения и протечек.

Усредненные по времени параметры работы КУ приведены в таблице 2.3. Осреднение проводилось по 6 точкам, полученным с интервалом в 5 минут.

В соответствии с методикой испытаний из теплового баланса ГТУ был определен расход продуктов сгорания на входе в котел-утилизатор (590.4 т/ч), из теплового баланса КУ был определен расход перегретого пара (79.2 т/ч). Расход пара на выходе из барабана составил 77.9 т/ч.

Таблица 2.3 – Параметры работы КУ во время испытаний

Наименование, размерность	Значение
Температура наружного воздуха, °С	-14.5
Температура воздуха за КВОУ (на входе в ГТ), °С	-11
Расход топлива на ГТУ, кг/с	2.8383
Температура топлива, °С	39.6
Температура газов за ГТУ, °С	525
Температура газов на входе в котел, °С	518
Температура газов на входе в экономайзер, °С	243
Температура газов на выходе из котла, °С	113
Статическое давление газов на входе в котел, кПа	2.705
Статическое давление газов на выходе из котла, Па.	-0.0333
Расход пара за котлом, т/ч	65.7
Температура пара за котлом, °С	405
Давление пара за котлом (абс.), МПа	3.07
Давление пара в барабане (абс.), МПа	3.26
Температура пара за п/п, °С	431.5
Расход воды на впрыск, т/ч	1.3
Расход непрерывной продувки, т/ч	0.8
Температура воды в опускном стояке, °С	236.8
Расход среды на входе в ИСП, т/ч	184
Температура воды за ЭКО, °С	236.8
Давление воды за ЭКО (абс.), МПа	5.9
Температура питательной воды перед ЭКО, °С	105
Давление воды перед ЭКО (абс.), МПа	6
Давление воды перед ГВП (абс.), МПа	1.63
Давление воды за ГВП (абс.), МПа	1.55
Температура воды перед ГВП, °С	71
Температура воды за ГВП, °С	128
Температура сетевой воды на входе в ВВТО, °С	63
Давление сетевой воды на входе в ВВТО (абс.), МПа	1.47
Температура сетевой воды на выходе из ВВТО, °С	93
Давление сетевой воды на выходе из ВВТО (абс.), МПа	1.15
Расход сетевой воды через ВВТО, т/ч	299.5
Расход воды контура ГВП, т/ч	143
Расход питательной воды, т/ч	80

Для верификации расчета циркуляции была создана математическая модель в программе Boiler Designer. За основу была взята модель ПК-79, которая использовалась для проведения теплогидравлических расчетов специалистами АО «ЗиО». Для увеличения точности расчета циркуляции все длины, нивелирные высоты и гибы опускных и отводящих труб испарительного контура были смоделированы в компьютерной модели в соответствии с их реальной конструкцией.

При расчете циркуляции необходимо моделировать работу циркуляционного электронасоса. В испарительном контуре ПК-79 применяется циркуляционный электронасос (ЦЭН) компании KSB с диаметром рабочего колеса – 270 мм. Гидравлическая характеристика ЦЭН представлена на рисунке 2.2 и смоделирована в компьютерной модели.

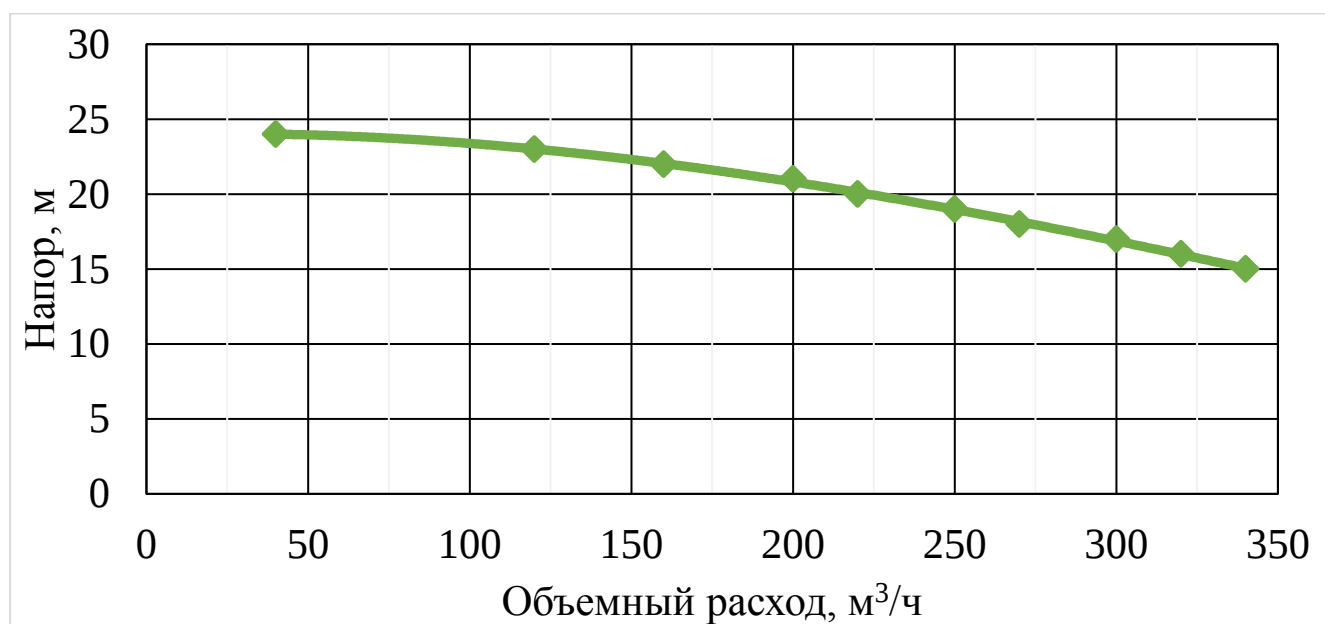


Рисунок 2.2 – Гидравлическая характеристика ЦЭН

В математической модели были заданы значения расхода продуктов сгорания, температуры продуктов сгорания за ГТ, давления перегретого пара, температуры питательной воды, расхода непрерывной продувки (рисунки 2.3, 2.4, 2.5) соответствующие значениям, полученным в ходе испытаний.

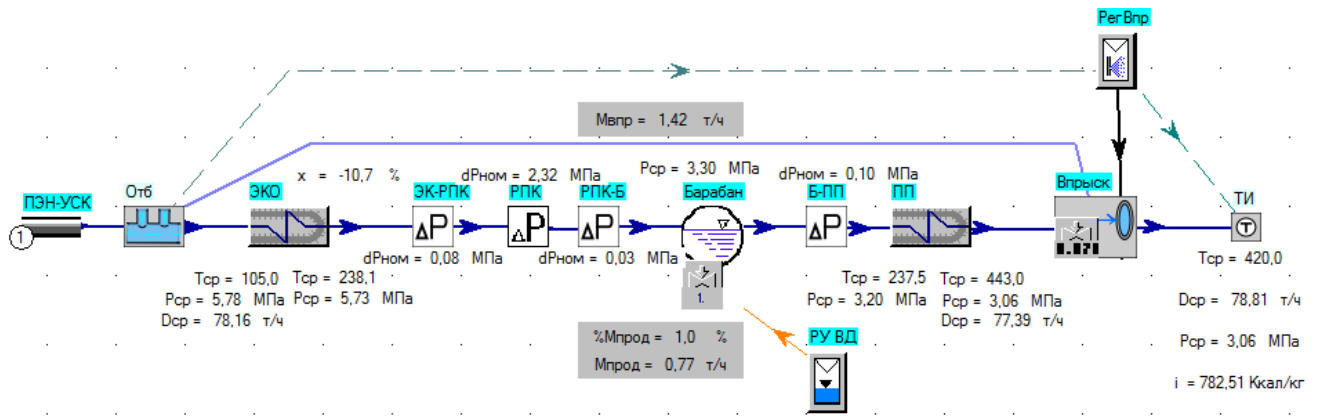


Рисунок 2.3 – Пароводяной тракт ПК-79

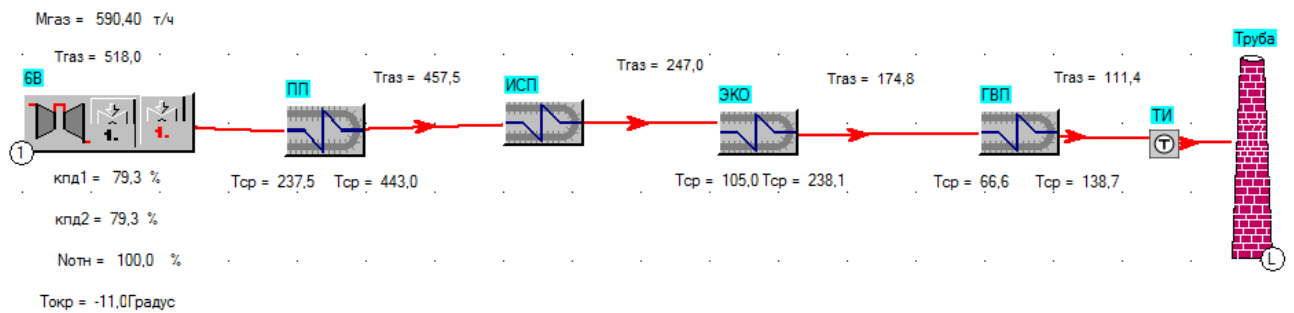


Рисунок 2.4 – Газовый тракт ПК-79

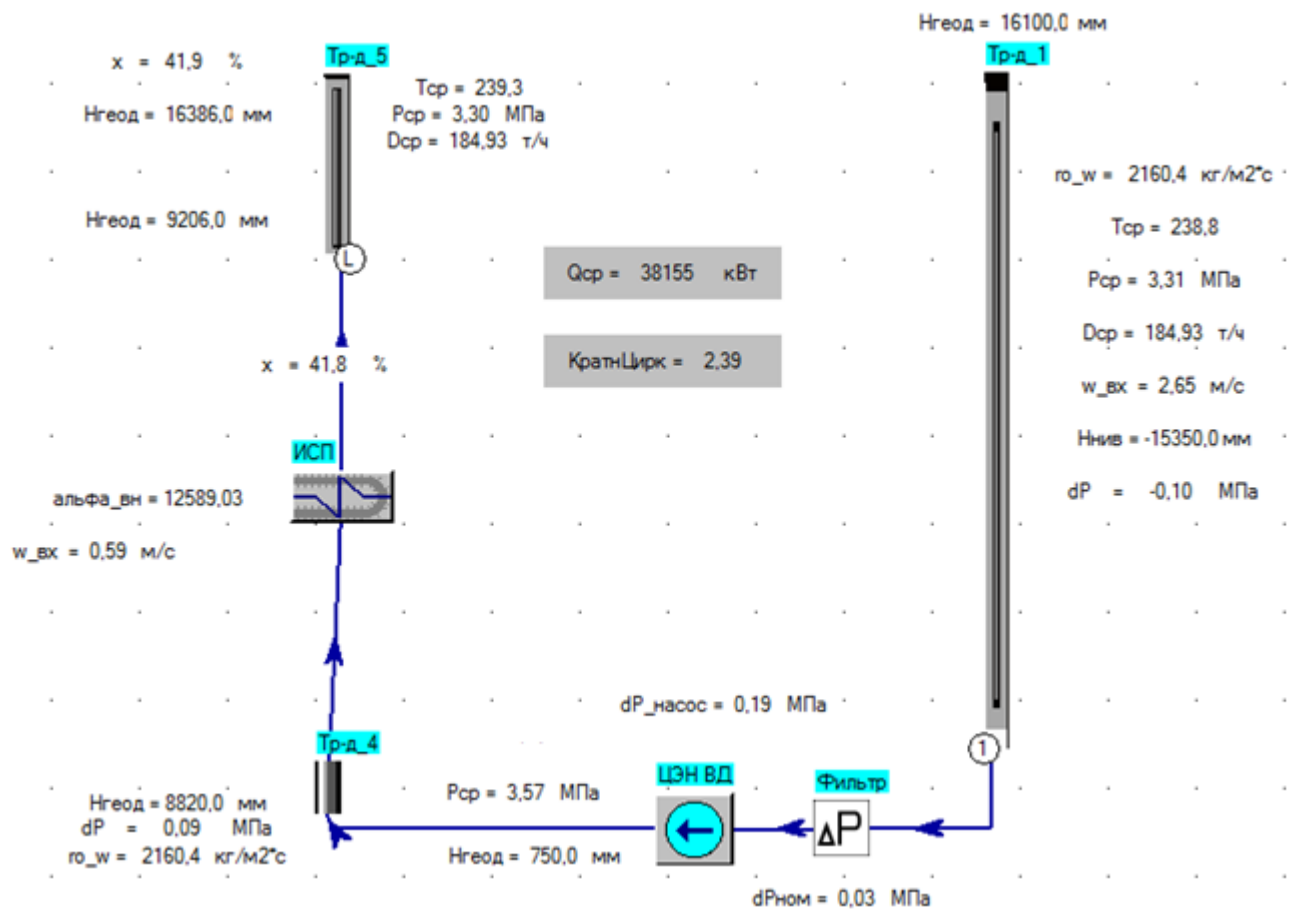


Рисунок 2.5 – Испарительный контур ПК-79

Верификация расчета циркуляции проводилась путем сравнения расхода среды в испарительном контуре, давления за ЦЭН и кратности циркуляции полученных в ходе натурных испытаний и моделирования в программе Boiler Designer. Сравнение результатов (таблица 2.4) показало, что расчетное значение расхода в испарительном контуре отличается от экспериментального на 0.5%, давление после ЦЭН отличается на 2.6%, кратность циркуляции на 1.3%.

Таблица 2.4 – Сравнение результатов

Название, размерность	Эксперимент	Моделирование
Расход среды в контуре, т/ч	184	184.9
Давление за ЦЭН (абс), МПа	3.48	3.57
Кратность циркуляции	2.36	2.39

Заключение по главе 2

Программу Boiler Designer можно использовать для расчета циркуляции и определения гидравлического сопротивления при проектировании энергетических установок и проведении численных экспериментов, т.к. программа и используемые в ней методики расчета обладают высокой точностью.

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ОРГАНИЗАЦИИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В КОНТУРЕ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ТРУБ ИСПАРИТЕЛЯ

Организация естественной циркуляции (ЕЦ) в традиционных испарителях с вертикальным расположением труб (контур циркуляции представлен на рисунке 3.1) происходит, в основном, за счет полезного напора в поверхности испарения. Это объясняется тем, что вертикальный испаритель занимает большую часть высоты контура. При этом полезный напор в испарителе больше нуля и проверка надежности циркуляции в нём может осуществляться в соответствии с [2], в пределах раздающего и собирающего коллекторов испарителя.



Рисунок 3.1 – Схема контура циркуляции с вертикальным расположением труб
испарителя

Движение среды в циркуляционном контуре с горизонтальным испарителем (см. рисунок 3.2) не может быть организовано только за счет полезного напора в теплообменной поверхности. Высота горизонтального испарителя мала

относительно высоты контура, поэтому движущего напора в испарителе может не хватить для преодоления сопротивления всех элементов контура циркуляции.

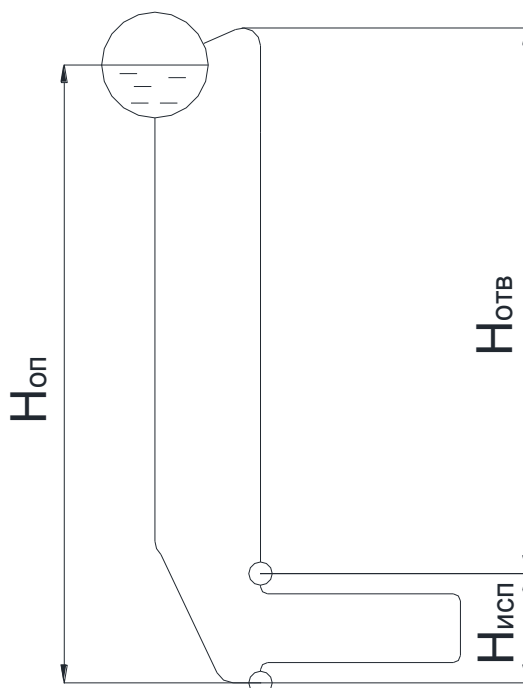


Рисунок 3.2 – Контур циркуляции с горизонтальным расположением труб испарителя

Основной задачей, решаемой в данной главе, является исследование влияния конструктивных характеристик элементов испарительного контура на параметры циркуляции.

3.1. Исходные данные для расчета циркуляции

Основным параметром циркуляции, характеризующим работу контура, является кратность циркуляции или расход среды в контуре. Увеличение кратности циркуляции как правило положительно сказывается на надежности работы испарительного контура, т.к. увеличение расхода среды приводит к снижению возможности возникновения застоя, опрокидывания, свободного уровня, кризиса теплообмена, расслоения среды и способствует выносу шлама и отложений. Поэтому в ходе исследований именно по кратности циркуляции оценивалась

эффективность влияния изменения конструктивных характеристик испарительного контура.

В качестве исходной конструкции для разработки контура циркуляции была использована конструкция котла-утилизатора Пр-76-3.3-415 (ПК-79) производства ОАО «ЗиО» для Челябинской ТЭЦ-1. Схема контура циркуляции для котла-утилизатора ПК-79 приведена на рисунке 3.3.

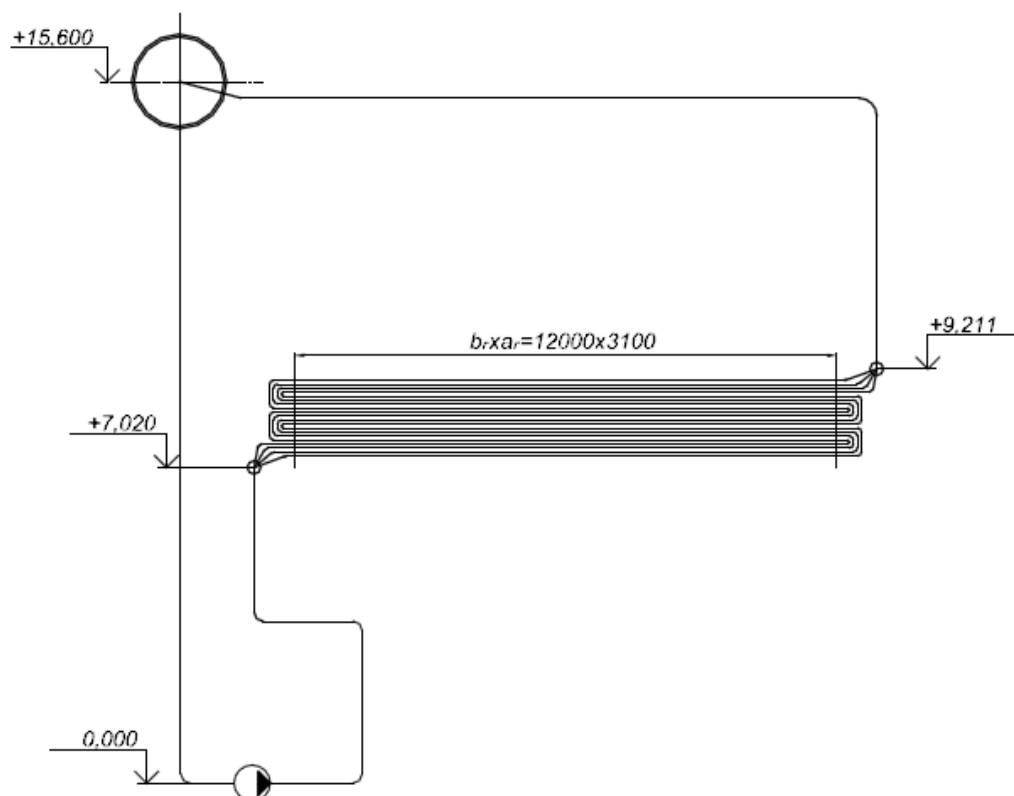


Рисунок 3.3 – Схема контура циркуляции КУ ПК-79

В КУ ПК-79 при использовании циркуляционного насоса кратность циркуляции на номинальной нагрузке составляет 2.7. При этом в соответствии с [2] для горизонтальных парообразующих труб массовое паросодержание рекомендуется принимать не более 30% для давлений 10-50 кгс/см², кратность циркуляции при этом составит 3.3.

Конструктивные характеристики поверхностей нагрева КУ Пр-76-3.3-415 для Челябинской ТЭЦ-1 приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Конструктивные характеристики поверхностей нагрева КУ ПК-79

Наименование	Обозна чение	Разме рность	ПП	ИСП	ЭКО	ГВП
Наружный диаметр	d _{нар}	мм	38			
Толщина стенки трубы	S _{тр}	мм	2.5			
Поперечный шаг труб	S ₁	мм	90			
Продольный шаг труб	S ₂	мм	75	89		
Ширина конвективного газохода	B	м	3.1			
Глубина конвективного газохода вдоль трубы	A _г	м	12			
Количество рядов труб по ходу газов	N _г	-	4	20	17	9
Количество заходов труб	N _{зах}	-	2	4	1	1
Количество рядов труб по ширине газохода	N _{г_д}	-	31	33	33	33
Длина трубы в обогреваемой зоне	L _{тр}	м	24	60	204	108
Тип ребер	-	-	Спираль	Сегменты	Сегменты	Сегменты
Высота ребер	h _{реб}	мм	11	17	17	17
Толщина ребра у вершины	d _{ребВ}	мм	1	0.9	0.9	0.9
Толщина ребра при основании	d _{ребО}	мм	1	0.9	0.9	0.9
Шаг ребер	S _{реб}	мм	4.2	3.8	3.85	3.64

Для проведения расчетных исследований опускные и отводящие трубы КУ Е-76-3.3-415 были изменены с учетом отсутствия циркуляционного насоса, т.е. опускные трубы из барабана направляются к раздающему коллектору испарителя. Схема контура циркуляции, использовавшегося при проведении расчетных исследований, представлена на рисунке 3.4, конструктивные характеристики приведены в таблице 3.2.

