

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Казанский государственный энергетический университет»

На правах рукописи



Бадретдинова Гузель Рамилевна

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРОГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ С
ТВЕРДЫМИ ЧАСТИЦАМИ НА ОРЕБРЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ В
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ**

2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Дмитриев Андрей Владимирович

Казань 2024

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
ГЛАВА 1 Обзор проблемы интенсивного загрязнения поверхности теплообменных аппаратов.....	11
1.1 Конденсация парогазовых смесей на поверхности теплообмена	11
1.2 Теплообмен через оребренную поверхность. Способы утилизации тепла.....	15
1.3 Загрязнение поверхности теплообмена при конденсации парогазовых смесей.....	17
1.3.1 Влияние обрастания отложений на процесс теплообмена	17
1.3.2 Механизм осаждения твердых частиц	20
1.3.3 Способы очистки и минимизации загрязнений на поверхности теплообмена	23
1.3.4 Модификации теплообменных поверхностей для минимизации загрязнений	26
1.4 Постановка задачи исследования	31
ГЛАВА 2 Математическая модель процесса образования отложений на поверхности цилиндрических и прямых ребер.....	33
2.1. Образование отложений при конденсации парогазовой смеси на поверхности цилиндрического ребра. Размерные уравнения.....	33
2.1.1. Формулировка задачи. Общее описание проблемы	33
2.1.2. Уравнение для определения температур в цилиндрическом ребре.....	34
2.1.3. Уравнение для определения толщины слоя отложений на поверхности цилиндрического ребра	36
2.1.4. Математическая модель образования отложений на поверхности цилиндрического ребра при конденсации парогазовой смеси.....	36
2.1.5 Некоторые свойства оператора \mathfrak{R}	37
2.1.6. Конечно-разностная схема для цилиндрического ребра. Схема для температуры в ребре (по $\delta(r)$)	39
2.1.7 Расчёт вспомогательных величин	42
2.1.8. Численный расчёт процесса нарастания толщины отложений $\delta(r, \tau)$	43

2.1.9 Проверка работоспособности численной модели.....	43
2.2. Образование отложений при конденсации парогазовой смеси на поверхности цилиндрического ребра. Безразмерный вид.....	49
2.2.1 Некоторые свойства решения полной задачи (2.5) – (2.8).....	49
2.3 Прямое ребро. Конечно-разностная схема для прямого ребра.....	56
2.3.1 Схема для оператора \mathfrak{R}	56
2.3.2 Расчёт образования отложений.....	58
2.3.3 Расчёт вспомогательных величин.....	59
2.4 Автомодельное решение для прямого ребра.....	60
ГЛАВА 3 Численное моделирование конденсации парогазовой смеси на поверхности цилиндрических и спиральных ребер.....	67
3.1. Оценка моделей турбулентности при внешнем обтекании нагреваемой трубы.....	67
3.2. Теплоотдача при движении воды в трубе при температурах близких к температурам кипения в переходном режиме.....	74
3.3. Конденсация воды из паровоздушной смеси на поверхности цилиндрических ребер.....	85
3.4. Численное моделирование конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы со спиральным оребрением.....	91
ГЛАВА 4 Промышленное использование теплообменного аппарата с оребренными трубами для извлечения тепла из парогазовой смеси.....	102
4.1. Внедрение теплообменного аппарата на промышленный объект.....	102
4.2. Восстановление поверхности теплообмена в условиях ее загрязнения при конденсации парогазовой смеси.....	106
Заключение.....	112
Основные условные обозначения.....	114
Приложение 1.....	117
Приложение 2.....	125
Приложение 3.....	126
Библиографический список.....	128

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. На сегодняшний день приоритетным направлением в сфере энергетической промышленности всех стран мира является энергосбережение и повышение энергоэффективности технологического оборудования, которое способствует рациональному использованию ресурсов и снижению выбросов, негативно влияющих на окружающую среду.

Во многих сферах промышленности теплообменные аппараты применяются в конденсационных котлах, тепловых насосах, экономайзерах, парогенераторах, охладителях и т.п. Во время эксплуатации теплообменные аппараты подвержены интенсивному внешнему загрязнению. Загрязнение оребренных поверхностей в теплообменном оборудовании способствует снижению коэффициента теплопередачи, что влечет к экономическим потерям промышленных компаний.

Конденсация парогазовой смеси, которая содержит в себе твердые частицы, в процессе передачи тепла сопровождается образованием отложений на оребренной поверхности в теплообменном аппарате, вследствие этого, происходит снижение теплового потока. Исследования по прогнозированию образования отложений на оребренных поверхностях в теплообменных аппаратах и определению интенсивности теплообмена способствуют минимизации степени загрязнения, так как результаты работы позволяют определить место установки в корпусе аппарата форсуночных устройств для очистки водой оребренных поверхностей в теплообменнике от твердых частиц. Все это обуславливает актуальность темы данной работы.