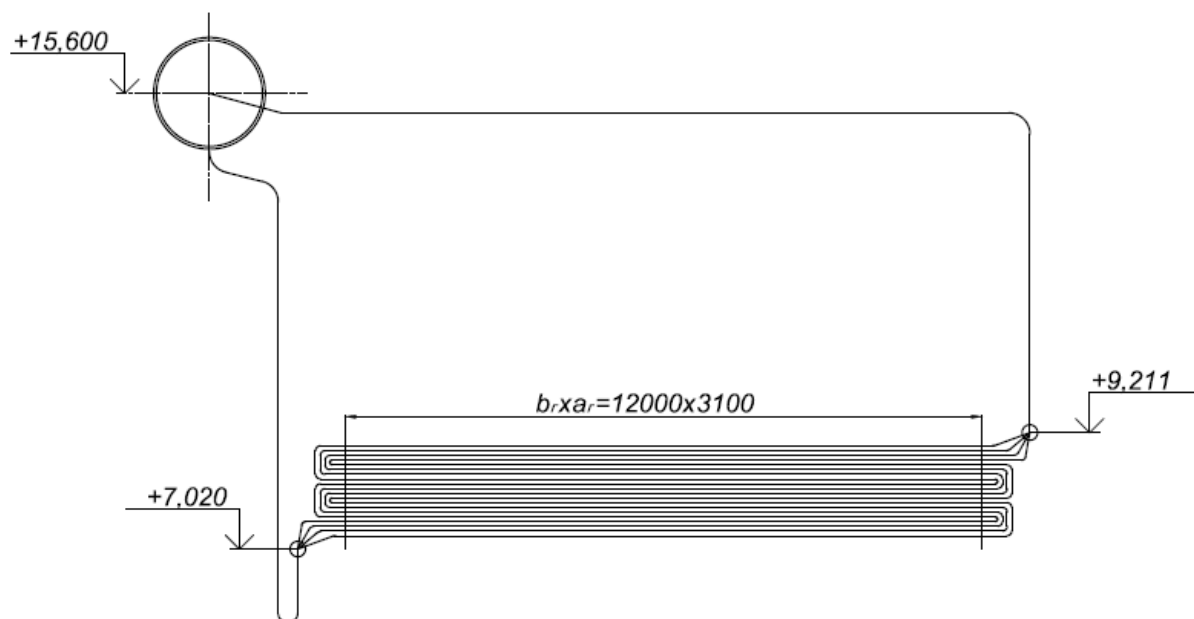


Рисунок 3.4 – Схема контура циркуляции

Таблица 3.2 – Конструктивные характеристики контура циркуляции

Наименование	Размерность	Значение
Наружный диаметр труб испарителя	мм	38
Толщина стенки труб испарителя	мм	2.5
$a_r \times b_r$	м	12x3.1
Поперечный шаг труб в испарителе	мм	90
Продольный шаг труб в испарителе	мм	89
Шаг оребрения	мм	3.8
Высота ребра	мм	17
Количество рядов труб испарителя по ширине газохода	-	33
Количество рядов труб испарителя по ходу газов	-	20
Число труб в змеевике испарителя	-	4
Высота нивелирного столба в испарителе	м	2.191
Количество опускных труб	-	1
Наружный диаметр опускных труб	мм	273
Толщина стенки опускных труб	мм	20
Нивелирная высота опускных труб	м	7.58
Длина опускных труб	м	9
Количество отводящих труб	-	2
Наружный диаметр отводящих труб	мм	273
Толщина стенки отводящих труб	мм	20
Нивелирная высота отводящих труб	м	6.389
Длина отводящих труб	м	8

Расчеты проводились в программе Boiler Designer (BD). Расчетная схема контура естественной циркуляции представлена на рисунке 3.5. В расчётной схеме присутствуют следующие элементы:

- Опускные тр – опускные трубы (начало схемы);
- Испаритель;
- Отв_тр – отводящие трубы.

Контур циркуляции начинается с барабана внутренним диаметром 2000 мм. К нему присоединяется опускная труба 273x20 мм. Из нее среда поступает в раздающий коллектор испарителя.

Отвод пароводяной смеси из испарительной поверхности осуществляется от собирающего коллектора испарителя по 2 отводящим трубам 273x25 мм.

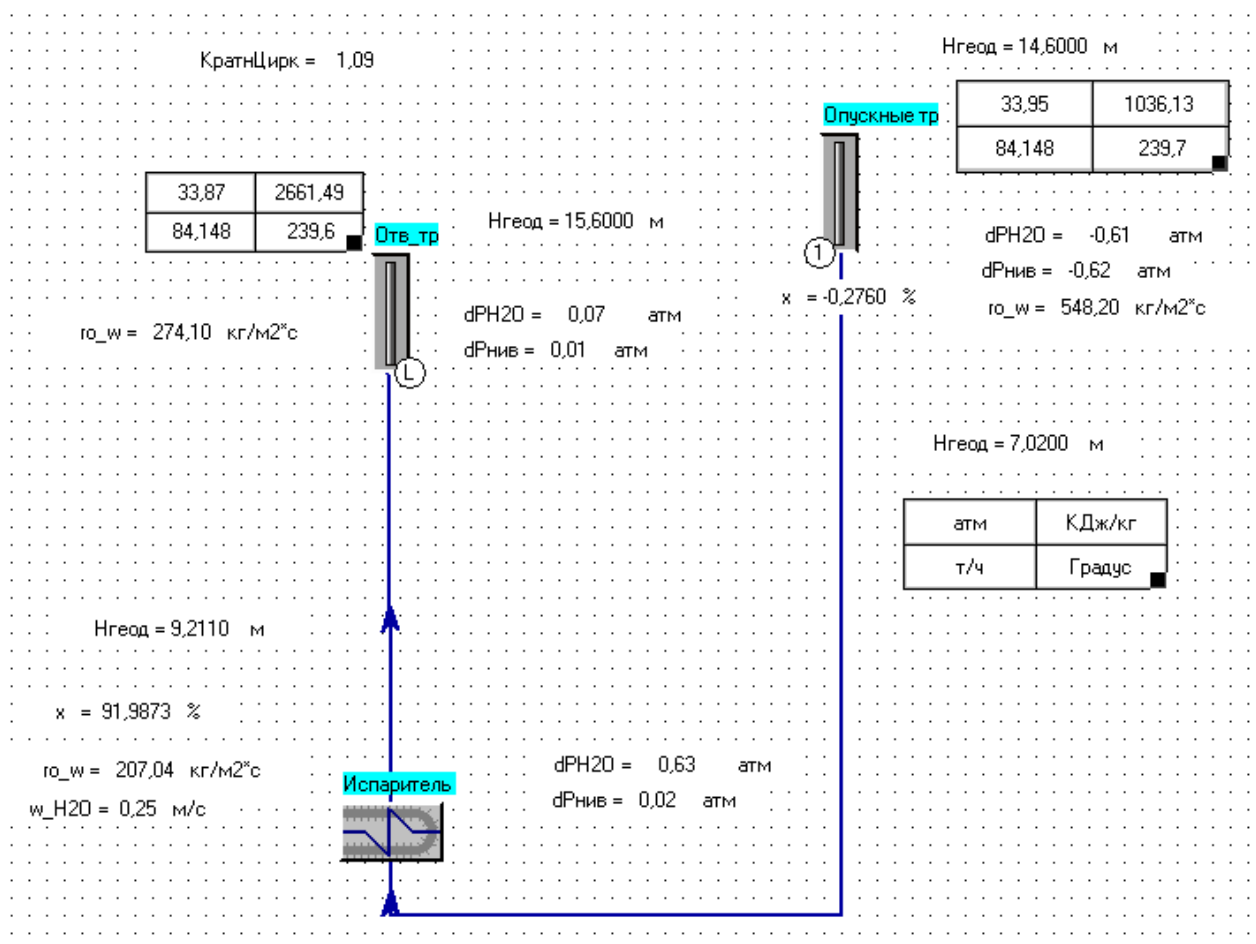


Рисунок 3.5 – Расчетная схема контура циркуляции

В циркуляционной системе, как и в любом замкнутом контуре, изменение давления равняется нулю. Замыкание контура и точка одинакового давления находится в барабане. В контуре циркуляции выполняется равенство изменения давления в подъемном (испаритель и отводящие трубы) и опускном звеньях (опускные трубы):

$$\Delta p_{\text{оп}} = \Delta p_{\text{исп}} + \Delta p_{\text{отв}},$$

где $\Delta p_{\text{оп}}$, $\Delta p_{\text{исп}}$, $\Delta p_{\text{отв}}$ – изменение давления в опускных трубах, испарителе и отводящих трубах.

При этом изменение давления состоит из нивелирного напора и гидравлического сопротивления. Для опускного звена контура:

$$\Delta p_{\text{оп}} = \Delta p_{\text{нив.оп}} - \Delta p_{\text{гидр.оп}},$$

где $\Delta p_{\text{нив.оп}}$ – нивелирный напор в опускных трубах, $\Delta p_{\text{гидр.оп}}$ – гидравлическое сопротивление опускных труб.

Для подъемного звена контура:

$$\Delta p_{\text{исп}} = \Delta p_{\text{нив.исп}} + \Delta p_{\text{гидр.исп}};$$

$$\Delta p_{\text{отв}} = \Delta p_{\text{нив.отв}} + \Delta p_{\text{гидр.отв}},$$

где $\Delta p_{\text{нив.исп}}$, $\Delta p_{\text{нив.отв}}$ – нивелирный напор в испарителе и отводящих трубах; $\Delta p_{\text{гидр.исп}}$, $\Delta p_{\text{гидр.отв}}$ – гидравлическое сопротивление отводящих труб и испарителя.

Воздействовать на работу контура циркуляции можно изменяя нивелирную составляющую изменения давления или гидравлическое сопротивление того или иного элемента контура. Технология проектирования паровых котлов подразумевает отдельный тепловой расчет испарительной поверхности теплообмена и расчет контура циркуляции. Проектирование контура циркуляции заключается в определении конструкции опускных и отводящих труб, обеспечивающей надежную работу контура. Испарительная поверхность нагрева при этом определяется тепловым расчетом и изменить ее невозможно. Это связано с тем, что конструкция топочных экранов, которые как правило являются

испарительной поверхностью нагрева в традиционных паровых котлах, зависит от тепловых характеристик топки и температуры на выходе из нее.

Схожие принципы проектирования используются при разработке контуров циркуляции горизонтальных котлов-утилизаторов. Испарительная поверхность теплообмена в них выполняется в виде унифицированных подъемных секций, конструкция которых определяется тепловым расчетом. На этапе проектирования контура циркуляции повлиять на надежность работы контура за счет изменения конструкции испарителя возможно только путем изменения ширины газохода КУ.

В вертикальных КУ испаритель выполнен в виде змеевиковой поверхности нагрева, его конструкция может значительно отличаться в различных котлах-утилизаторах в зависимости от числа петель, заходности, угла наклона труб, что позволяет воздействовать на работу контура циркуляции за счет ее изменения.

В работе рассматривалось влияние увеличения нивелирного напора или уменьшения гидравлического сопротивления опускных, отводящих труб и испарительной поверхности теплообмена на работу контура. Типоразмеры опускных и отводящих труб в ходе исследований оставались неизменными, площадь поверхности испарителя сохранялась примерно одинаковой в пределах 1.5%.

3.2. Исследование влияния угла наклона труб испарителя на циркуляцию

Изменение нивелирного напора испарителя ($\Delta p_{\text{нив.исп}}$) можно достичь путем увеличения разности нивелирных отметок раздающего и собирающего коллекторов. Предполагается, что выполнение испарителя из наклонных труб позволит увеличить полезный напор в испарителе и повысить надежность естественной циркуляции. В работе был исследован испаритель с углом наклона труб от 0 до 7° (см. рисунок 3.6).

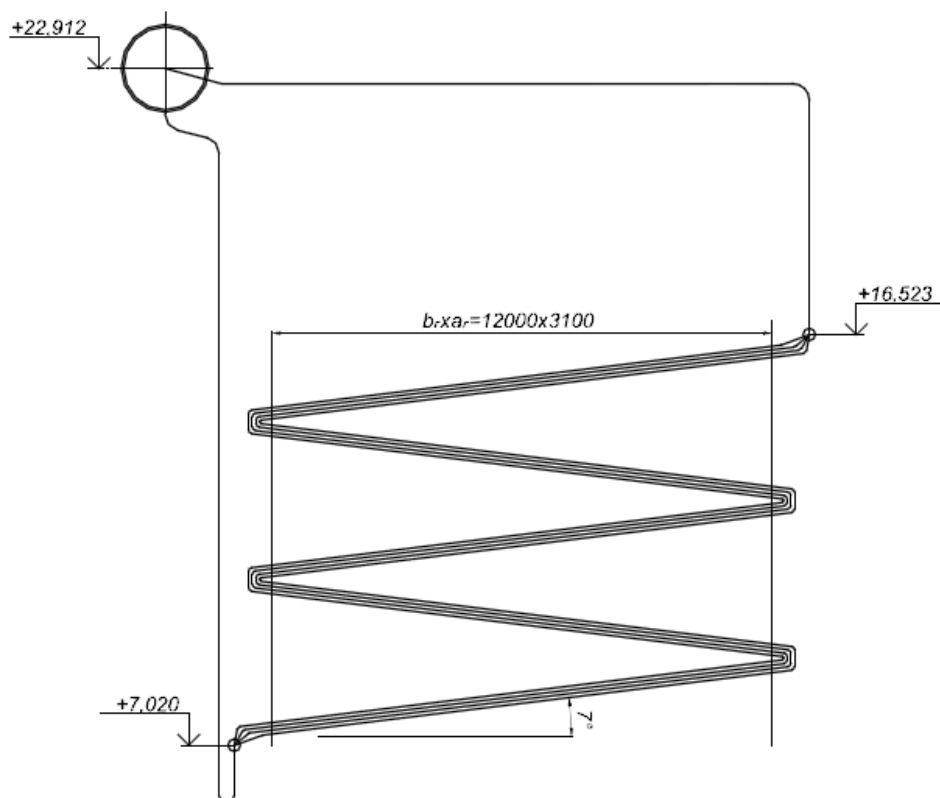


Рисунок 3.6 – Эскиз контура циркуляции с наклонными трубами

Анализ результатов численного эксперимента (см. рисунок 3.7, таблицу 3.3) показывает, что с увеличением угла наклона труб с 0 до 7° кратность циркуляции возрастает примерно в 1.5 раза, при этом высота расположения барабана увеличивается с 15.6 до 22.9 м. Увеличение угла наклона труб испарителя приводит к увеличению капитальных затрат и усложнению конструкции КУ. При этом кратность циркуляции 1.53 меньше кратности циркуляции в КУ ПК-79 при использовании циркуляционного насоса ($K_{ц}=2.7$) и меньше рекомендуемого в [2] значения $K_{ц}=3.33$.

Можно отметить, что полезный напор в испарителе увеличивается с -4457 до -3381 кгс/м², при этом во всех вариантах остается отрицательным и проверять надежность работы испарителя по условиям застоя, опрокидывания и свободного уровня в соответствии с [2] не представляется возможным.

Из результатов расчета видно, что с увеличением кратности циркуляции увеличивается скорость среды в элементах контура, при этом также увеличивается

и гидравлическое сопротивление контура. Как известно, истинное паросодержание – это отношение площади поперечного сечения, занимаемого паровой фазой, к общей площади поперечного сечения канала. Истинное паросодержание позволяет учесть относительную скорость паровой фазы и зависит от физических свойств среды, размеров и формы канала и расхода среды [67-69]. Массовое паросодержание на выходе из испарителя (в отводящих трубах) уменьшается с 91.8 до 65.4%, однако среднее напорное паросодержание в отводящих трубах изменяется незначительно с 99.8 до 98.9%. Это приводит к тому, что скорость среды в отводящих трубах практически не меняется.

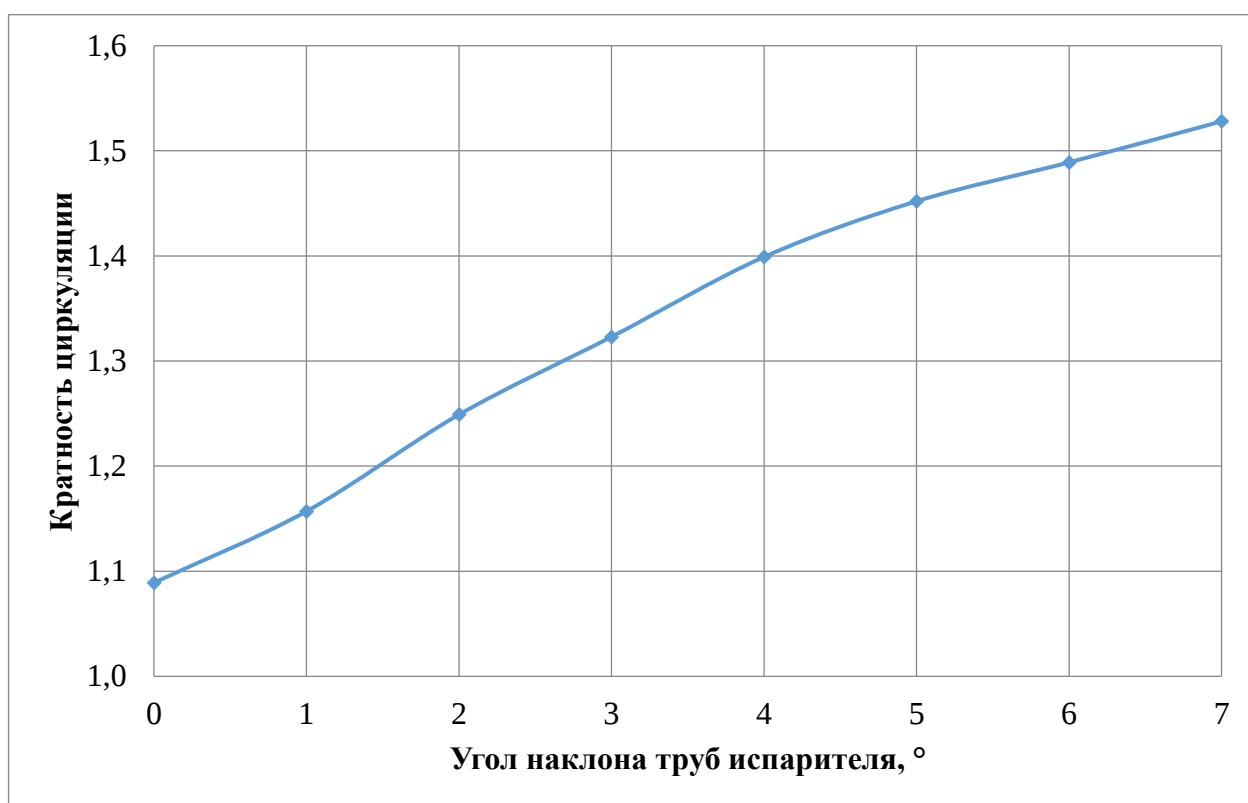


Рисунок 3.7 – Зависимость кратности циркуляции от угла наклона труб испарителя

Таблица 3.3 – Результаты расчета циркуляции при изменении угла наклона испарителя

Наименование	Размерность	Угол наклона труб испарителя, град							
		0	1	2	3	4	5	6	7
Высота испарителя	м	2.191	3.238	4.285	5.331	6.376	7.42	8.463	9.503
Длина труб испарителя в обогреваемой части	м	60	60.009	60.037	60.082	60.146	60.229	60.33	60.451
Расход среды в испарителе	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	23.38	24.84	26.82	28.41	30.04	31.17	32.16	32.8
Тепловосприятие испарителя	кВт	37939	37938	37934	37930	37927	37925	37897	37910
Изменение давления в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6263	7057	7835	8628	9418	10223	10673	11096
Нивелирный напор в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	218	333	458	744	915	1306	1764	2002
Массовое паросодержание на выходе из испарителя	%	91.8	86.4	80.1	75.6	71.5	68.8	66.7	65.4
Среднее объемное паросодержание в испарителе	%	97.4	97.1	96.7	96.4	96.1	95.9	95.7	95.6
Среднее напорное паросодержание в испарителе	%	91	90	89	85	84	80	76	75.5
Полезный напор в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	-4457	-4401	-4336	-4274	-4232	-4187	-4026	-3381
Скорость среды на входе в отводящие трубы	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	15.15	15.17	15.19	15.21	15.23	15.24	15.25	15.22
Изменение давления в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	679	727	788	836	885	919	943	967
Нивелирный напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	116	123	132	140	148	153	157	162
Среднее объемное паросодержание в отводящих трубах	%	99.9	99.7	99.5	99.3	99.2	99.1	99	98.9
Среднее напорное паросодержание в отводящих трубах	%	99.8	99.7	99.5	99.4	99.2	99.1	99	98.9
Полезный напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	4516	4470	4408	4363	4312	4278	4253	4229
Кратность циркуляции	-	1.089	1.157	1.249	1.323	1.399	1.452	1.489	1.528

3.3. Исследование влияния высоты отводящей системы на циркуляцию

Увеличить нивелирный напор опускных и отводящих труб возможно за счет увеличения высоты расположения барабана. На рисунке 3.8 представлена зависимость кратности циркуляции от высоты отводящей системы. Результаты расчета приведены в таблице 3.4.

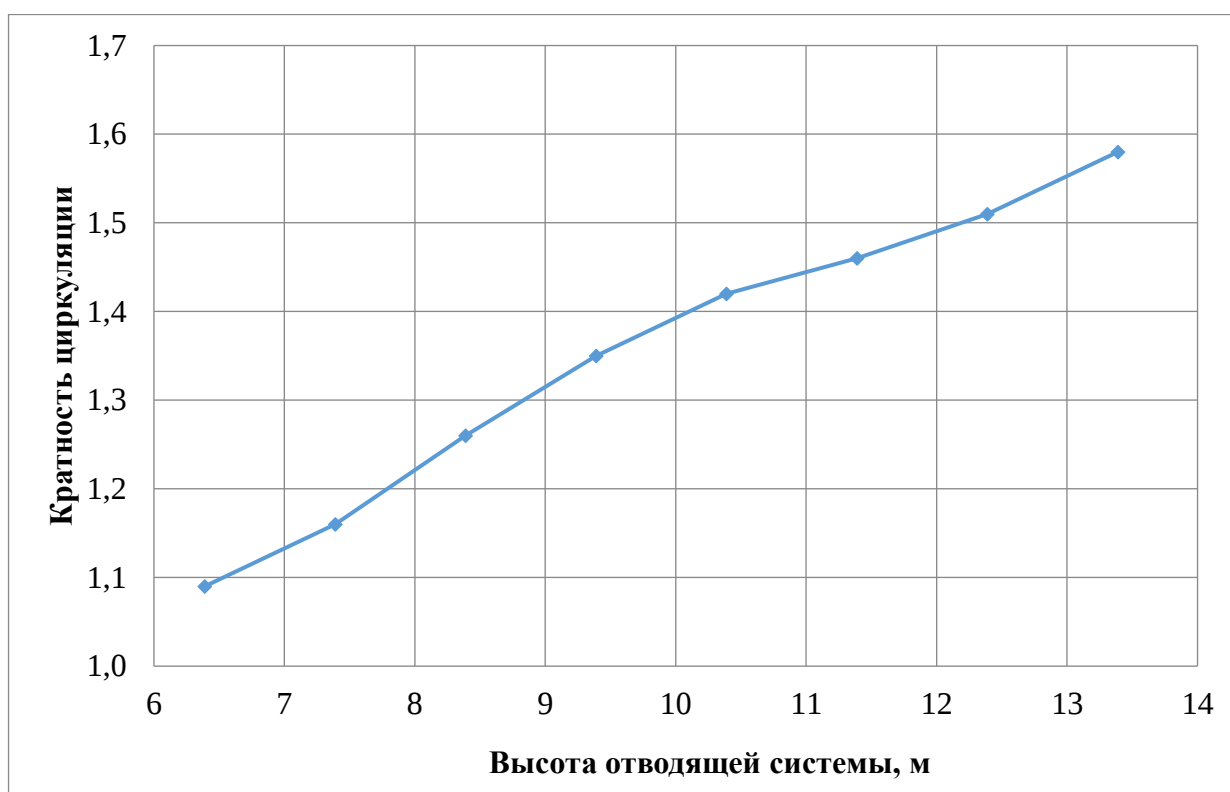


Рисунок 3.8 – Зависимость кратности циркуляции от высоты отводящей системы

Из результатов расчета видно, что влияние изменения высоты отводящей системы аналогично влиянию изменения угла наклона труб испарителя. Увеличение высоты отводящих труб на 7 м приводит к увеличению кратности циркуляции до 1,58, но значительное увеличение полезного напора с 4519 до 8087 кгс/м² происходит в отводящей системе, а не в самом испарителе. Увеличение высоты отводящей системы, как и угла наклона труб испарителя, приводит к увеличению высоты котла-утилизатора, кратность циркуляции при этом меньше, чем при организации многократной принудительной циркуляции.

Таблица 3.4 – Результаты расчета циркуляции при изменении высоты отводящих труб

Наименование	Размерность	Высота отводящей системы, м							
		6.389	7.389	8.389	9.389	10.389	11.389	12.389	13.389
Расход среды	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	23.38	24.93	27	28.92	30.5	31.95	32.31	33.85
Теплосприятие испарителя	кВт	37939	37937	37931	37924	37918	37918	37876	37872
Изменение давления в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6263	6975	7664	8353	9048	9543	9333	9756
Гидравлическое сопротивление в испарителе от трения	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	5602	6277	6917	7496	8089	8483	8550	8945
Нивелирный напор в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	218	225	235	308	381	455	458	469
Паросодержание на выходе из испарителя	%	91.8	86.1	79.5	74.2	70.4	67.2	66.3	63.3
Полезный напор в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	-4481	-5194	-5882	-6571	-7267	-7770	-7461	-7974
Изменение давления в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	679	771	883	995	1102	1208	2576	2804
Нивелирный напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	116	142	175	209	244	280	1612	1763
Движущий напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	5082	5869	6650	7429	8208	8985	8474	9129
Полезный напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	4519	5240	5941	6643	7350	8056	7045	8087
Кратность циркуляции	-	1.089	1.161	1.258	1.347	1.421	1.46	1.5	1.579

Гидравлическое сопротивление подъемного звена контура состоит из сопротивления испарителя и отводящих труб. Можно отметить, что потери в испарителе (изменились от 6263 до 9756 кгс/м²) значительно превышают потери в отводящих трубах (изменились от 679 до 2804 кгс/м²). При этом основные потери в испарителе приходятся на трение (изменились от 5602 до 8945 кгс/м²) из-за большой длины змеевиков и относительно небольшого проходного сечения труб.

3.4. Исследование влияния площади проходного сечения испарителя на циркуляцию

Увеличение площади проходного сечения при прочих равных условиях приводит к уменьшению гидравлического сопротивления испарителя ($\Delta p_{\text{гидр.исп.}}$).

Способы увеличения проходного сечения испарителя:

- увеличение заходности змеевика;
- увеличение ширины газохода (увеличение числа труб по ширине газохода);
- расположение испарителя вдоль большей стороны газохода [70].

Последний вариант связан со значительным усложнением конструкции КУ за счет того, что необходимо будет располагать теплые ящики по всему периметру газохода КУ, поэтому его применение обосновано, если остальные способы не позволяют достигнуть необходимых параметров циркуляции.

Увеличение заходности змеевика ограничено технологией изготовления. Современные технологии позволяют выполнить поверхности нагрева с числом труб в змеевике равным 7-8 без применения перчаточной схемы раздачи среды. Была проведена оценка параметров циркуляции при изменении заходности змеевиков от 4 до 7. При этом были изменены характеристики испарителя, а именно изменились число рядов труб по ходу газов и число петель. Площадь поверхности испарителя сохранялась примерно одинаковой за счет изменения шага оребрения. Результаты расчетов и характеристики испарителя приведены на рисунке 3.9 и в таблице 3.5.

Из результатов расчета видно, что увеличение числа труб в змеевике приводит к увеличению кратности циркуляции более чем в 2.6 раза до 2.8, что больше, чем при организации многократной принудительной циркуляции (2.7), но меньше рекомендуемого в [2] значения 3.33. Можно сделать вывод о том, что применение змеевиковых поверхностей нагрева с большим числом петель в испарителе не рекомендуется. Рационально в нем использовать трубы U-образной формы в силу их наименьшего гидравлического сопротивления.

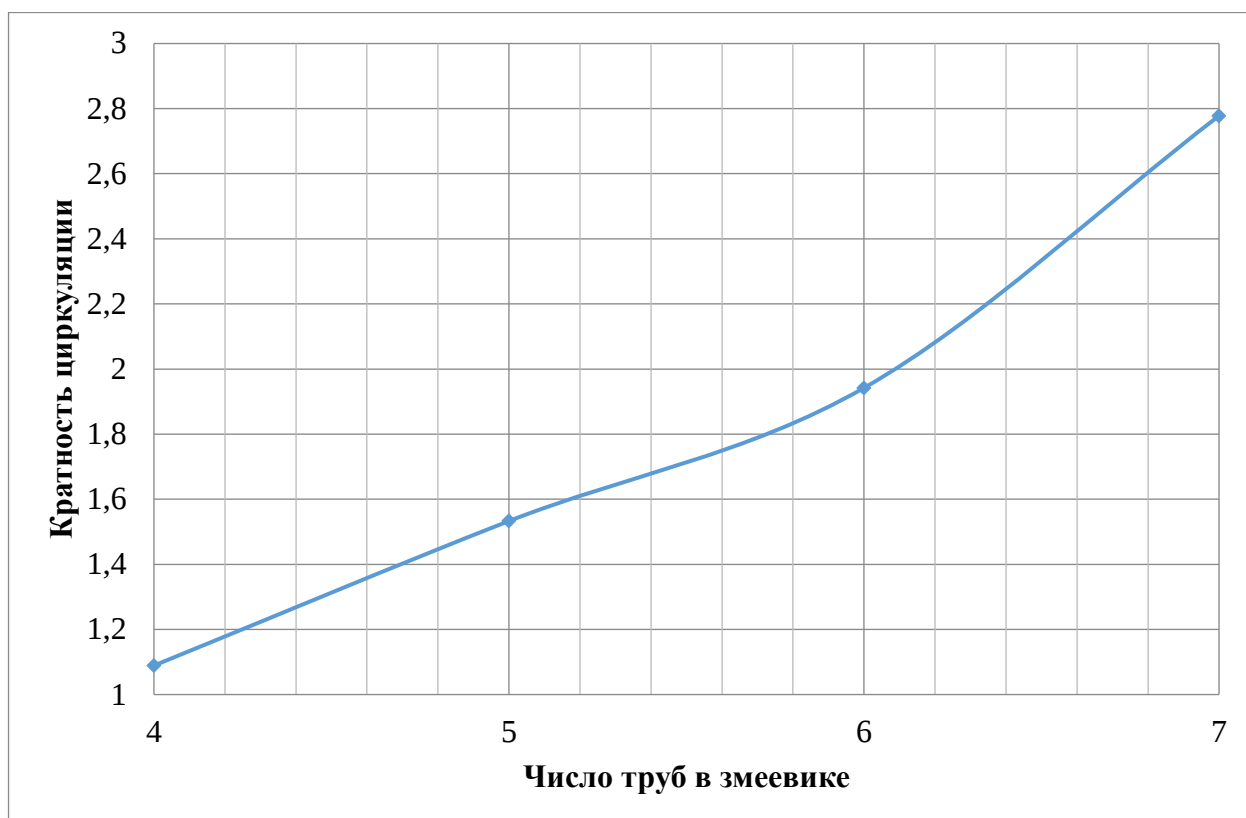


Рисунок 3.9 – Зависимость кратности циркуляции от числа труб в змеевике

Таблица 3.5 – Результаты расчета циркуляции при изменении заходности змеевика

Наименование	Размерность	Число труб в змеевике			
		4	5	6	7
1	2	3	4	5	6
Число рядов труб по ходу газов	-	20	20	24	21
Количество гибов	-	4	3	3	2
Длина труб в обогреваемой зоне	-	60	48	48	36
Шаг ребра	мм	3.64	3.64	4.46	3.84
Расход среды в испарителе	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	23.38	32.91	41.78	59.65
Тепловосприятие испарителя	кВт	37939	37914	38010	37916
Массовая скорость в испарителе	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$	207.1	233.2	246.8	301.9
Скорость среды на входе в испаритель (скорость циркуляции)	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	0.25	0.29	0.3	0.37
Изменение давления в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6263	5161	4834	3938
Гидравлическое сопротивление испарителя	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6044	4705	4242	3317
Паросодержание на выходе из испарителя	%	91.8	65.2	51.5	35.9

Продолжение таблицы 3.5

1	2	3	4	5	6
Средняя скорость смеси в испарителе	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	5.8	4.7	4.0	3.5
Среднее объемное паросодержание в испарителе	%	97.6	95.9	94.4	91.4
Среднее напорное паросодержание в испарителе	%	92	76	73	68
Массовая скорость в отводящих трубах	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$	274.2	385.9	489.9	699.5
Изменение давления в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	679	1727	1993	2718
Нивелирный напор в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	116	920	971	1228
Гидравлическое сопротивление в отводящих трубах	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	563	808	1022	1491
Средняя скорость смеси в отводящих трубах	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	15.1	15.2	15.3	15.6
Кратность циркуляции	-	1.089	1.533	1.942	2.778

Скорость воды на входе в испаритель увеличивается с 0.25 до 0.37 м/с, при этом за счет значительного увеличения площади проходного сечения средняя скорость пароводяной смеси в испарителе снижается с 5,8 до 3,5 м/с, что приводит к значительному снижению изменения давления в испарителе с 6044 до 3317 кгс/м².

В силу того, что проходное сечение отводящих труб не изменялось, скорость среды в отводящих трубах с увеличением расхода в контуре также увеличилась. Гидравлическое сопротивление отводящих труб увеличилось с 563 до 1491 кгс/м².

Увеличение ширины газохода так же приводит к увеличению площади проходного сечения в испарителе. Были проведены расчеты параметров циркуляции при изменении ширины газохода от 3.1 до 4.6 м и числа труб по ширине газохода от 33 до 50 соответственно. Глубина газохода изменялась от 12 до 7.9 м исходя из условия сохранения примерно одинаковой площади поверхности испарителя (в пределах 1%), число труб в змеевике равнялось 4 и оставалось неизменным. На рисунке 3.10 приведена зависимость кратности циркуляции от ширины газохода.

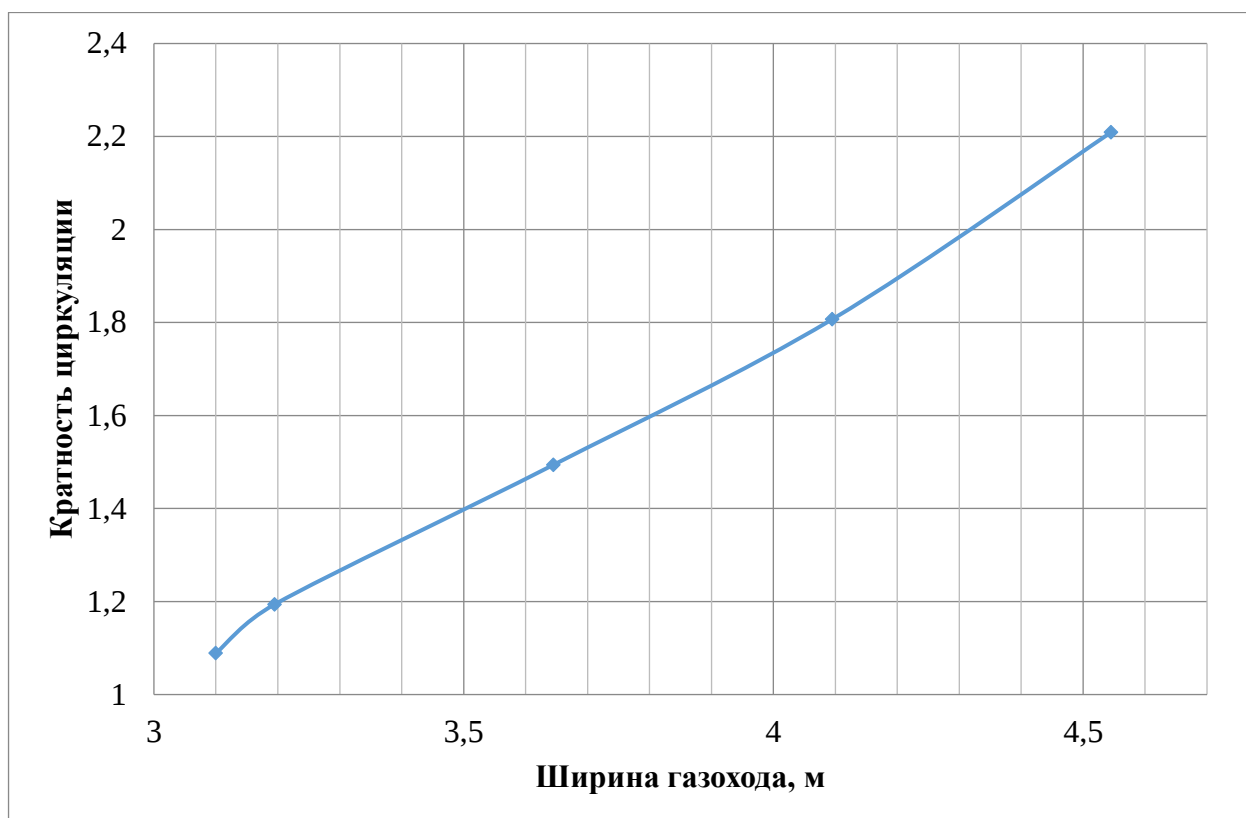


Рисунок 3.10 – Зависимость кратности циркуляции от ширины газохода

Анализ результатов численного исследования показал, что увеличение числа труб по ширине газохода приводит к увеличению кратности циркуляции с 1.1 до 2.2. Это означает, что увеличение ширины газохода может быть использовано как способ увеличения кратности циркуляции, однако оно ограничено тем, что число труб в ряду в остальных поверхностях нагрева будет также увеличиваться и скорость среды в них может оказаться слишком низкой.

Увеличение заходности змеевика испарителя и ширины газохода это единственные способы воздействия на конструкцию котла, которые не приводят к росту его «лишней» металлоемкости. Поэтому далее проводилось исследование их совместного влияния на кратность циркуляции.

На рисунке 3.11 приведена зависимость кратности циркуляции от площади проходного сечения испарителя. Результаты расчета приведены в таблице 3.6.



Рисунок 3.11 – Зависимость кратности циркуляции от площади проходного сечения испарителя

Таблица 3.6 – Результаты расчета циркуляции при изменении числа труб в змеевике и труб по ширине газохода

Наименование	Размерность	Площадь проходного сечения, м²			
		0.1129	0.1711	0.2309	0.2994
1	2	3	4	5	6
Число труб в змеевике	-	4	5	6	7
Число труб по ширине газохода	-	33	40	45	50
Число рядов труб по ходу газов	-	20	20	18	14
Ширина газохода	м	3.1	3.645	4.095	4.545
Глубина газохода	м	12	11	11	11
Расход среды в испарителе	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	23.38	45.04	72.89	96.98
Тепловосприятие испарителя	кВт	37939	37910	37762	37403
Массовая скорость в испарителе	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$	207.1	263.3	315.6	324.0
Скорость среды на входе в испаритель (скорость циркуляции)	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	0.25	0.32	0.39	0.4
Изменение давления в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6263	4619	3339	1978
Нивелирный напор в испарителе	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	218	530	596	569
Гидравлическое сопротивление испарителя	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	6045	4089	2743	1409

Продолжение таблицы 3.6

1	2	3	4	5	6
Паросодержание на выходе из испарителя	%	91.8	47.6	29.2	21.7
Средняя приведенная скорость пара в испарителе	$\frac{м}{с}$	5.7	3.7	2.8	2.1
Средняя скорость смеси в испарителе	$\frac{м}{с}$	5.8	4.0	3.1	2.5
Среднее объемное паросодержание в испарителе	%	97.6	93.8	89.3	85.5
Среднее напорное паросодержание в испарителе	%	92	72	65	60
Движущий напор в испарителе	$\frac{кгс}{м^2}$	1606	1257	1042	792
Полезный напор в испарителе	$\frac{кгс}{м^2}$	-4438	-2833	-1700	-618
Кратность циркуляции	-	1.089	2.098	3.408	4.576

Из результатов численного эксперимента видно, что взаимное увеличение заходности змеевика и ширины газохода позволяет получить результат практически эквивалентный сложению кратностей циркуляции при обособленном воздействии. Это означает, что их совместное применение можно рассматривать как основной способ обеспечения надежности работы испарительной поверхности теплообмена.

Кратность циркуляции при увеличении площади проходного сечения испарителя получается больше, чем при сохранении исходной конструкции испарителя и применении циркуляционного насоса, и больше рекомендуемого в [2] значения.

Увеличение заходности змеевика и ширины газохода привело к самому значительному снижению напорного паросодержания в испарителе с 92 до 60% и к снижению средней скорости пароводяной смеси в испарителе с 5.8 до 2.5 м/с несмотря на увеличение расхода среды в контуре с 23.38 до 96.98 кг/с. Гидравлическое сопротивление испарителя при этом снижается с 6045 до 1409 кгс/м².

3.5. Исследование влияния площади проходного сечения опускных и отводящих труб на циркуляцию

Опускные и отводящие трубы являются элементами контура циркуляции, их длина, форма, сортамент и количество оказывают влияние на надежность естественной циркуляции. Уменьшить гидравлическое сопротивление опускных и отводящих труб ($\Delta p_{\text{гидр.отв}}$ и $\Delta p_{\text{гидр.оп}}$) можно путем увеличения их площади проходного сечения. В КУ с многократной принудительной циркуляцией как правило 1 опускная и 2 отводящие трубы, при этом опускные имеют большую длину и сложную форму, т.к. циркуляционные насосы установлены на нулевой отметке. В соответствии с рекомендациями [2] в контуре естественной циркуляции площадь проходного сечения опускных труб должно определяться расчетом циркуляции. В зависимости от давления в контуре отношение сечения опускных труб в долях от сечения обогреваемых труб предварительно рекомендуется принимать в диапазоне от 0.2 до 0.3. Общее сечение отводящих труб предварительно принимается в пределах 0.3-0.6 от сечения обогреваемых труб. Данные рекомендации относятся к контуру естественной циркуляции с вертикальными трубами испарителя. Для контура циркуляции с горизонтальным испарителем таких рекомендаций нет, поэтому были проведены исследования влияния площади проходного сечения опускных и отводящих труб на параметры циркуляции.

Численные исследования проводились для варианта конструкции испарителя, полученного в итоге предыдущего исследования. Число труб в змеевике – 7, ширина газохода 4.545 м, сортамент опускных и отводящих труб 245x25 мм, число опускных труб изменялось с 1 до 7, число отводящих труб на 1 больше, чем опускных во всех вариантах. На рисунке 3.12 представлена зависимость кратности циркуляции от числа необогреваемых труб.

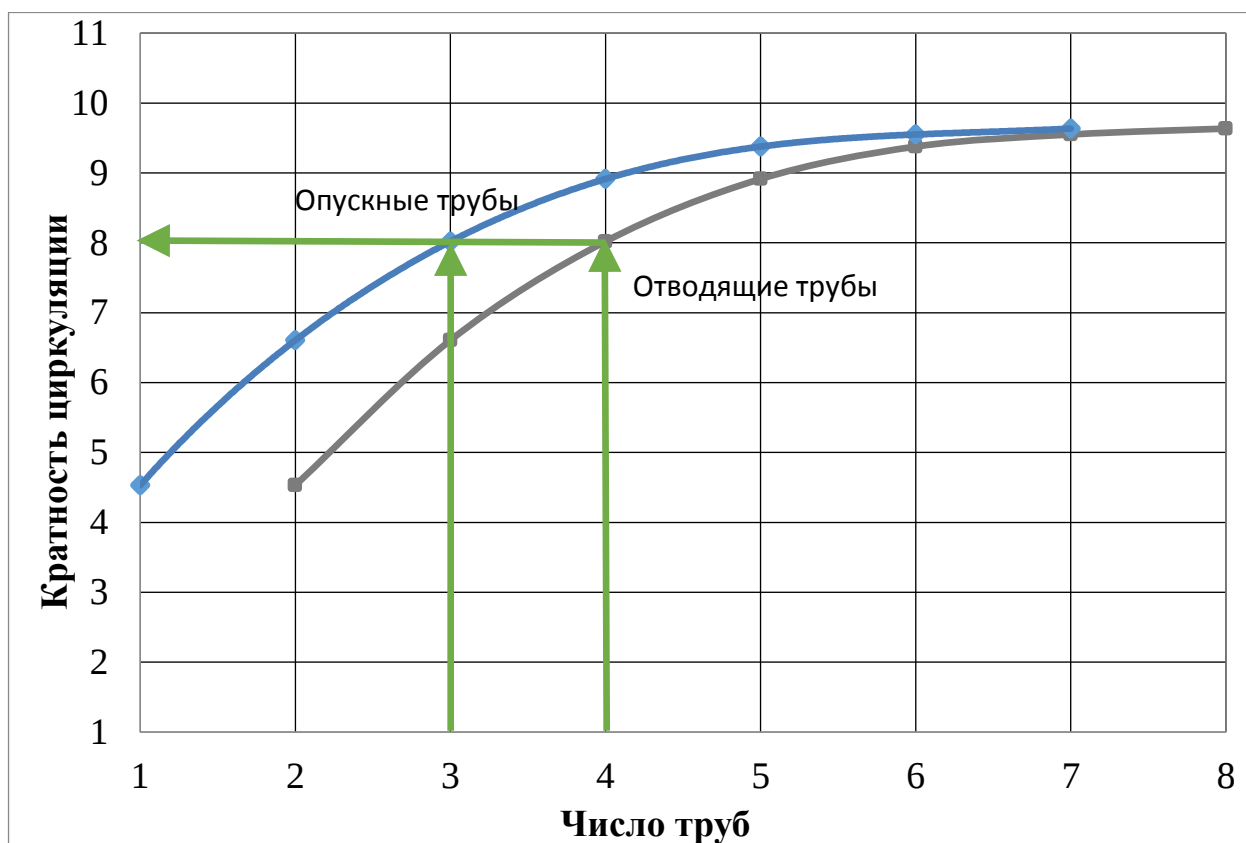


Рисунок 3.12 – Зависимость кратности циркуляции от числа опускных и отводящих труб

Из результатов численного эксперимента видно, что наиболее интенсивное увеличение расхода среды в контуре циркуляции (примерно в 2 раза) наблюдается при увеличении числа опускных труб с 1 до 4 (отводящих с 2 до 5). При дальнейшем увеличении числа опускных и отводящих труб рост расхода в контуре замедляется. Увеличение числа опускных труб с 4 до 10 приводит к увеличению расхода в 1.1 раза.

Количество опускных и отводящих труб влияет на капитальные затраты при изготовлении и монтаже котла-утилизатора, т.к. увеличивается толщина стенки барабана, усложняется трассировка трубопроводов, поэтому оптимальным значением числа опускных и отводящих труб для рассматриваемого контура циркуляции можно принять 4 опускных и 5 отводящих труб. При этом отношение сечения опускных труб от сечения обогреваемых труб составило 0.4, отводящих –

0.5. Площадь проходного сечения отводящих труб соответствует рекомендациям [2], сечение опускающих труб оказалось больше рекомендуемого значения 0.2-0.3.

3.6. Анализ различных способов обеспечения естественной циркуляции

Для сравнения эффективности изменения различных конструктивных характеристик был построен график изменения диаграммы циркуляции (рисунок 3.13). Как правило, увеличение расхода в контуре положительно влияет на надёжность циркуляции, т.к. при большем расходе через контур циркуляции меньше вероятность возникновения явлений застоя, опрокидывания циркуляции, свободного уровня или расслоения. На графике видно, что влияние угла наклона и высоты отводящей системы схожее – графики накладываются друг на друга. Также можно отметить, что увеличение площади проходного сечения оказывает большее влияние на расход в опускающем звене и надёжность циркуляции, чем увеличение высоты отводящей системы или угла наклона испарителя. Учитывая же и то, что оба эти способа неизменно приводят к увеличению высоты расположения барабана и, следовательно, металлоёмкости КУ, можно считать, что они не являются приемлемыми при выборе конструкции испарительного контура.

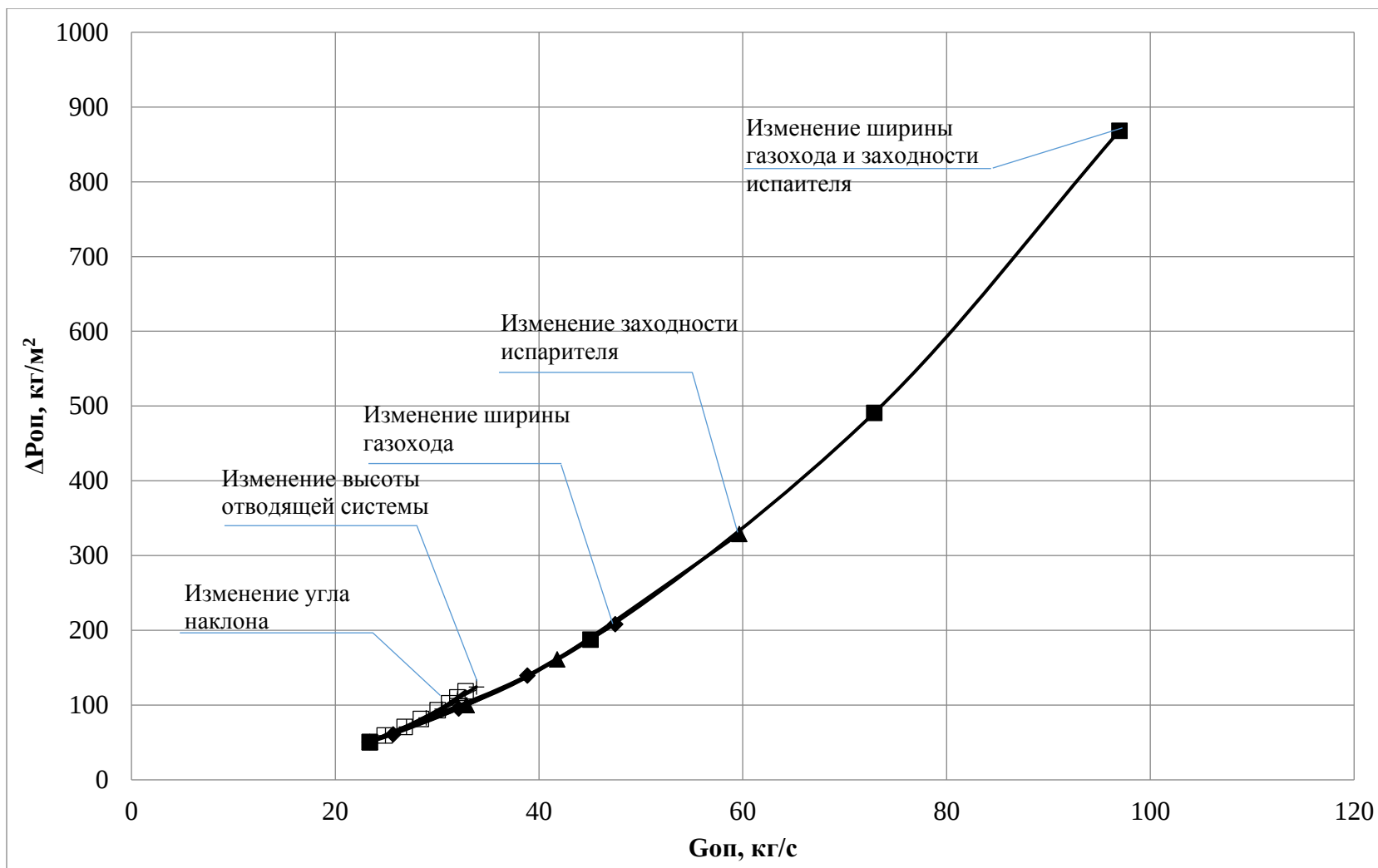


Рисунок 3.13 – Зависимость гидравлического сопротивления опускного звена контура циркуляции от расхода в опускных трубах

Заключение по главе 3

Доказана возможность организации естественной циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя. Применение однопетлевого испарителя позволяет обеспечить большую кратность циркуляции, чем при организации многократной принудительной циркуляции с использованием многопетлевого испарителя.

Возможности увеличения кратности циркуляции и повышения надежности циркуляции за счет увеличения сечения опускных и отводящих труб ограничены, т.к. при увеличении отношения сечения опускных труб от сечения обогреваемых более 0.4 и отводящих более 0.5 гидравлическое сопротивление испарителя становится лимитирующим фактором, который препятствует дальнейшему увеличению расхода среды в контуре. Это означает, что технология проектирования вертикальных котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией должна предусматривать совместный тепловой расчет и расчет циркуляции, конструкция испарителя должна обеспечивать не только выработку необходимого количества пара, но и надежную работу циркуляционного контура.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Надежность и эффективность работы паровых котлов и котлов-утилизаторов требует обеспечения достаточного охлаждения всех поверхностей теплообмена [2]. Непрерывное и достаточное охлаждение всех обогреваемых труб при однофазном потоке обеспечивается устойчивым движением среды с соответствующими скоростями. При двухфазном потоке охлаждение достигается непрерывным смачиванием водой всей внутренней поверхности обогреваемых труб. Надежность работы испарителей, работающих в режиме многократной принудительной циркуляции обеспечивается за счет отсутствия кризиса теплообмена и нарушений циркуляции.

Для подтверждения возможности создания вертикальных КУ с естественной циркуляцией в широком диапазоне давления среды и мощности необходимо решить следующие задачи:

- определение критериев надежности работы контура циркуляции с горизонтальным расположением труб испарителя;
- разработка рекомендаций к проектированию испарительного контура вертикального КУ с естественной циркуляцией;
- сравнение конструкций КУ, работающих с циркуляционным насосом и без него.

Данная глава посвящена решению данных задач.

4.1. Определение критериев надежности циркуляции

Критериями устойчивости естественной циркуляции в контуре с вертикальным расположением труб испарителя являются коэффициенты запаса по застою и опрокидыванию. Проведенные ранее исследования показали, что полезный напор испарителя с горизонтальными трубами отрицательный, поэтому данные критерии невозможно использовать при оценке надежности естественной циркуляции. Для горизонтального испарителя, были предложены следующие критерии надежности и эффективности работы:

1. обеспечение скоростей циркуляции, гарантирующих отсутствие расслоения пароводяной смеси в горизонтальной трубе [2, 71];
2. поддержание скорости циркуляции более 0.4 м/с для исключения возможности отложения шлама в горизонтальных и слабонаклонных трубах [2];
3. обеспечение скорости пароводяной смеси менее 10 м/с по условиям эрозионно-коррозионного износа труб в местах гибов [54, 72];
4. обеспечение массовой скорости более $300 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ для выноса отложений и газовых пузырей из горизонтальной трубы [2];
5. обеспечение паросодержания на выходе из испарителя менее 70% для предотвращения интенсивного отложения солей [2];
6. обеспечение нормального температурного режима работы обогреваемых труб (отсутствие кризиса теплообмена) [2].

Данные критерии были предложены на основании опыта эксплуатации и рекомендаций [2]. Они справедливы как для контура с естественной, так и для контура с многократной принудительной циркуляцией.

4.2. Основные положения расчета надежности циркуляции

Расчет циркуляции приводится на примере проверки надежности работы испарителя контура принудительной циркуляции вертикального КУ с использованием программы Boiler Designer.

В качестве исходных данных для расчета циркуляции используется схема КУ Пр-76-3.3-415 (ПК-79) в программе BD, теплогидравлический расчет, характеристика циркуляционного насоса (рисунок 2.2). Расчет проводился для гарантийного режима – $N_{ГТУ} = 100\%$ и температуре окружающей среды $t_{хв} = 2^{\circ}\text{C}$.

При моделировании испарительной поверхности одним элементом (рисунок 4.1) расчетная кратность циркуляции составила 2.69, однако полученных данных недостаточно для оценки надежности работы испарителя.

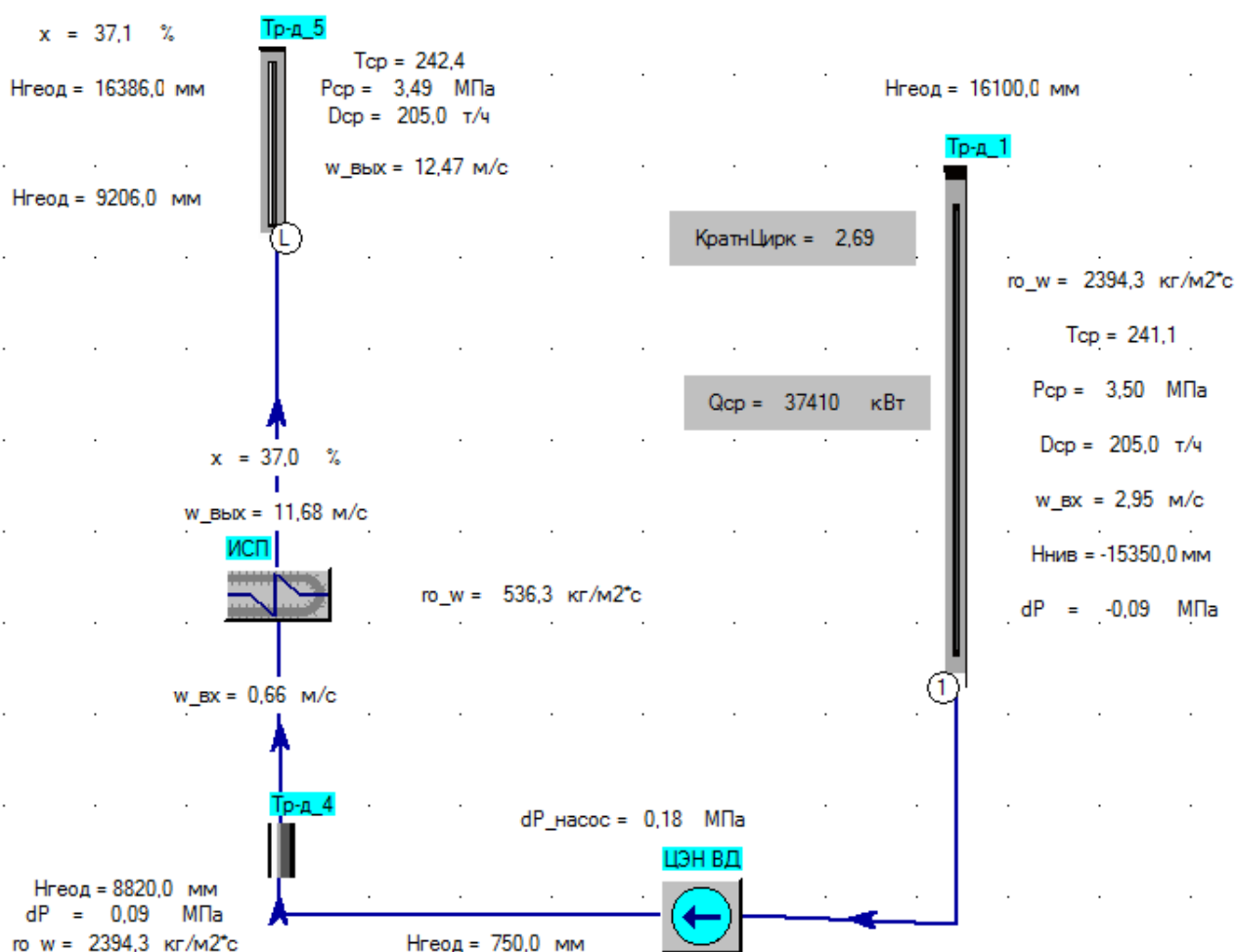


Рисунок 4.1. – Схема контура циркуляции в BD при моделировании испарителя одним элементом

Проверка указанных критериев возможна только при расчете характеристик работы каждого отдельного ряда труб по ходу газов. Очевидно, что температура газов в испарителе снижается при прохождении каждого последующего ряда труб, поэтому уменьшаются температурный напор и коэффициент теплоотдачи со стороны газов. Это приводит к снижению тепловосприятия каждого последующего ряда труб конвективного испарителя, поэтому паросодержание и расход среды в них отличаются. Проверка отсутствия кризиса теплообмена в ряду труб проводилась после разбиения испарителя по рядам (рисунок 4.2) и определения массового паросодержания x_i на выходе из поверхности теплообмена. Результаты расчета приведены в таблице 4.1.

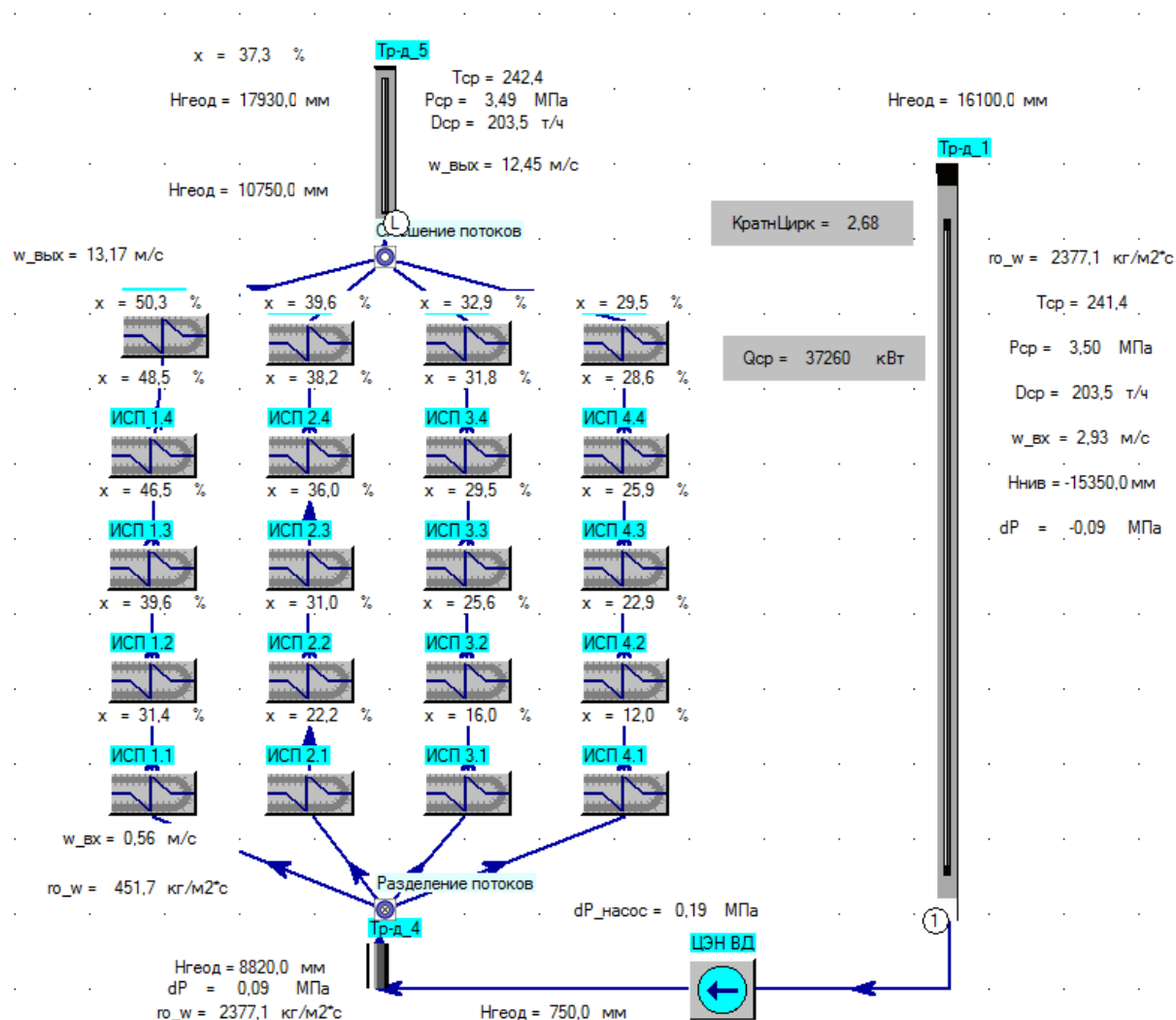


Рисунок 4.2 – Схема контура циркуляции в BD при разбиении испарителя на ряды

Таблица 4.1 – Результаты расчета циркуляции

Наименование	Размерность	Номер захода труб испарителя			
		1	2	3	4
Площадь поверхности испарителя	м^2	10087			
Расход среды в заходе испарителя	$\frac{\text{Т}}{\text{Ч}}$	43.2	48.8	53.9	57.6
Тепловосприятие захода испарителя	кВт	10649	9497	8738	8360
Массовая скорость в заходе испарителя	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$	451.7	511.1	564.1	602.8
Скорость среды на входе в заход испарителя	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	0.56	0.63	0.70	0.74
Паросодержание на выходе из захода испарителя	%	50.3	39.6	32.9	29.5
Скорость среды на выходе из захода испарителя	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	13.2	11.9	11.0	10.6
Скорость среды в отводящих трубах	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	12.5			
Кратность циркуляции	-	2.68			

При разбиении испарителя по рядам в схеме ВД кратность циркуляции равна 2.68, что практически не отличается от кратности циркуляции, рассчитанной при моделировании испарителя одним элементом.

Массовое паросодержание на выходе из первого витка труб составляет 50.3%, что меньше 70% по условиям отсутствия возможности интенсивного отложения солей, но превышает рекомендуемое [2] значение, равное 30%. Рекомендации [2] по ограничению паросодержания в горизонтальных парообразующих трубах ниже 30% для давлений 10-50 кгс/см² даны для традиционных паровых котлов со значительно большими величинами тепловых потоков по сравнению с котлами-утилизаторами. Граничное паросодержание при кризисе теплообмена в горизонтальных трубах будет ниже, чем в вертикальных, что вызвано асимметрией потока пароводяной смеси и, соответственно, худшим теплообменом в верхней части трубы по сравнению с нижней. Однако отсутствие прямой зависимости между граничным паросодержанием, рекомендуемым в [2] для горизонтальных труб, и удельным тепловым потоком не позволяет оценить эффективность работы испарительной поверхности теплообмена в вертикальных КУ. Для того, чтобы получить примерную оценку возможности возникновения кризиса теплообмена,

был проведен расчет границы ухудшенного теплообмена в соответствии с рекомендациями [2] для вертикальных парообразующих труб.

Граничное массовое паросодержание, при котором возникает кризис теплообмена второго рода, составляет $x_{кр} = 67.5 \%$ [2], что значительно больше паросодержания на выходе из самого теплонапряженного ряда труб (первый по ходу газов) $x_{расч} = 31.4 \%$.

Расчеты показали, что в первом ряду труб по ходу газов массовая скорость минимальна и составляет $\rho\omega_{расч} = 451.7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, что больше граничной массовой скорости $\rho\omega_{гр} = 430 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, выше которой не будет наблюдаться расслоения среды [2]. Линейная скорость среды на входе в первый ход испарителя $\omega_0 = 0.56 \text{ м}/\text{с}$ превышает $\omega_{гр} = 0.4 \text{ м}/\text{с}$, следовательно отложения шлама в горизонтальных трубах испарителя не будет.

Скорость пароводяной смеси на выходе из всех змеевиков и в отводящих трубах превышает $10 \text{ м}/\text{с}$, что создает предпосылки для возникновения эрозионно-коррозионного износа в местах гибов испарительной поверхности теплообмена и отводящих труб.

4.3. Разработка испарительного контура для ряда вертикальных КУ различной мощности и параметров пара с ЕЦ

Приведенные выше исследования показали, что применение однопетлевого испарителя позволяет обеспечить в контуре с ЕЦ большую кратность циркуляции, чем при применении многопетлевого испарителя и циркуляционного насоса. Конструкцию однопетлевого испарителя с числом труб 7-8 необходимо рассматривать как основную при проектировании циркуляционного контура вертикального КУ с ЕЦ. Изменение ширины газохода, шага оребрения, высоты ребра, поперечного шага S_1 испарителя являются одними из основных способов обеспечения надежности работы циркуляционного контура. Итоговая конструкция испарителя должна обеспечивать требуемую паропроизводительность и надежную

работу циркуляционного контура. Конструкция опускных и отводящих труб определяется в соответствии с рекомендациями для котельных агрегатов с естественной циркуляцией [2].

В работе рассматривался ряд вертикальных КУ, прототипами для которых являлись КУ с многократной принудительной циркуляцией производства АО «ЗиО»:

- Пр-230/55-8.38/0.66-505/207 (ПК-74) для ТЭЦ-12 Мосэнерго.
- Пр-100/14.8-9.3/0.75-535/245 (ПК-55) ПГУ-300 для Юго-Западной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург);
- Пр-41.5/7.8-5.41/0.61-493/213 (ПК-58) для дубль-блока №3 Сочинской ТЭС;
- Пр-75-4.0-440 Д (ПК-95) для Воронежской ТЭЦ-1;
- Пр-76-3.3-415 (ПК-79) для Челябинской ТЭЦ-1.
- Пр-41.4-1.7-300 (ПК-98, ПК-99) для электростанции собственных нужд ООО «ЛУКОЙЛ-Пермнефтеоргсинтез»;
- Пр-44-2.6-227 (ПК-110) для ГТУ-ТЭЦ энергоцентра «Ярега»;
- Пр-17.8-1.4-230 (П-117) для ГТУ-ТЭЦ г. Соликамск.

Перечисленные КУ имеют полный набор рабочих чертежей и конструкторской документации, которые можно использовать для вновь проектируемых вертикальных КУ с естественной циркуляцией. Они охватывают диапазон давлений от 0.61 до 9.3 МПа и тепловой мощности КУ от 12.3 до 241 МВт. Для каждого из котлов предложен вариант изменения конструкции (таблица 4.2), обеспечивающий надежную и эффективную работу испарительного контура в режиме естественной циркуляции. При этом расход и параметры вырабатываемого пара для всех КУ оставались неизменными.

Анализ изменений в конструкции котлов-утилизаторов (таблица 4.2), проведенных с целью применения естественной циркуляции в испарительном контуре, показал, что использование однопетлевого испарителя с числом труб в

змеевике 7-8 позволяет обеспечить требуемую паропроизводительность и надежную работу всех рассмотренных котлов-утилизаторов.

Для обеспечения надежности в КУ, прототипом для которых являлись ПК-55, ПК-74, ПК-79, ПК-98 и ПК-110, тепловосприятие самых теплонапряженных рядов труб испарителя было уменьшено за счет увеличения шага оребрения.

Основные отличия в конструкции циркуляционных контуров для котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией по сравнению прототипами заключаются в:

- применении однопетлевого испарителя с числом труб в змеевике 7-8;
- увеличении числа опускных и отводящих труб;
- изменении параметров оребрения (подобраны таким образом, чтобы обеспечить требуемую паропроизводительность и надежность работы);
- изменении размеров газохода (модификации ПК-74, ПК-79);
- изменении поперечного шага труб испарителя (модификация ПК-74).

Таблица 4.2 – Конструктивные характеристики КУ

Название	Тип КУ	ПК-74		ПК-55		ПК-58	
		ВД	НД	ВД	НД	ВД	НД
Число труб в змеевике испарителя	Пр	4	4	4	2	2	2
	Е	8	7	8	7	8	7
Шаг оребрения испарителя	Пр	3.33 мм	3.33 мм	4.3 мм	3.9 мм	5 мм	4.5 мм
	Е	6 мм	1-4 ряды – 25 мм 5-7 ряды – 30 мм 8-14 ряды – 3.3 мм	4.3 мм	3.9 мм (1 ряд труб – 5.5 мм)	3.5 мм	4.5 мм
Ширина газохода, глубина газохода	Пр	18.4x7.3 м		13.892x4.4 м		8.528x3.0 м	
	Е	18.0x8.2 м		13.892x4.4 м		8.528x3.0 м	
Число труб испарителя по ширине газохода	Пр	78	78	48	48	33	33
	Е	102	102	48	48	33	33
Число опускающих труб	Пр	1	1	1	1	1	1
	Е	6	6	4	4	3	5
Число отводящих труб	Пр	2	2	2	2	2	2
	Е	7	7	5	5	4	6

Продолжение таблицы 4.2

Название	Тип КУ	ПК-95	ПК-79	ПК-98	ПК-110	П-117
Число труб в змеевике испарителя	Пр	4	4	4	4	4
	Е	8	7	8	8	8
Шаг оребрения испарителя	Пр	4.5 мм	3.8	3.85 мм	4.2 мм	5 мм
	Е	1-й ряд – 6 мм 2-й ряд – 4.5 мм 3-16 ряды – 3.5 мм	3.64 мм (1 ряд труб – 4.7 мм)	1, 2 ряды – 5.5 мм 3-16 ряды – 3.3 мм	1,2 ряды – 4.2 мм 3-16 ряды – 3.33 мм	3.3 мм
Ширина газохода, глубина газохода	Пр	10.528x3.047 м	12.0x3.1 м	6.0x2.835 м	8.0x2.315 м	4.6x1.74 м
	Е	10.528x3.047 м	11x4.545 м	6.0x2.835 м	8.0x2.315 м	4.6x1.74 м
Число труб испарителя по ширине газохода	Пр	33	33	31	25	20
	Е	33	50	31	25	20
Число опускающих труб	Пр	1	1	1	1	1
	Е	3	4	3	4	4
Число отводящих труб	Пр	2	2	2	2	2
	Е	4	5	4	5	4

Переход к естественной циркуляции в большинстве случаев привел к увеличению металлоемкости и затрат на металл циркуляционного контура (таблица 4.3). В модификациях ПК-98 и ПК-110 удалось добиться снижения металлоемкости за счет применения более плотного оребрения труб испарителя и уменьшения числа рядов труб по ходу газов.

Применение естественной циркуляции в испарительном контуре позволило снизить суммарные затраты на металл и циркуляционные насосы (по 2 на каждый контур в КУ типа Пр) на 16-50% в зависимости от тепловой мощности КУ.

Таблица 4.3 – Сравнение технико-экономических показателей

	Тип КУ	Масса труб контура, кг	Затраты на металл, руб	Стоимость насоса, руб	Суммарные затраты, руб	Разница затрат, руб
ПК-74	Пр	260 982	49 695 420	5 850 000 ЦЭН ВД	65 295 420	+10 278 280
				1 950 000 ЦЭН НД		
	Е	279 505	55 017 140	-	55 017 140	
				-		
ПК-55	Пр	124 678	24 487 300	5 850 000 ЦЭН ВД	40 087 300	+11 971 100
				1 950 000 ЦЭН НД		
	Е	135 912	28 116 200	-	28 116 200	
				-		
ПК-58	Пр	65 024	13 018 220	4 810 000 ЦЭН ВД	26 538 220	+9 462 320
				1 950 000 ЦЭН НД		
	Е	76 530	17 075 900	-	17 075 900	
				-		
ПК-95	Пр	46 345	9 159 700	4 810 000	18 779 700	+9 086 120
	Е	46 413	9 693 580	-	9 693 580	
ПК-79	Пр	52 462	9 917 620	4 810 000	19 537 620	+7 305 580
	Е	59 989	12 232 040	-	12 232 040	
ПК-98	Пр	38 918	8 654 860	1 950 000	12 554 860	+5 537 140
	Ец	32 055	7 017 720	-	7 017 720	
ПК-110	Пр	30 621	5 852 260	1 950 000	9 752 260	+4 988 240
	Е	24 198	4 764 020	-	4 764 020	
П-117	Пр	16 573	3 405 100	1 950 000	7 305 100	+3 680 440
	Е	18 163	3 624 660	-	3 624 660	

Дополнительная экономия средств будет осуществляться за счет снижения затрат электроэнергии на работу циркуляционного электронасоса, его ремонт и обслуживание.

Из результатов расчетных исследований (рисунок 4.4) видно, что во всех случаях при переходе от режима многократной принудительной циркуляции к режиму естественной циркуляции значительно возрастает кратность циркуляции и, соответственно, расход среды в испарительном контуре, что является результатом увеличения площади проходного сечения контура и уменьшения его гидравлического сопротивления. Организация естественной циркуляции в вертикальном КУ привела к росту кратности циркуляции с 2-4, характерной величины для многократной принудительной циркуляции, до 7-15 при давлении среды 5-10 МПа, 8-30 при давлении 1-5 МПа.

Как видно из результатов расчета (рисунок 4.5) массовое паросодержание на выходе из самых обогреваемых труб испарителей составляет менее 70% по условиям интенсивного отложения солей. При этом в контуре высокого давления модификации ПК-74 и ПК-55 паросодержание на выходе из ряда труб с максимальным тепловосприятием превышает рекомендуемое [2].

Во всех случаях скорость циркуляции (рисунок 4.6) и массовая скорость среды (рисунок 4.7) в самых теплонапряженных рядах труб по ходу газов оказалась выше граничной скорости по условиям расслоения среды в горизонтальной трубе. При этом, если массовые скорости во всех случаях оказались выше $300 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ по условиям выноса отложений и газовых пузырей из горизонтальных труб, то скорость циркуляции в испарителе низкого давления модификации КУ ПК-74 оказалась ниже граничной скорости 0.4 м/с по условиям возможности отложения шлама, что накладывает дополнительные требования к качеству котловой воды тракта низкого давления. Это показывает, что ограничение по условиям интенсивного отложения шлама в горизонтальных трубах приоритетнее ограничения по условиям выноса отложений и газовых пузырей и необходимо проводить проверку именно по этому критерию.

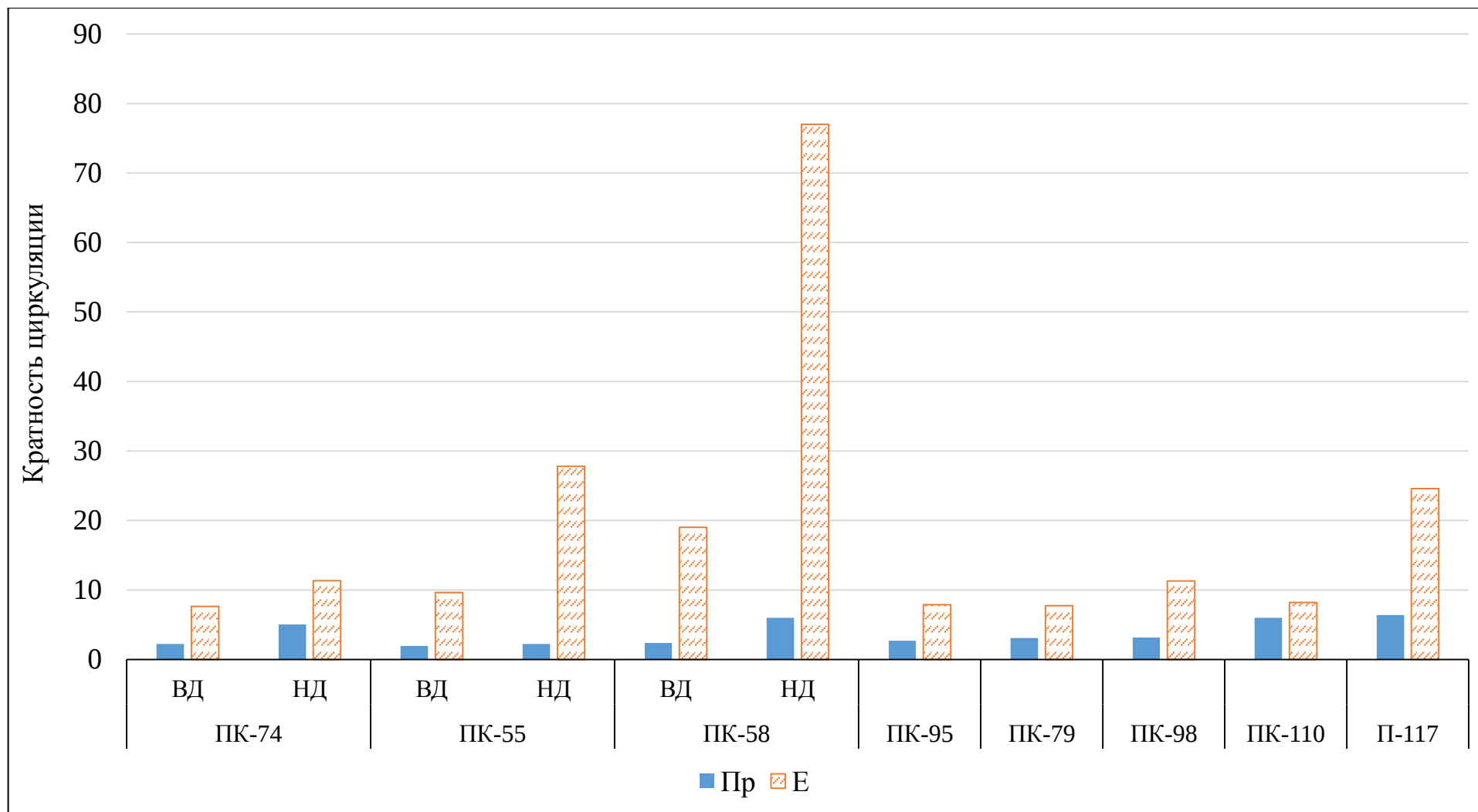


Рисунок 4.4 – Кратность циркуляции

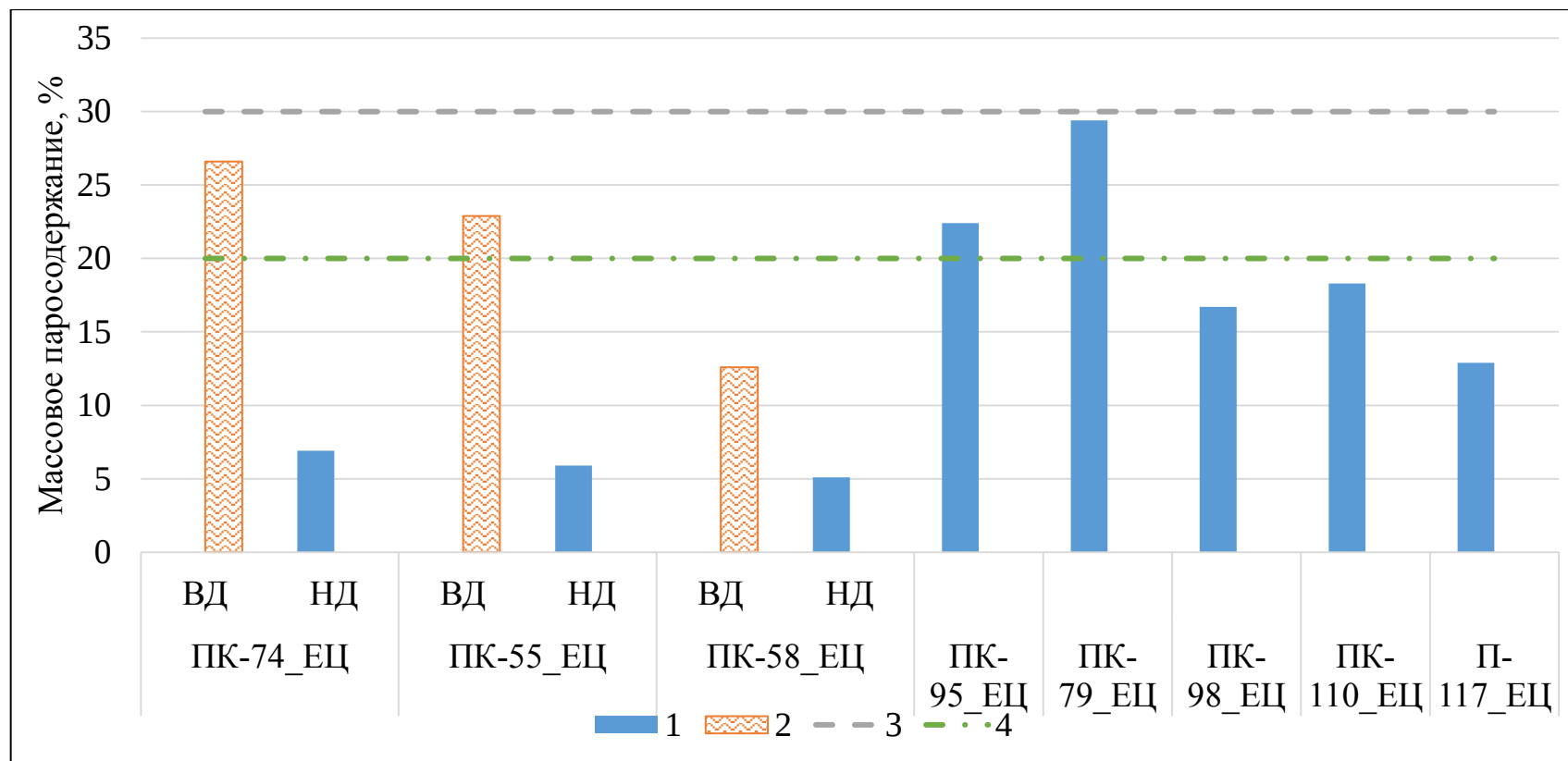


Рисунок 4.5 – Массовое паросодержание

1 – максимальное массовое паросодержание на выходе из ряда труб испарителя (давление менее 50 кгс/см²),

2 – максимальное массовое паросодержание на выходе из рядов труб испарителя (давление более 50 кгс/см²),

3 – граничное массовое паросодержание для давлений от 10 до 50 кгс/см², 4 - граничное массовое паросодержание для давлений от 50 до 100 кгс/см²

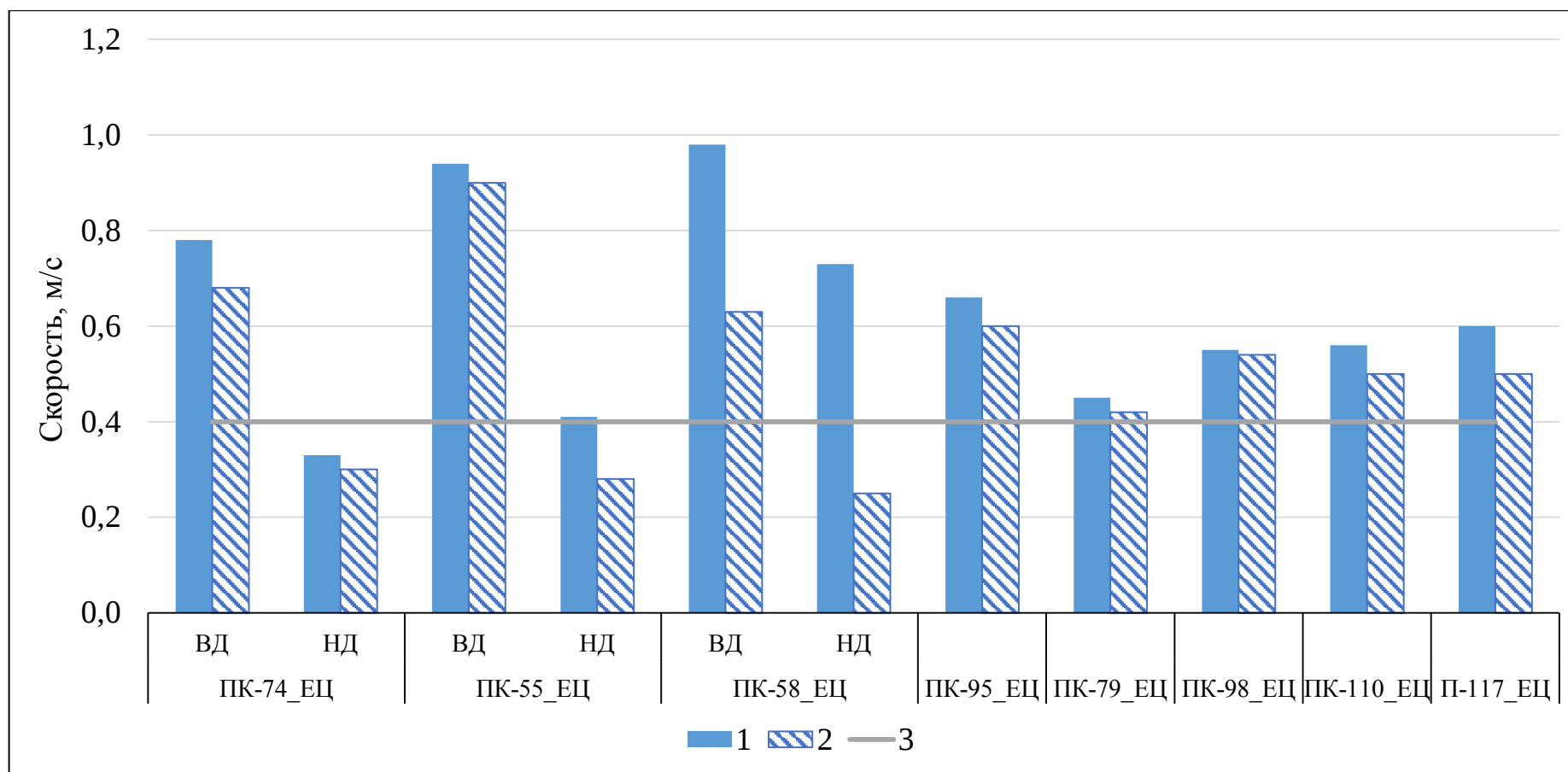


Рисунок 4.6 – Скорость циркуляции

1 – скорость среды на входе в ряд труб испарителя с максимальным тепловосприятием,
 2 – граничная скорость циркуляции по условиям расслоения среды в горизонтальных трубах, 3 – граничная скорость циркуляции по условиям интенсивного отложения шлама в горизонтальных трубах

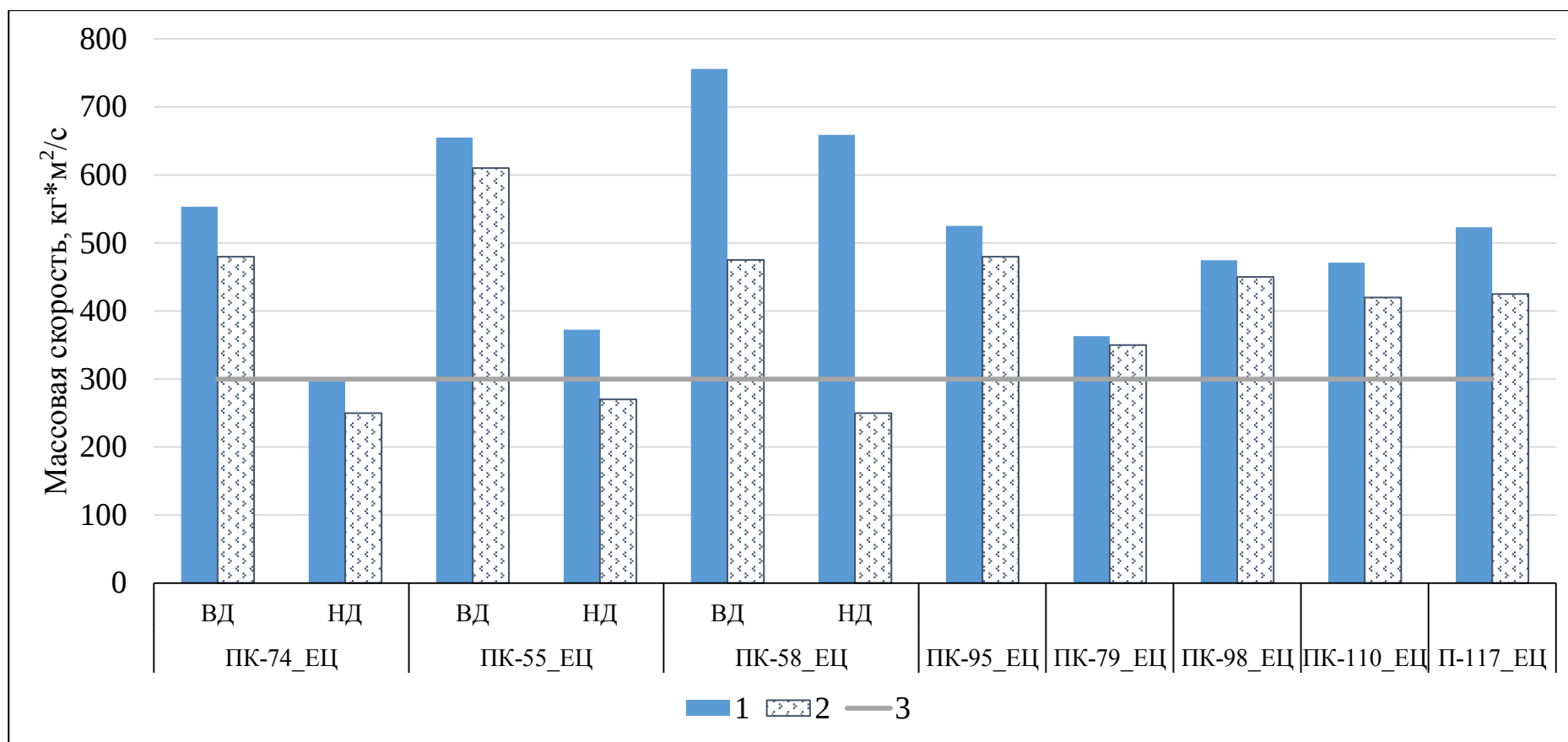


Рисунок 4.7 – Массовая скорость

1 – массовая скорость среды в самом обогреваемом ряду труб испарителя, 2 – граничная массовая скорость по условию расслоения среды в горизонтальных трубах, 3 – граничная массовая скорость по условию выноса отложений и газовых пузырей

Скорость среды на выходе из всех рядов труб испарителя меньше 10 м/с (рисунок 4.8), что соответствует критериям по условиям эрозионно-коррозионного износа в местах гибов труб. Это обеспечит долговечность работы испарителя. Скорость пароводяной смеси на выходе из отводящих труб больше граничного значения 10 м/с только в контуре низкого давления модификации ПК-74, где скорость составила 13.7 м/с. Однако полученная скорость значительно меньше, чем в отводящих трубах испарительного контура низкого давления прототипа ПК-74, где она составляет 23 м/с.

В соответствии с [2] проверку на кризис теплообмена следует проводить в случаях, когда давление среды в испарителе больше 110 кгс/см^2 или местные тепловосприятия более $400 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, или для меньших давлений и тепловосприятий при кратности циркуляции менее 4. Максимальный тепловой поток среди всех рассмотренных испарителей составляет $197 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, что значительно меньше $400 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, максимальное давление в испарителе среди всех рассмотренных КУ с ЕЦ 86 кгс/см^2 , кратность циркуляции во всех случаях больше 4 (рисунок 4.4), поэтому можно сделать вывод о том, что во всех рассматриваемых случаях обеспечивается нормальный температурный режим работы труб.

Из результатов расчетов видно, что добиться устойчивой циркуляции и лучшего охлаждения испарительной поверхности теплообмена в режиме ЕЦ можно без изменения компоновки испарителя [70] (расположения труб испарителя вдоль меньшей стороны газохода). Это позволяет оставить конструкцию теплых ящиков без существенных изменений, тем самым упростив монтаж КУ и уменьшив размеры газовых шунтов.

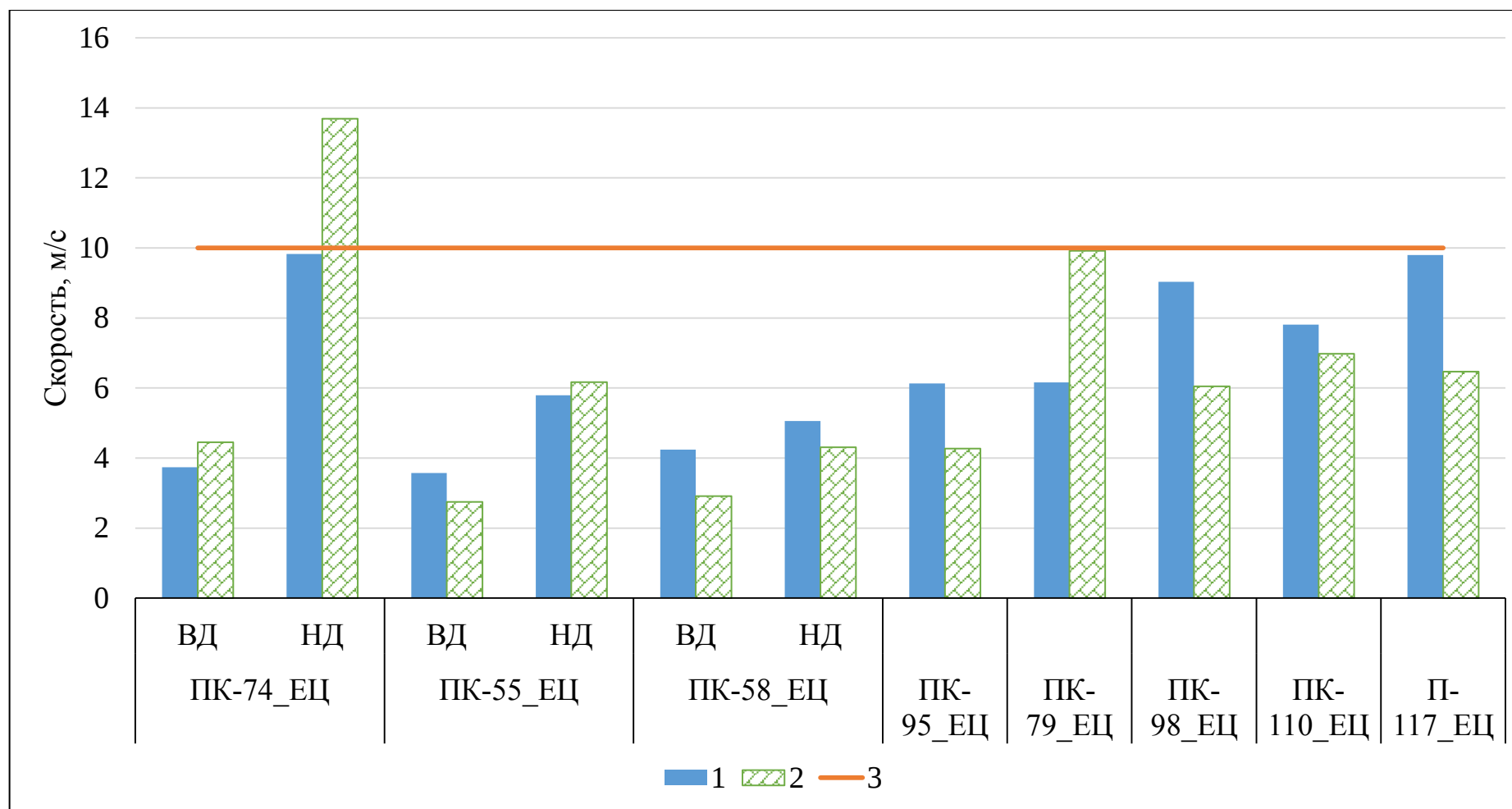


Рисунок 4.8 – Скорость пароводяной смеси

1 – скорость пароводяной смеси на выходе из самого обогреваемого ряда труб испарителя, 2 – скорость пароводяной смеси в отводящих трубах; 3 – граничная скорость пароводяной смеси по условиям эрозионно-коррозионного износа

В соответствии с [2] расчет ЕЦ как правило проводится для номинального режима работы. Это подтверждается расчетными исследованиями (рисунок 4.9), которые показали, что в модификации ПК-79 со снижением нагрузки ГТУ в диапазоне 50-100% от номинальной массовая скорость среды в первом по ходу газов ряду труб испарителя изменяется в пределах 4.5%, кратность циркуляции увеличивается, что говорит об увеличении надежности циркуляции.

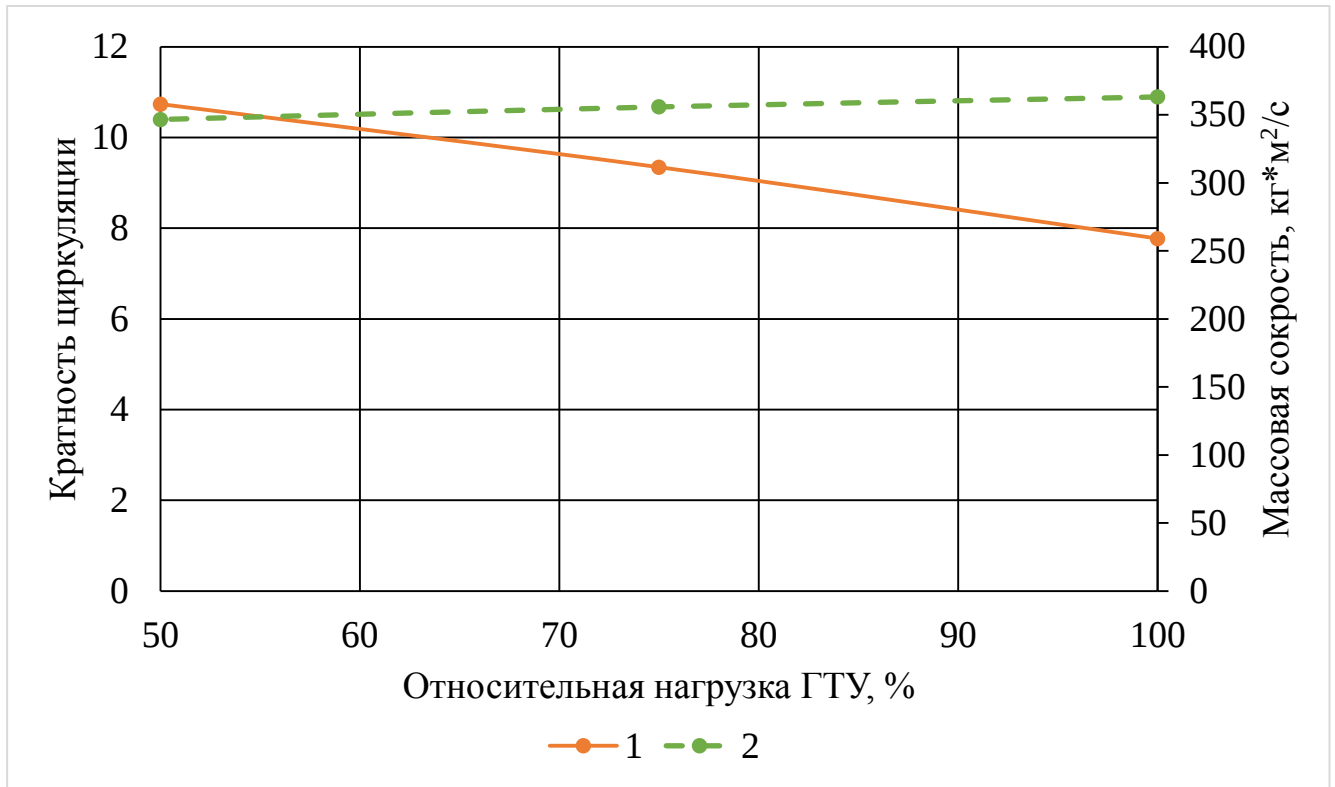


Рисунок 4.9 – Параметры циркуляции ПК-79_ЕЦ от нагрузки ГТУ

1 – кратность циркуляции, 2 – массовая скорость в первом по ходу газов ряду испарителя

Температура и расход продуктов сгорания за ГТУ зависят от температуры наружного воздуха ($t_{н.в.}$). В диапазоне $t_{н.в.}$ от -48 до $+40^{\circ}\text{C}$ (рабочий диапазон ГТУ PG6581B для Челябинской ТЭЦ-1) массовая скорость изменяется в пределах 4%. (рисунок 4.10) Кратность циркуляции в гарантийном режиме ($t_{н.в.} = +2^{\circ}\text{C}$, $N_{ГТУ}=100\%$) отличается на 3% от режима с минимальной температурой наружного воздуха. Это означает, что, как правило, проверки надежности работы циркуляционного контура в гарантийном режиме достаточно при проектировании

вертикального КУ с естественной циркуляцией, однако в каждом конкретном случае необходимо принимать решение о расчете циркуляции на частичных нагрузках в зависимости от особенностей работы газотурбинной установки, котла-утилизатора или паровой турбины.

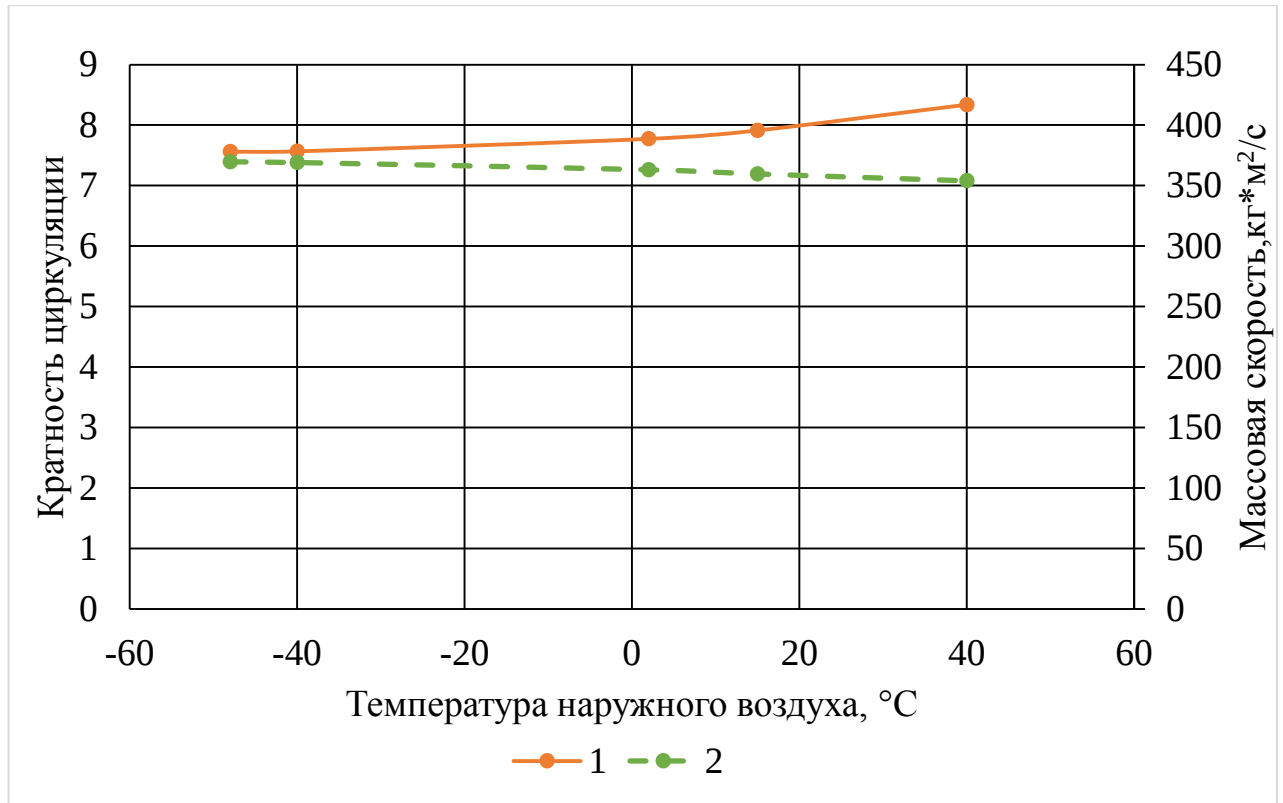


Рисунок 4.10 – Параметры циркуляции ПК-79_ЕЦ от температуры наружного воздуха

1 – кратность циркуляции, 2 – массовая скорость в первом по ходу газов ряду испарителя

Заключение по главе 4

Основные положения расчета надежности циркуляции в контуре с горизонтальным расположением труб испарителя применимы как для контура с многократной принудительной, так и с естественной циркуляцией. Расчет циркуляции подразумевает моделирование каждого ряда труб испарителя по ходу газов отдельным элементом. Оценка надежности и эффективности работы

испарителя при этом оценивается в соответствии с предложенными критериями для ряда труб испарителя с максимальным тепловосприятием.

Анализ различных вариантов конструкции испарительного контура для вертикальных котлов-утилизаторов показал, что следующие основные технические решения позволяют обеспечить устойчивую естественную циркуляцию в котлах-утилизаторах во всем диапазоне имеющихся мощностей и давлений:

- увеличение числа труб в змеевике и использование однопетлевой поверхности нагрева испарителя;
- увеличение числа опускных и отводящих труб;
- увеличение шага оребрения первых по ходу газов труб испарителя;
- увеличение ширины газохода;
- применение более плотного пучка труб испарителя.

Использование естественной циркуляции позволяет повысить кратность циркуляции с 2-4 при многократной принудительной циркуляции до 7-15 для давления среды 5-10 МПа, 8-30 для давления 1-5 МПа.

По сравнению с КУ типа Пр металлоемкость вертикального КУ типа Е как правило выше за счет большего количества опускных и отводящих труб, однако при этом отпадает необходимость использования циркуляционного насоса и фильтров, сокращаются капитальные затраты на их покупку и обслуживание, уменьшаются затраты на собственные нужды станции, увеличивается надежность работы за счет роста кратности циркуляции в испарительном контуре и отсутствия дополнительного технически сложного устройства.

ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В ИСПАРИТЕЛЬНОМ КОНТУРЕ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРИ ПУСКЕ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Многократная принудительная циркуляция в горизонтальных поверхностях нагрева используется для устойчивого движения среды и надежного охлаждения испарителя во всем диапазоне нагрузок котла. Циркуляционный насос работает с первого момента пуска, чем обеспечивает устойчивое движение среды в испарителе еще до начала парообразования. Для обеспечения надежной работы испарителя с горизонтальными трубами в режиме ЕЦ необходимо убедиться в возникновении направленного движения среды на этапе пуска при начале парообразования. Дополнительно необходимо получить экспериментальное подтверждение устойчивого движения среды в испарителе с отрицательным полезным напором в режиме ЕЦ, т.к. используя критерии [2] это сделать невозможно. Решению данных задач посвящена настоящая глава.

5.1. Исходные данные

Исследование процесса начала парообразования, возникновения естественной циркуляции и устойчивого движения среды в испарителе с горизонтальным расположением труб являлось основной задачей проводимых натурных испытаний.

В ходе исследования рассматривались вопросы:

- надёжности ЕЦ в КУ с многократной принудительной циркуляцией при отключении циркуляционного насоса на номинальной и частичной нагрузке ГТ;
- возникновения ЕЦ в период начала парообразования;

- изменения ЕЦ от начала парообразования до стационарного режима работы КУ.

В испарителе с вертикальными трубами, широко применяющимися в паровых котлах и котлах-утилизаторах с ЕЦ, после момента начала парообразования отвод пара обеспечивается за счет разности плотностей пара и воды и возможности его свободного вертикального скольжения. Образующийся пар отводится в барабан, начинается его замещение водой и образуется устойчивая циркуляция, обеспечивающая надежное охлаждение труб испарителя. Вытеснение образовавшегося пара в горизонтальном испарителе может быть затруднено, т.к. пар не может отводиться за счет скольжения фаз вверх. Этому препятствует наличие верхней стенки в горизонтальной трубе. В данном случае возможны 2 варианта движения пара:

- пар будет вытеснен набегающим потоком воды далее по испарителю к его выходу;
- образующийся пар будет двигаться в обе стороны ко входу и выходу испарителя, как при возникновении межвитковых пульсаций в прямоточном испарителе [74].

Натурные исследования проводилось на вертикальном котле-утилизаторе производства ОАО «ЗиО» Пр-100/14.8-9.3/0.75-535/245 (ПК-55), работающем в составе ПГУ с газовой турбиной V64.3A Ansaldo Energia мощностью 66 МВт на Юго-Западной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург). Эскиз ПК-55 представлен на рисунке 5.1. Котел-утилизатор двух давлений (9.3 МПа и 0.75 МПа), вертикального профиля с принудительной циркуляцией в испарительных контурах. Общая мощность ПГУ (2 ГТУ + 2 КУ + 1 ПТ) составляет 200 МВт.

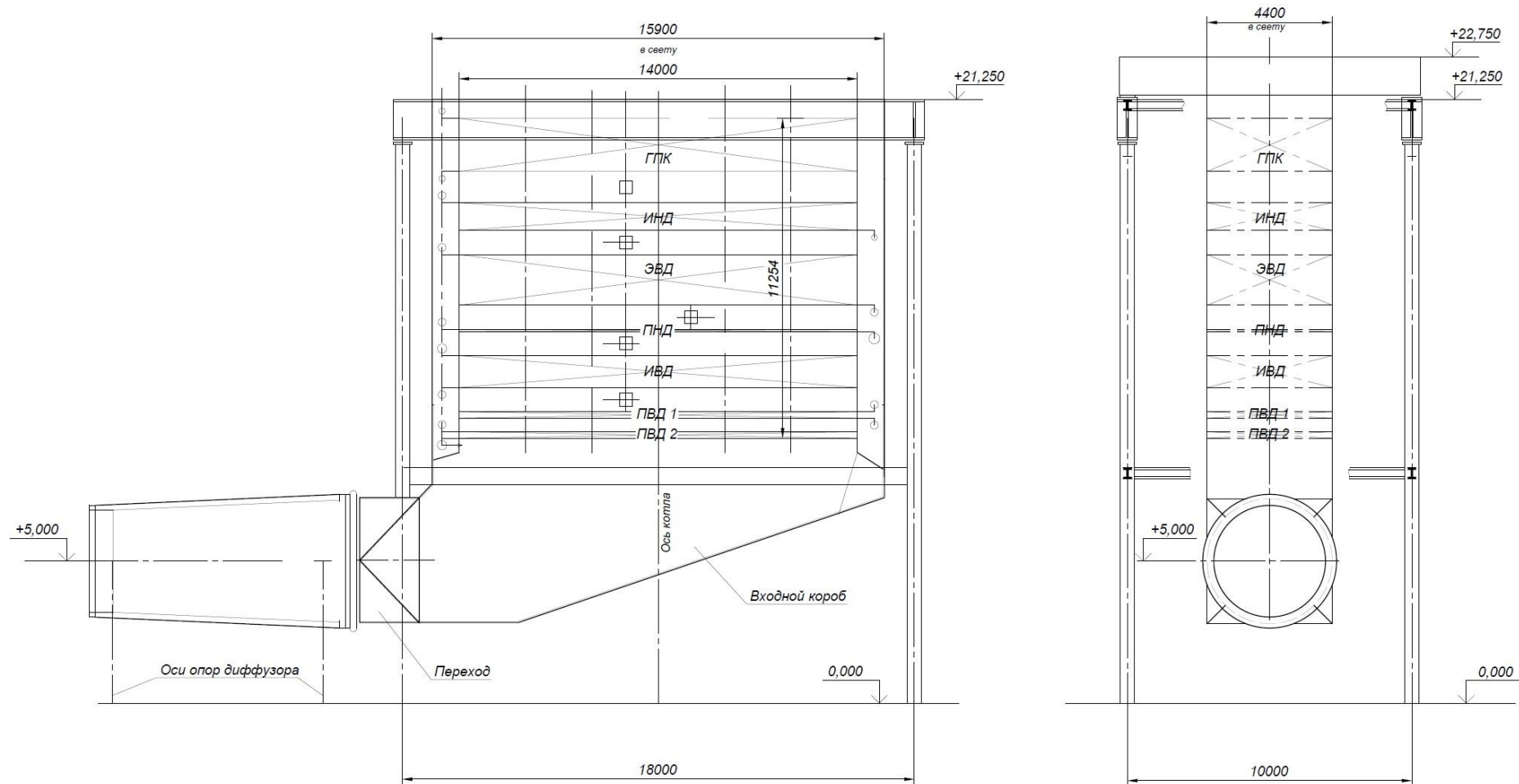


Рисунок 5.1 – Эскиз ПК-55

Численные исследования работы контура циркуляции низкого давления котла-утилизатора ПК-55 (рисунок 5.2) проводилось на его компьютерной модели на базе программы Boiler Designer. Компьютерная модель КУ была разработана на базе модели, использованной при проектировании КУ ПК-55 специалистами ОАО «ЗиО». Отличия разработанной модели от исходной заключались в разбиении испарителя низкого давления (ИНД) на отдельные ряды труб по ходу газов для определения надежности работы каждого отдельного витка труб (рисунок 5.3) [75, 76]. Также было учтено гидравлическое сопротивление и изменение нивелирных высот всех элементов контура циркуляции низкого давления.

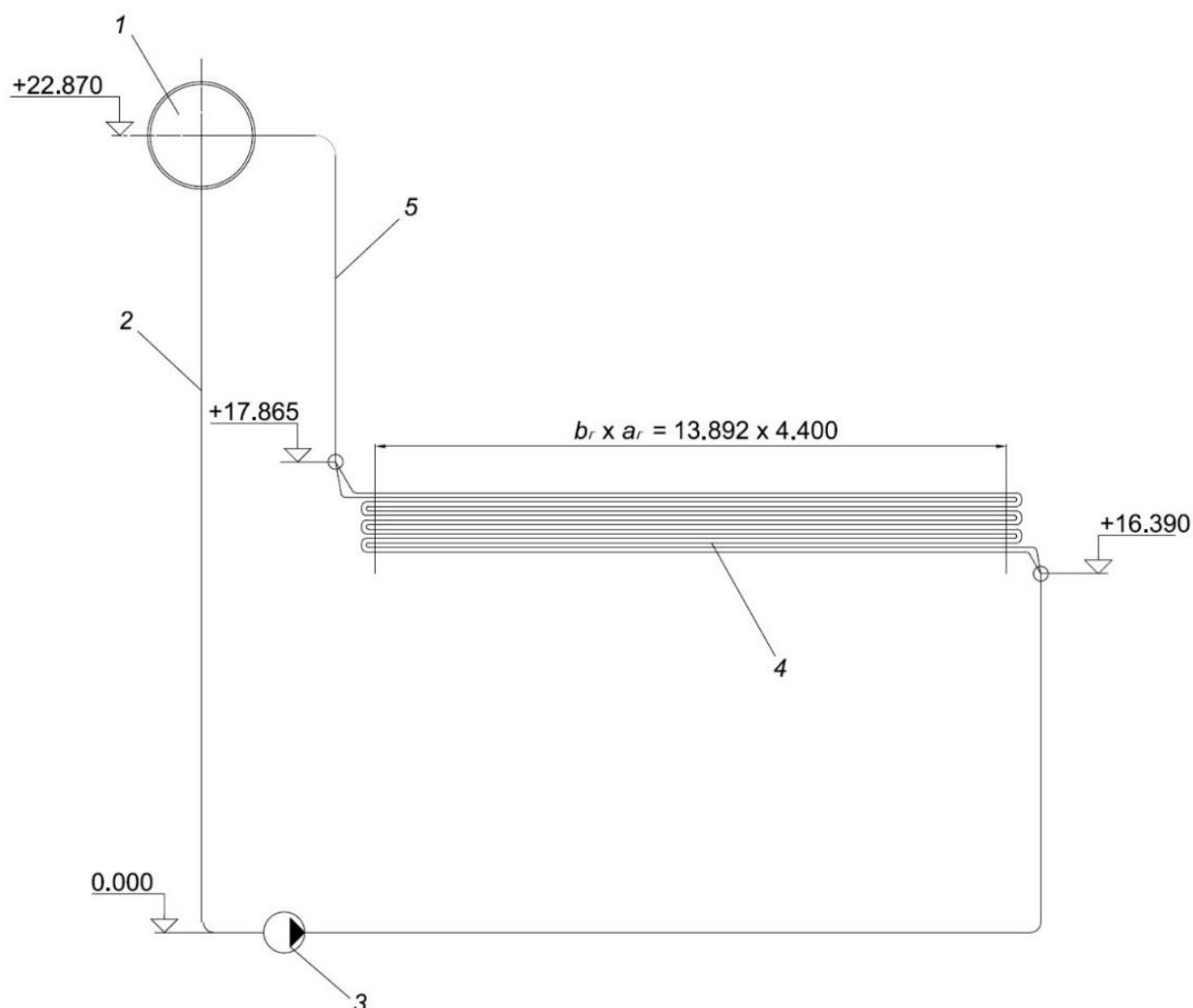


Рисунок 5.2 – Схема контура циркуляции низкого давления КУ ПК-55

1 – барабан, 2 – опускные трубы, 3 – циркуляционный электронасос, 4 – испаритель, 5 – отводящие трубы, $b_r \times a_r$ – размеры газохода

Результаты расчетов циркуляции в стационарных режимах приведены в таблице 5.1. Из неё видно, что при отключении циркуляционного насоса в испарительном контуре низкого давления кратность циркуляции становится близкой к 1 как при номинальной нагрузке ГТУ (66 МВт), так и при нагрузке ГТУ 5 МВт. Это означает, что режим работы испарителя приближается к прямоточному и в КУ, спроектированном для работы с многократной принудительной циркуляцией, в стационарном режиме надёжное охлаждение труб испарителя при помощи ЕЦ без работы ЦЭН невозможно.

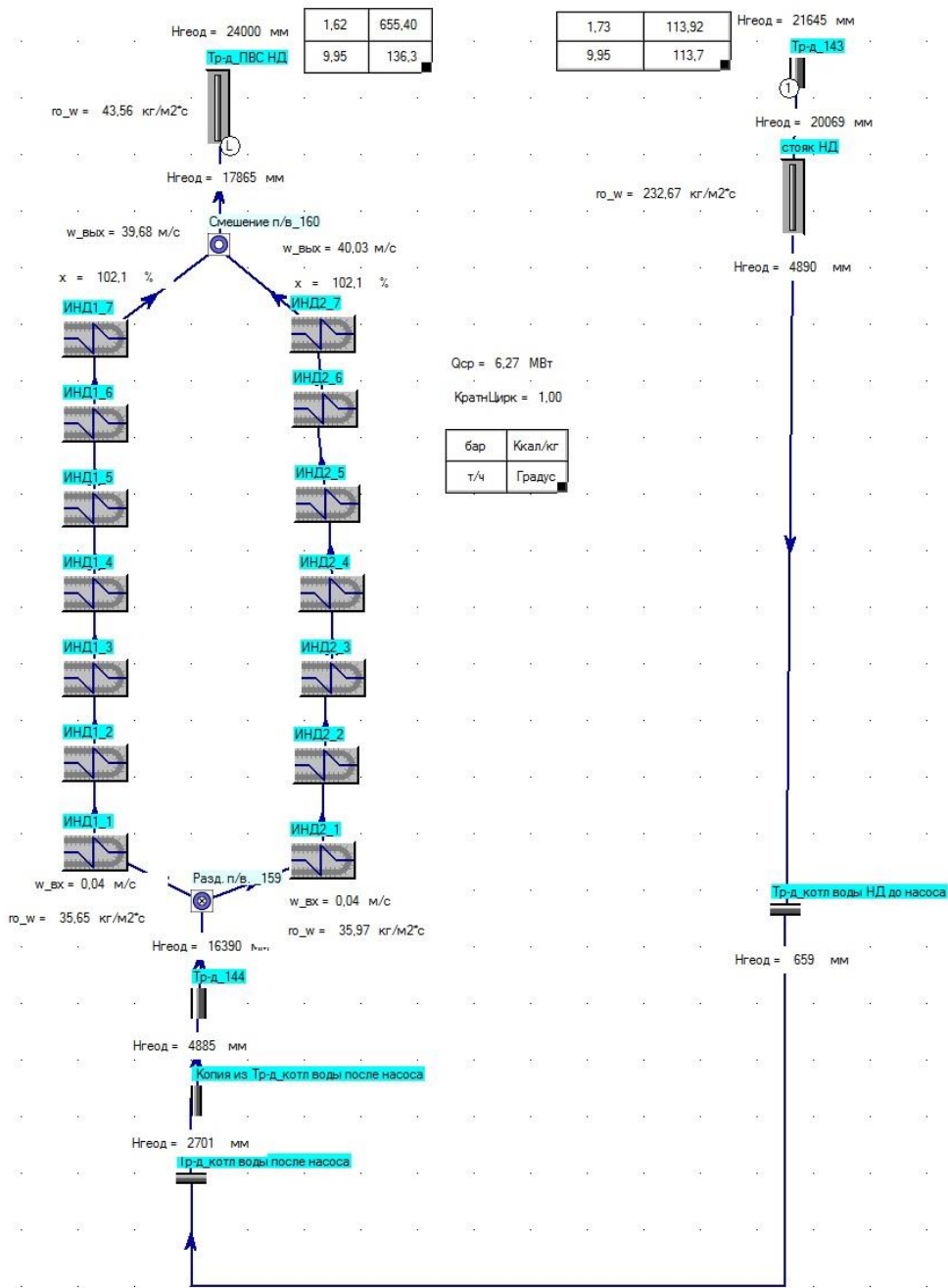


Рисунок 5.3 – Расчетная схема контура циркуляции в программе Boiler Designer

Таблица 5.1 – Результаты расчетов циркуляции контура низкого давления котла ПК-55

Нагрузка ГТУ, МВт	Расход в опускной системе, т/ч	Доля от расхода в опускной системе при номинальной нагрузке, %	Кратность циркуляции	Напор насоса, бар
66	41	100	2.27	0.76
66	19.3	47	1.07	0
5	25.4	62	2.06	0.97
5	10	24	1	0

5.2. Численные исследования возникновения естественной циркуляции

Для исследования момента начала парообразования и возможности возникновения естественной циркуляции производились расчеты режима работы котла во время пуска из холодного состояния [77, 78]. Они отличаются от стационарных наличием тепловой инерции металла труб в котле. При этом теплота, воспринятая поверхностью теплообмена от горячих газов, не в полной мере передается рабочему телу [79-87]. Изменение давления среды в контуре циркуляции также будет влиять на характеристики рабочего тела, а значит, на работу как котла, так и циркуляционного контура [88, 89].

Для исследования работы испарительного контура низкого давления была разработана динамическая модель КУ, которая соответствует конструкции действующего КУ ПК-55 и расчетной модели, использовавшейся при проведении теплогидравлических расчетов и расчета циркуляции, результаты которого представлены в таблице 5.1. Возмущающим воздействием для динамической модели котла является расход и температура продуктов сгорания за ГТУ. Зависимости этих величин от времени, используемые в модели (рисунок 5.4, кривые а, б), получены на основании графика пуска и нагружения ГТУ V64.3A.

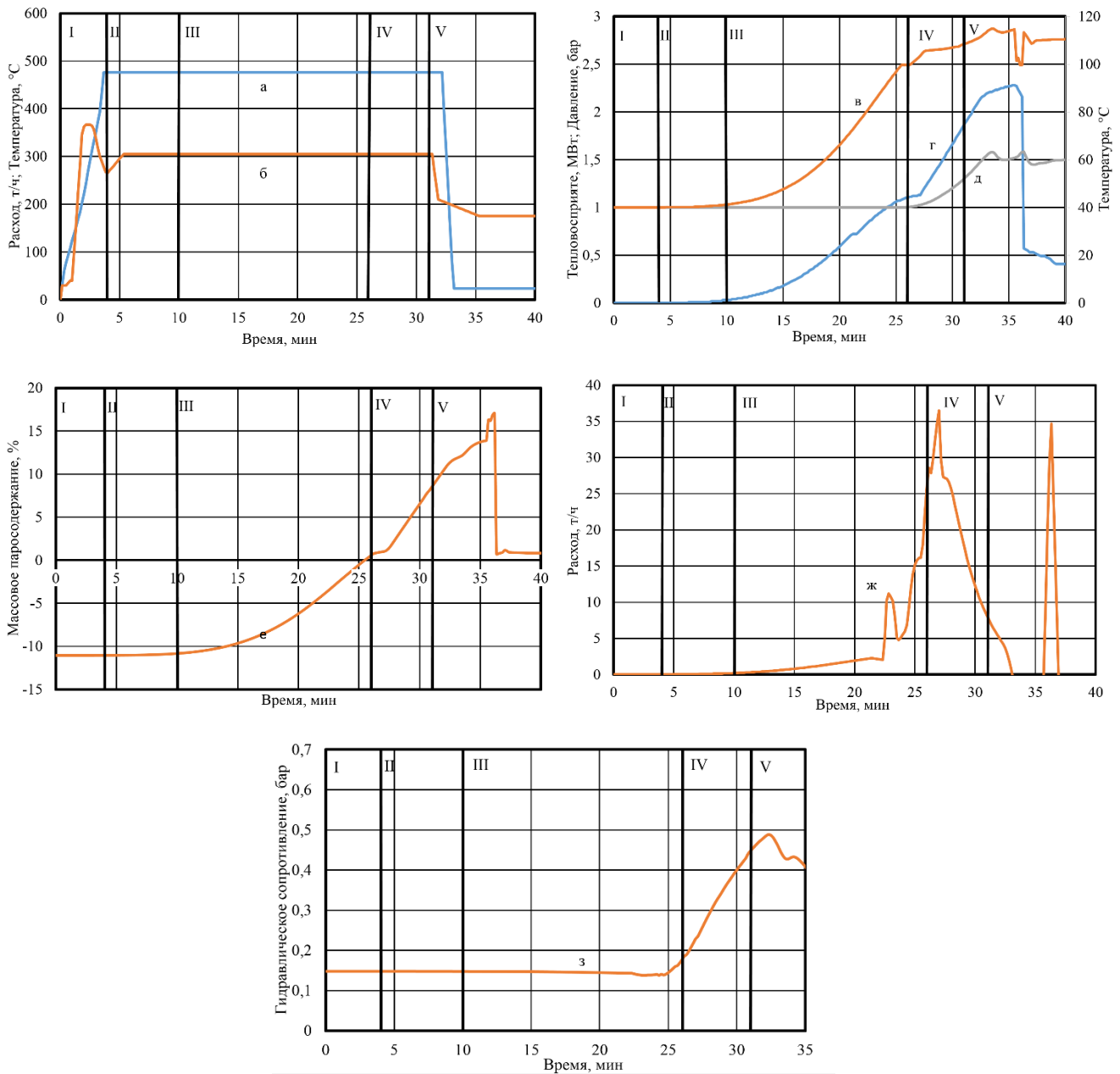


Рисунок 5.4 – Изменение характеристик ПГУ с КУ

I – розжиг топлива, II – выход ГТУ на нагрузку 5 МВт, III – возникновение направленного движения среды в испарительном контуре, IV – начало интенсивного парообразования, V – останов ГТУ, а – расход газов за ГТУ, б – температура газов за ГТУ, в – температура среды на выходе из отводящих труб, г – тепловосприятие испарителя НД, д – давление среды в барабане НД, е – массовое паросодержание на выходе из отводящих труб, ж – расход воды в отводящих трубах, з – гидравлическое сопротивление испарителя.

Вторичными возмущающими воздействиями для КУ является степень открытия регулирующих клапанов. В ходе моделирования особое внимание было уделено параметрам работы испарительного контура низкого давления с отключенным циркуляционным насосом при пуске ГТУ, её работе на нагрузке 5 МВт и последующем останове.

Расчет пуска КУ выполнялся с соблюдением всех необходимых требований по обеспечению надежности элементов котла в переходных процессах [90, 91]. Математические исследования ЕЦ в КУ показали, что *необходимым условием* для возникновения направленного движения среды в испарительном контуре, возникающего после 10 минуты (момент III), является разность нивелирных напоров в опускном и подъемных звеньях контура. Она начинает наблюдаться после 10 минуты работы ГТУ (начало восприятия средой тепла – рисунок 5.4, кривая г) и формирует первичный расход среды в контуре, который не превышает 2.5 т/ч (рисунок 5.4, кривая ж). При этом испаритель работает в режиме экономайзера, что видно из отрицательной величины весового паросодержания на выходе из испарителя (рисунок 5.4, кривая е).

Первичный рост тепловосприятия ИНД влечёт за собой постепенное увеличение расхода рабочего тела в контуре до 25 минуты. На 25 минуте (момент IV рисунок 5.4, кривая г) происходит значительный рост тепловосприятия испарителя низкого давления (более 1 МВт): среда в контуре вскипает (25-27 минуты на рисунок 5.4, кривая в: температура среды равняется 100 °С, - температуре насыщения при атмосферном давлении), массовое паросодержание становится больше 0 (рисунок 5.4, кривая е), абсолютное давление среды в БНД становится выше 1 бар.

После 25 минуты от начала запуска ГТУ начинается интенсивное увеличение расхода в контуре (рисунок 5.4, кривая ж) до 36.7 т/ч, что составляет 90% от номинального расхода среды в опускной системе при включенном циркуляционном насосе на 100% нагрузке ГТУ (41 т/ч) и более чем в 1.4 раза больше, чем при включенном насосе при стационарной нагрузке газотурбинной установки в 5 МВт (25.4 т/ч). Следовательно, *достаточным условием* для

естественной циркуляции, обеспечивающей надёжное и эффективное охлаждение труб испарителя, является наличие пара в требуемом количестве.

Дальнейшая выдержка ГТУ на нагрузке 5 МВт приводит к прогреву труб испарительного контура и барабана, увеличению паросодержания в испарительных и отводящих трубах до 15% (рисунок 5.4, кривая е). Соответствующее увеличение удельного объема пароводяной смеси приводит к увеличению скорости среды в трубах и, как следствие, росту гидравлического сопротивления (рисунок 5.4, кривая з). В результате расход воды в опускной системе уменьшается (рисунок 5.4, кривая ж, с 27 по 31 мин.).

Как показали расчеты, при отключении ГТУ на 31 минуте с момента её запуска тепловосприятие ИНД резко падает и к 36 минуте давление уменьшается до атмосферного, среда в контуре вскипает, пар удаляется из барабана низкого давления (БНД), начинаются колебания расхода в контуре циркуляции.

5.3. Экспериментальные исследования возникновения естественной циркуляции

Проверка результатов, полученных в ходе численного эксперимента, проводилась в условиях натурного эксперимента на действующем котле-утилизаторе ПК-55 Юго-Западной ТЭЦ. В ходе натурных испытаний с измерительных приборов снимались данные по расходу природного газа в камеру сгорания ГТУ, температура продуктов сгорания за ГТУ, расход воды на входе в циркуляционный насос испарительного контура низкого давления, температура среды на выходе из ИНД, температура среды на входе в ЦЭН НД. В период с 16:07 до 16:40 11 сентября 2015 г. производился пуск блока с выходом ГТ на мощность примерно 5 МВт (рисунок 5.5), при этом на протяжении всего времени циркуляционный насос в испарительном контуре низкого давления был отключен. Расчет естественной циркуляции (рисунок 5.3) показал, что при нагрузке ГТУ 5 МВт в стационарном режиме скорость воды на входе в испарительные трубы

$w_0 = 0.04$ м/с, что ниже величины граничной скорости $w_{гр} = 0.4$ м/с, определяемой по условиям расслоения среды и отложения шлама в горизонтальных трубах [2]. По этой причине время работы ГТУ на нагрузке 5 МВт было ограничено до 25-28 минут.

Анализ данных натурного эксперимента (рисунок 5.6) показал, что при пуске ГТУ в испарительном контуре низкого давления появляется расход среды, который в течение 1 минуты нагрева среды в испарителе с 40 °С до 100 °С увеличивается с 0 до 20 т/ч (с 16:33 до 16:34), после чего за 3 минуты парообразования в ИНД с 16:34 до 16:37 увеличивается от 20 до 35 т/ч (86 % от номинального расхода среды в опускной системе при включенном циркуляционном насосе и нагрузке ГТУ 100%). Это подтверждает возникновение естественной циркуляции, определённое расчётным путём. Разница между экспериментальным и расчетным расходами в опускной системе составляет 10%. Пик расхода в опускной системе наблюдается на 3-й минуте после начала интенсивного парообразования, как и в расчетных исследованиях.

Отключение ГТУ в 16:39 сопровождалось затухающими колебаниями расхода среды в испарительном контуре (рисунок 5.6). Аналогичные колебания расхода возникали и при моделировании останова ГТУ (рисунок 5.4, кривая ж) [92, 93]. Указанные пульсации среды происходят в результате протекания разнонаправленных процессов снижения парообразования из-за уменьшения тепловосприятости испарителя и возникновения кавитации среды за счет снижения давления в контуре [94].

Анализ данных измерительных приборов во время пуска ПК-55 и результаты численного эксперимента показали, что в испарителе с горизонтальными трубами вертикального КУ возникает естественная циркуляция при пуске ПГУ и работе котла в переходных режимах. Подвод тепла к ИНД приводит к появлению разности нивелирных напоров в опускном и подъемном звеньях контура и возникновению естественной циркуляции еще до начала парообразования. Это подтверждает полученное расчетным способом *необходимое условие* возникновения

естественной циркуляции. Максимум расхода среды в контуре наблюдается при наличии пара в подъемном звене, что является *достаточным условием* для организации естественной циркуляции.

Конструкция испарительного контура низкого давления ПК-55 включает в себя трубопровод от барабана низкого давления к циркуляционному электронасосу и далее от ЦЭН к ИНД, что исключает возможность вытеснения нагревающейся воды и образующегося пара в опускные трубы. При проектировании вертикальных КУ с естественной циркуляцией также необходимо обеспечить конструкцию опускных труб, которая бы предусматривала гидрозатвор для исключения возможности попадания в них пароводяной смеси при пуске КУ (например, U-образный гиб в нижней части опускных труб).

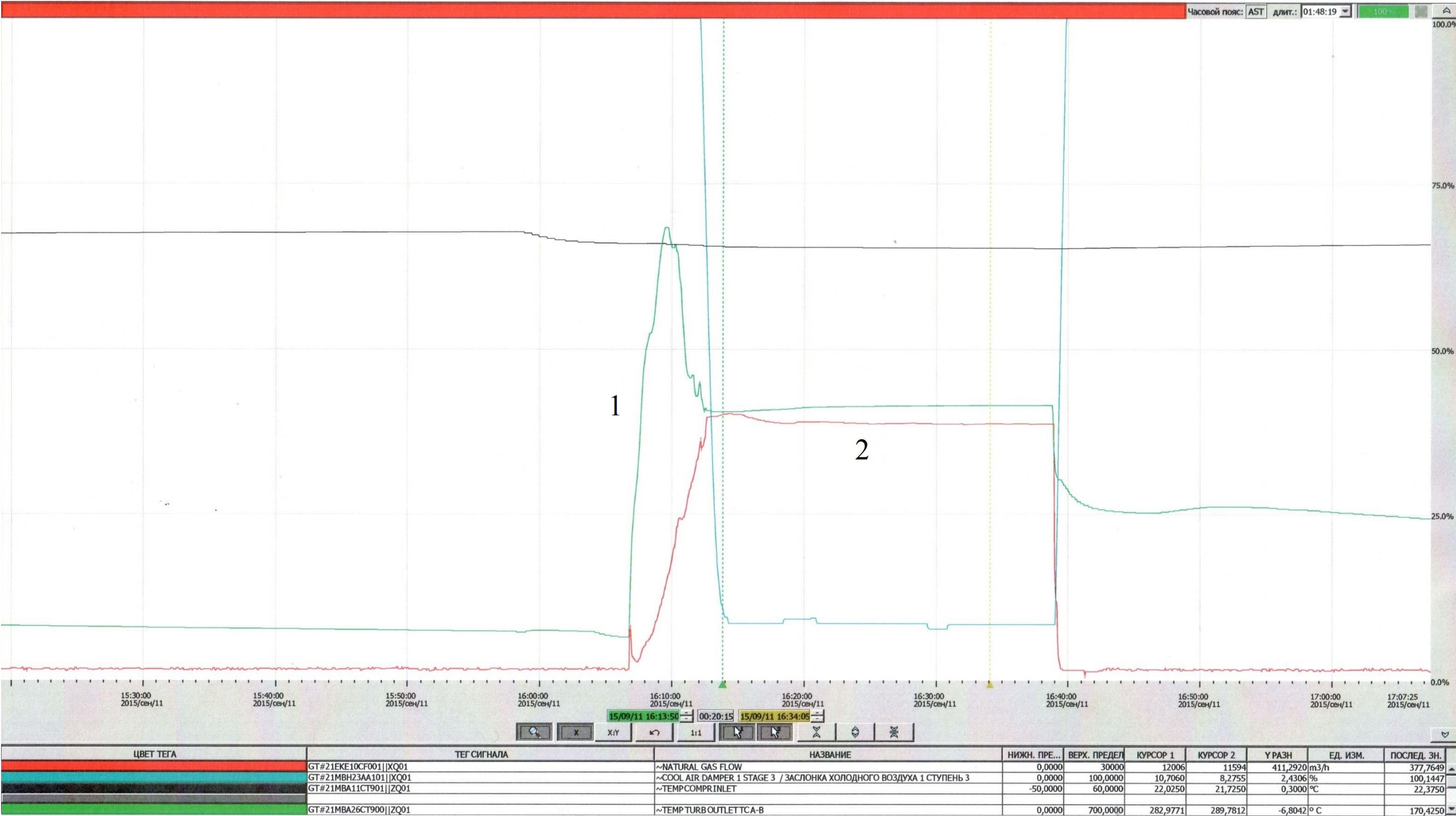


Рисунок 5.5 – Данные с измерительных приборов
1 – температура продуктов сгорания на выходе из ГТУ, 2 – расход природного газа

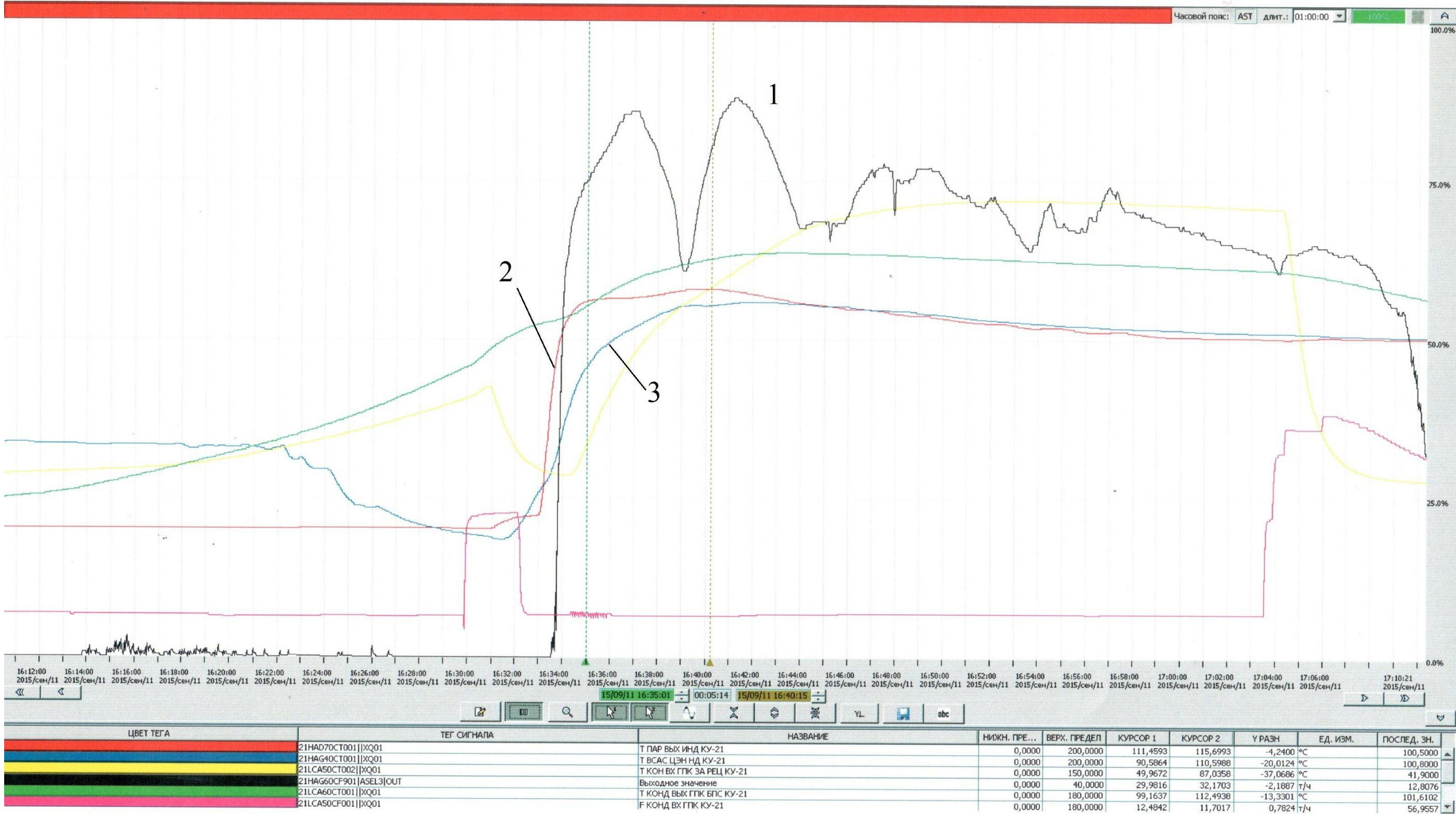


Рисунок 5.6 – Данные с измерительных приборов

1 – расход воды на выходе из ЦЭН НД, 2 – температура пара на выходе из ИНД, 3 – температура воды на входе в ЦЭН НД

Заключение по главе 5

В ходе исследования получено экспериментальное подтверждение возникновения естественной циркуляции и устойчивого движения среды в испарителе с горизонтальным расположением труб и отрицательным полезным напором на натурном оборудовании: КУ для ПГУ мощностью 200 МВт на Юго-Западной ТЭЦ (г. Санкт-Петербург).

Проведенные исследования показали, что длительная работа испарительного контура в стационарном режиме, сконструированного для работы с многократной принудительной циркуляцией, невозможна в режиме естественной циркуляции без изменения конструкции. В первоначальный момент времени при начале парообразования происходит вытеснение среды из испарителя и подъемных труб нагреваемой водой и образующимся паром. При этом расход среды в контуре увеличивается, достигая определенного максимума. В процессе увеличения тепловосприятости и прогрева контура циркуляции и барабана расход в испарительном контуре уменьшается из-за роста сопротивления испарителя.

Необходимым условием для возникновения направленного движения среды в контуре естественной циркуляции является разность нивелирных напоров в опускном и подъемных звеньях контура. Достаточным условием для устойчивой естественной циркуляции в контуре, обеспечивающей надёжное и эффективное охлаждение труб испарителя, является наличие пара в требуемом количестве.

ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Методика расчета, используемая в программе Boiler Designer, может быть использована для расчета циркуляции и гидравлического сопротивления парогенерирующих элементов энергетических установок.

2. Обеспечение надежности естественной циркуляции в вертикальных котлах-утилизаторах не может быть достигнуто при использовании традиционного подхода к проектированию циркуляционного контура за счет изменения конструкции только необогреваемых труб. Она может быть достигнута исключительно при изменении конструкции испарителя, поэтому процесс проектирования вертикального КУ с ЕЦ должен предусматривать совместный тепловой расчет и расчет циркуляции.

3. Доказана возможность организации естественной циркуляции в вертикальном котле-утилизаторе. При этом возможно увеличить кратность циркуляции с 2-4 при многократной принудительной циркуляции до 7-15 для давления среды в контуре 5-10 МПа и 8-30 для давления 1-5 МПа при организации естественной циркуляции.

4. Определены критерии для оценки надежности работы циркуляционного контура с горизонтальным расположением труб испарителя.

5. Разработаны циркуляционные контуры для ряда вертикальных котлов-утилизаторов с естественной циркуляцией с диапазоном давления перегретого пара от 0.61 до 9.3 МПа и тепловой мощности КУ от 12.3 до 241 МВт. В качестве технических решений, позволяющих обеспечить устойчивую естественную циркуляцию в испарительном контуре с горизонтальным расположением труб, могут быть рекомендованы:

- увеличение числа труб в змеевике и использование однопетлевой поверхности нагрева испарителя;
- увеличение числа опускных и отводящих труб;
- увеличение шага оребрения первых по ходу газов труб испарителя;
- увеличение ширины газохода;
- применение более плотного пучка труб испарителя.

6. Получено экспериментальное подтверждение возникновения естественной циркуляции и устойчивого движения среды в испарителе с горизонтальным расположением труб на КУ для ПГУ мощностью 200 МВт. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что необходимым условием возникновения направленного движения среды в испарительном контуре является разность нивелирных напоров в опускном и отводящем звеньях контура, достаточным условием для устойчивой естественной циркуляции в контуре, обеспечивающей надёжное и эффективное охлаждение труб испарителя, является наличие пара в требуемом количестве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973. – 296 с.
2. Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. В.А. Локшина и др. М.: Энергия, 1978. – 256 с.
3. Мошкарин А. В., Шелыгин Б. Л., Жамлиханов Т. А. Сравнительный анализ котлов-утилизаторов вертикального и горизонтального типа // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2009. – № 4. – С. 15-17.
4. Беляков И. И. Организация парового разогрева котла-утилизатора технологической линии по производству метанола. – Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – № 2. – С. 56-57.
5. Нигматулин Б. И., Милашенко В. И., Николаев В. Е. Экспериментальное исследование гидродинамики равновесных дисперсно-кольцевых пароводяных потоков. – ТВТ, 1978, т. 16, № 6, с. 1263 – 1278.
6. Прямоточные котлы. Под ред. Л. К. Рамзина. – М., Госэнергоиздат. – 1954. – 168 с.
7. Мейкляр М. В. Современные котельные агрегаты ТКЗ. – М.: Энергия. – 1978. – 223 с.
8. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С. В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
9. Сомова Е. В., Шварц А. Л., Отт О. Б. Обеспечение надежности поверхностей нагрева прямоточных котлов ПГУ // Энергетик. – 2012. – № 5. – С. 14-17.

10. Ковалев А. П., Лелеев Н. С., Виленский Т. В. Парогенераторы: учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 376 с.
11. ГОСТ 3619-89. Котлы паровые стационарные. Типы и основные параметры. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам. – 1989. – 12 с.
12. Беляков И. И. Опыт работы барабанного котла давлением 18,5 МПа // Теплоэнергетика. – 2007. – № 7. – С. 61-66.
13. Плешанов К.А., Хохлов Д. А. Исследование работы контура естественной циркуляции. – М.: Издательство МЭИ. – 2015. – 48 с.
14. Лебедев И. К. Гидродинамика паровых котлов: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат. – 1987. – 240 с.
15. Радин Ю. А., Румянцев С. В., Смышляев В. Б., Горлатов Д. Н., Гришин И. А. Ввод в эксплуатацию энергоблока ПГУ-220 на ТЭЦ-12 ПАО «Мосэнерго». – Электрические станции. – 2016. – №5. – С. 15-20.
16. Лелеев Н. С. О построении гидравлических характеристик прямоточных парогенераторов. – Теплоэнергетика. – 1969. – № 1. – С. 90-92.
17. Богачев В. А., Таран О. Е. Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей. – Электрические станции. – 2011. – № 2. – С. 21-24.
18. Красякова Л. Ю. Исследование температурного режима змеевика с подъемно-опускным движением пароводяной смеси. – «Энергомашиностроение». – 1960. – № 12. – С. 28-32.
19. Красякова Л. Ю. Некоторые экспериментальные данные по гидравлике элементов змеевиков с подъемно-опускным движением смеси. – Теплоэнергетика. – 1961. – № 1. – С. 18-22.
20. Красякова Л. Ю., Глускер Б. Н. Исследование гидравлики потока в П-образных трубах при докритическом и закритическом давлениях. – Энергомашиностроение. – 1965. – № 9. – с. 18-21.

21. Морозов И. И. Об устойчивости процесса парообразования в единичном витке прямоточного котла. – Инженерно-физический журнал. – 1961. – № 8. – С. 49-53.
22. Давидов А. А., Краснов А. И. Исследование пульсаций. – Электрические станции. – 1956. – № 3. – С. 4-6.
23. Трещев Г. Г. Пульсации пароводяного потока в обогреваемой трубе. – Энергомашиностроение. – 1964. – № 3. – С. 4-7.
24. Балдина О. М., Калинин Р. И. Пульсационные явления в испаряющих трубных элементах. – Энергомашиностроение. – 1966. – № 7. – С. 10-14.
25. Балдина О. М., Калинин Р. И. Пульсация потока в горизонтальных элементах парогенераторов. – Теплоэнергетика. – 1968. – № 8. – С. 35-39.
26. Беяков И. И., Бреус В. И. Апериодическая устойчивость системы параллельных подпотоков рабочей среды прямоточных котлов. – Теплоэнергетика. – 2010. – № 7. – С. 58-62.
27. Шварц А. Л., Левинзон В. М. Теплогидравлическая разверка и ее влияние на надежность работы прямоточных котлов. – Теплоэнергетика. – 1970. – № 8. – С. 61-64.
28. Шварц А. Л., Левинзон В. М. Теплогидравлическая разверка в вертикальных парогенерирующих элементах прямоточных котлов. – Теплоэнергетика. – 1974. – № 7. – С. 5-8.
29. Попов А. Б. основные причины повреждения высокотемпературных поверхностей нагрева энергетических котлов. – Теплоэнергетика. – 2011. – № 2. – С. 13-19.
30. Лелеев Н. С. Неустановившееся движение теплоносителя в обогреваемых трубах мощных парогенераторов. – М.: Энергия. – 1978. – 288 с.
31. Петров П. А. Гидродинамика прямоточного котла. – М.; Госэнергоиздат, 1960. – 168 с.

32. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. – М. – 1966. – 384 с.
33. Лезин В. И. Методика расчета естественной циркуляции в парогенераторах. – М.; МЭИ, 1971, 56 с.
34. Антикайн П. А. Надежность металла паровых котлов и трубопроводов. – М., Энергия. – 1973. – 127 с.
35. Казакова Е. А. Влияние давления на возникновение первого кризиса при кипении воды на горизонтальной пластине. – В кн.: Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. М. – Л., 1953, С. 92-111.
36. Кузов К. Мир без форм. Пер. с болг. Ю. М. Медведева. Под ред. И с предисл. В. М. Шашина. – М.; «Мир». – 1976. – 248 с.
37. Дорощук В. Е. Кризисы теплообмена при кипении воды в трубах. – М.; Энергия, 1970. – 167 с.
38. Беляков И. И., Смирнов С. Н., Соколов В. В., Лаврентьев В. П. Исследование граничных условий ухудшения теплоотдачи в трубах больших размеров // Теплоэнергетика. – 1980. – № 12. – С. 49-51.
39. Нигматулин Б. И., Рачков В. И., Шугаев Ю. З. Исследование интенсивности уноса влаги с поверхности жидкой пленки при восходящем течении пароводяной смеси // Теплоэнергетика. – 1981. – № 4. – С. 33-36.
40. Дорощук В. Е. О происхождении кризисов теплообмена в трубах при течении недогретой воды и влажного пара // Теплоэнергетика. – 1980. – № 8. – С. 44-49.
41. Дорощук В. Е., Левитан Л. Л. Исследование условий выпадения капель из ядра дисперсного пароводяного потока на пристенную жидкую пленку. – Теплофизика высоких температур. – 1971. – т. 9. – № 3. – С. 591-596.
42. Мейкляр М. В. Паровые котлы с естественной циркуляцией. Учебное пособие для машиниста парового котла. – Л.: Госэнергоиздат. – 1955. – 279 с.

43. Гуторов В. Г. Аварии и повреждения котельных агрегатов. – М.-Л.; Госэнергоиздат. – 1962. – 96 с.
44. Либерман Г. Р. Предупреждение аварий и неполадок котельного оборудования. Под ред. П. С. Кибрика. – М.: Стройиздат. – 1966. – 236 с.
45. Dooley R. B. Guidelines for controlling flow-accelerated corrosion in fossil and combined cycle plants. – EPRI. – 2005.
46. Shelley S. The adaptive HRSG new designs handle cycling, higher gas temperatures, turbulent flows // Turbomachinery International. – 2007. – 7.
47. Курочкин Ю. П., Галецкий Н. С., Шварц А. Л. Перевод котлов-утилизаторов башенного типа на естественную циркуляцию с целью предотвращения износа выходных гибов испарителей низкого давления. – Электрические станции. – 2009. – № 4. – С. 6-8.
48. Петрова Т. И., Селезнев Л. И., Богатырева Ю. В. Эрозионно-коррозионный износ в котлах-утилизаторах парогазовых установок. – Новое в Российской Электроэнергетике. – 2015. – № 2. – С. 14-23.
49. Богачев А. Ф., Радин Ю. А., Герсименко О. Б. Особенности эксплуатации и повреждаемость котлов-утилизаторов бинарных парогазовых установок. М.: Энргоатомиздат. – 2008. – 244 с.
50. Никитин В. И., Беляков И. И., Бреус В. И. Повреждения парообразующих труб контура низкого давления барабанного котла-утилизатора ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ. – Теплоэнергетика. – 2009. – №2. – С. 30-34.
51. Томаров Г. В., Петров Ю. В., Шпиков А. А., Довгий О. А., Семенов В. Н., Михайлов А. В. Повышение эксплуатационной эрозионно-коррозионной стойкости фасонных элементов трубной системы испарителей низкого давления котлов-утилизаторов ПГУ. – Теплоэнергетика. – 2008. – № 2. – С. 56-61.

52. Томаров Г. И., Михайлов А. В., Величко Е. В., Буданов В. А. Продление эрозионно-коррозионного эксплуатационного ресурса трубной системы котлов-утилизаторов ПГУ. – Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 20-24.

53. Михайлов В. А., Томаров Г. В., Новожилов А. И., Михайлов А. В. Пути повышения эрозионно-коррозионной надежности котлов-утилизаторов ПГУ. Тяжелое машиностроение. – 2009. – № 3. – С. 10-13.

54. Moelling D., Malloy J., Graham M., Taylor M., Fabricius A. Design factors for avoiding FAC erosion in HRSG low pressure evaporators. Proceedings of the ASME 2013 Power Conference, POWER 2013.

55. Беляков И. И., Бреус В. И., Баранников А. Б., Литвинова Л. А., Попов М. С. Анализ причин нарушения работы испарительного контура котла-утилизатора ПГУ мощностью 410 МВт. – Энергетик. – 2015. – № 5. – С. 54-57.

56. Данилин Н. Ю. Конструктивные аспекты исключения газовых шунтов в поверхностях нагрева вертикальных котлов-утилизаторов // Энергетик. – 2014. – №4. – С. 55-56.

57. Доверман Г.И., Шелыгин Б.Л., Мошкарин А.В., Мельников Ю.В. Расчет котельных агрегатов с использованием современных программных продуктов: учеб. пособие. – Иваново: ГОУВПО ИГЭУ, 2007.

58. Pleshanov K. A., Khokhlov D. A., Sterkhov K. V., Ragutkin A. V. Development of biofuel steam and hot-water boilers for Russian energy sector needs. – Euro Heat & Power. – 2016/I. – P. 36-40.

59. Супранов В. М., Изюмов М. А., Росляков П. В. Исследование возможности работы котла ТПЕ-208 энергоблока №1 Смоленской ГРЭС на непроектных углях // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 44-54.

60. Исследование возможности раздельного и совместного сжигания эстонских сланцев и ретортного газа на ТЭС / Росляков П.В., Raivo Attikas, Зайченко М.Н. и др. // Теплоэнергетика. – 2015. – № 10. – с. 3-15.

61. Изюмов М. А., Супранов В. М., Росляков П. В. Исследование возможности перевода котлов ТП-92 Яйвинской ГРЭС на непроектные виды углей. – Теплоэнергетика. – 2008. – № 9. – С. 7-18.
62. Сидоркин В. Т., Тугов А. Н., Супранов В. М., Изюмов М. А., Соколов А. В., Колесник С. Н., Никифоров В. Н., Голубь К. Г. Опыт реконструкции котлов БКЗ-75-39 ФСл для сжигания продуктов сланцепереработки. – Энергетик. – 2014. – № 2. – С. 69-70.
63. Супранов В. М., Баторшин В. А., Штегман А. В., Мельников Д. А. Исследование возможности и целесообразности работы котла Пп-1900-25-570КТ в режиме кислородного сжигания топлива. – Теплоэнергетика. – 2012. – № 8. – С. 10.
64. Супранов В. М., Рябов Г. А., Мельников Д. А. Исследование возможности и целесообразности работы котла Пп-1000-25-585 с циркулирующим кипящим слоем в режиме кислородного сжигания. – Теплоэнергетика. – 2011. – № 7. – С. 56-64.
65. Зайченко М. Н., Ионкин И. Л., Супранов В. М. Моделирование работы паровых и водогрейных котлов совместно с конденсерной установкой // Пакет прикладных программ для расчета теплоэнергетического оборудования: Труды Международной научно-практической конференции «Boiler Designer-2014». – М.: ТОРУС ПРЕСС. – 2014. – С. 59–66.
66. ГОСТ Р 52782-2007 (проект ИСО 2314). Установки газотурбинные. Методы испытаний Приемочные испытания. – М.: Стандартиформ. – 2008. – 65 С.
67. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат. – 1968. – 472 с.
68. Баттерворс Д., Хьюнтт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. М.: Энергия. – 1980. – 328 с.

69. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия. – 1976. – 296 с.
70. Курочкин Ю. П., Галецкий Н. С., Березинец П. А., Шварц А. Л. О возможности перевода на естественную циркуляцию котлов-утилизаторов башенного типа парогазовых установок. – Энергетик. – 2006. – № 6. – С. 19-22.
71. Бузников Е. Ф. и др. Пароводогрейные котлы для электростанций и котельных. - М.: Энергоатомиздат. – 1989. – 208 с.
72. Dooley R.B., Tilley R. Guidelines for controlling flow-accelerated corrosion in fossil and combined cycle plants. USA, Palo Alto: EPRI. – 2005.
73. Росляков П. В., Плешанов К. А., Стерхов К. В. Исследование естественной циркуляции в испарителе котла-утилизатора с горизонтальными трубами. – Теплоэнергетика. – 2014. – № 7. – С. 3-10.
74. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при паробразовании: Учеб. пособие для втузов. – 3-е изд., испр. – М.: ВШ, 1986. – 448 с.
75. Linzer W., Walter H. Flow reversal in natural circulation system. – Applied Thermal Engineering. – 2003. – Vol. 23, Issue 18. – P. 2363-2372.
76. Плешанов К.А., Стерхов К.В. Расчет циркуляции котла-утилизатора Пр-76-3.3-415 // Пакет прикладных программ для расчета теплоэнергетического оборудования: Труды Международной научно-практической конференции «Boiler Designer-2014». – М.: ТОРУС ПРЕСС. – 2014. – С. 77–82.
77. Плешанов К. А., Стерхов К. В., Росляков П. В. Устойчивость естественной циркуляции в контуре вертикального котла-утилизатора с горизонтальным расположением труб испарителя при пуске. – Электрические станции. – 2016. – № 5. – С. 21-27.

78. Плешанов К. А., Стерхов К. В., Зайченко М. Н. Расчет динамических характеристик котла-утилизатора Новогорьковской ТЭЦ. – Электрические станции. – 2015. – № 4. – С. 10-15.

79. Двойнишников В.А., Попов Е.А., Булычев Д.А. Особенности работы испарительной системы высокого давления котла-утилизатора с естественной циркуляцией при пуске из холодного состояния / Теплоэнергетика. – 2010. – № 6. – С. 26-28.

80. Серов Е. П., Корольков Б. П. Динамика парогенераторов. – М.: Энергоиздат. – 1981. 408 с.

81. Бейрах З. Я. Вывод уравнений динамики барабанного парового котла. – Автоматика и телемеханика. – 1939. – №2. – С. 8-10.

82. Губайдуллин А. А., Ивандаев А. И., Нигматулин Р. И. Модифицированный метод «крупных частиц» для расчета нестационарных волновых процессов в многофазных дисперсионных средах. – Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1977. – т. 17, № 6. – С. 1531-1544.

83. Давиденко К. Я. Численное определение переходных процессов в теплообменнике с учетом переменной плотности теплоносителя. – Известия СО АН СССР. Серия технических наук. – 1971.

84. Давидов А. А., Шмуклер Б. И. и др. Динамические характеристики прямоточных котлов. – Теплоэнергетика. – 1956. – № 11. – С. 19-25.

85. Доверман Г. И., Крашенинников В. В., Думнов В. П., Черепанов П. М. Стендовые исследования динамических характеристик прямоточных парогенераторов в пусковых режимах. – Теплоэнергетика. – 1975. – № 10. – С. 47-50.

86. Рущинский В. М., Френкель А. Я. Математическая модель прямоточного парогенератора при докритических параметрах пара. – Труды ЦНИИКА, вып. 16. – 1974. – С. 5-31.

87. Шумская Л. С. Скорость изменения давления в барабанных котлах при нестационарных режимах. – Теплоэнергетика – 1954. – № 4. – С. 46-50.

88. Латиш В. Ю., Плешанов К. А. Исследование прогрева барабана и работы испарительной системы котла-утилизатора ПК-79 Челябинской ТЭЦ при пуске из различных тепловых состояний // Совр. техн. в энергетике – основа повышения надёжности, эффективности и безопасности оборудования ТЭС: Сб. докл. // – М.: ОАО «ВТИ». – 2012. – С. 260-267.

89. Двойнишников В.А., Попов Е.А. Исследование влияния начального теплового состояния испарительной системы котла-утилизатора на характеристики ее работы при пуске / Теплоэнергетика. – 2010. – № 4. – С. 29-35.

90. Двойнишников В.А., Попов Е.А. Особенности напряженного состояния барабана высокого давления в период пуска котла-утилизатора ПГУ // Теплоэнергетика. – 2010. – № 8. – С. 13.

91. Mertens N., Alobaid F., Starkloff R., Epple B., Kim H.-G. Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up. – Applied Energy. – 2015. – Vol. 144. – P. 250-260.

92. Walter H., Linzer W., Schmid Th. Dynamic flow instability of natural circulation heat recovery steam generators. – Proceedings of the 16th International Symposium on Transport Phenomena. – 2005. – P. 1-11.

93. Mertens N., Alobaid F., Lanz T., Epple B., Kim H.-G. Dynamic simulation of a triple-pressure combined-cycle plant: Hot start-up and shutdown. – Fuel. – 2016. – Volume 167. – P. 135-148.

94. Авдеев А. А., Авдеева А. А. Кипение жидкости при сбросе давления. – Теплоэнергетика. – 1980. – № 8. – С. 53-57.