Степень научной разработанности проблемы. Интенсификацией теплообмена в технологических устройствах, предназначенных для передачи тепла, в разные годы занимались С.С. Кутателадзе, Ю.Ф. Гортышев, В.В. Олимпиев, Ю.Г. Назмеев, И.А. Попов, Н.Д. Якимов, А.В. Щукин, А.Б. Гаряев, В.В. Бухмиров, А.Н. Николаев, М.А. Пахомов, В.И. Терехов, С.А. Исаев и другие отечественные и зарубежные ученые.

Большое количество работ посвящено изучению теплообмена в рекуперативных устройствах при передаче тепла от парогазовых смесей к

теплоносителю. Однако имеется недостаток научно обоснованных рекомендаций по выбору геометрических и режимных характеристик теплообменных аппаратов при передаче тепла от парогазовых смесей, содержащих твердые частицы, к теплоносителю. Разработка математических моделей, позволяющих прогнозировать образование отложений на ребренных поверхностях в теплообменных аппаратах, является одним из способов повышения энергоэффективности. Обозначенные выше практические и теоретические проблемы позволили сформулировать цель и задачи настоящего исследования.

Объектом исследования является теплообменный аппарат с ребренными поверхностями, предназначенный для конденсации парогазовых смесей с твердыми частицами.

Предметом исследования является процесс образования отложений твердых частиц на наружной ребренной поверхности в теплообменном аппарате и теплообмен при конденсации парогазовой смеси.

Цель работы и основные задачи исследования. Целью работы является разработка математической модели образования отложений на наружной ребренной поверхности в теплообменнике и исследование теплообмена при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

Задачи исследования:

1. Проведение анализа существующей проблемы осаждения твердых частиц на ребренных поверхностях в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовых смесей, содержащих твердые частицы.

2. Построение математических моделей процесса образования отложений на поверхности ребер цилиндрической и прямой формы при конденсации парогазовых смесей, содержащих твердые частицы.

3. Подбор модели турбулентности, адекватно описывающей тепломассообменные процессы при внешнем обтекании нагреваемой трубы с различным ребрением.

4. Проведение численного исследования конденсации парогазовой смеси на поверхности спиральных ребер, сопоставление полученных результатов с

экспериментальными данными на промышленном объекте.

5. Разработка инженерной методики, позволяющая рассчитать процесс восстановления оребренной поверхности теплообмена после загрязнений путём смывания отложений водой.

Методы исследования. Уравнения математической модели строятся на основе законов сохранения энергии и массы, их исследование и оценки проводятся с применением аналитических методов теории дифференциальных уравнений, методов теории подобия и размерностей, а также численных методов решения краевых задач. Для проведения численных расчетов и построения графических зависимостей использовались пакеты прикладных программ ANSYS Fluent и Microsoft Excel.

Научная новизна работы:

1. Разработаны математические модели процесса образования отложений на поверхности цилиндрических и прямых ребер в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

2. Получено автомодельное решение задачи о конденсации на прямом ребре парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

3. Разработана и верифицирована трехмерная модель, позволяющая рассчитывать характеристики тепло- и массообмена при движении воды в трубе при значениях температур близких к температурам кипения в переходном режиме течения.

4. Получена зависимость коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральными ребрами при конденсации пара на ней от плотности отбираемого теплового потока при входной скорости.

Достоверность и обоснованность научных результатов и выводов математических моделей подтверждается использованием фундаментальных уравнений сохранения и переноса массы, энергии и импульса. Достоверность научных положений, теоретических выводов и практических рекомендаций диссертации подтверждается хорошим совпадением результатов математического моделирования с экспериментальными данными, а также широкой публикацией

результатов и их обсуждением на международных и российских конференциях.

Теоретическая значимость работы включает разработку математических моделей процесса образования отложений на теплообменных поверхностях, получение автомодельного решения задачи о конденсации парогазовой смеси, создание трехмерной модели для расчета тепло- и массообмена в трубах с учетом температур кипения и получение зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока и скорости потока, что способствует оптимизации работы теплообменных систем и повышению их эффективности.

Практическое значение работы:

1. В 2020 году была проведена научно-исследовательская работа на тему: «Расчет теплообменного аппарата для нагрева воды за счет тепла парогазовой смеси» по заказу компании ООО «Филиал ВПМ», г. Казань.

2. Результаты исследования автора приняты к использованию в учебном процессе при чтении дисциплины «Техническая термодинамика и теплообмен» для студентов в ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет».

3. Разработана инженерная методика, позволяющая рассчитать процесс восстановления оребренной поверхности теплообмена после загрязнений путём смывания отложений водой.

4. Разработана программа для ЭВМ, позволяющая моделировать образование отложений на поверхности оребренных труб в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024681667 РФ).

5. Разработана программа для ЭВМ, позволяющая моделировать образование отложений на поверхности прямых ребер в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

На защиту выносятся:

1. Математические модели процесса образования отложений на поверхности цилиндрических и прямых ребер в теплообменных аппаратах при

конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

2. Автомодельное решение задачи о конденсации на прямом ребре парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

3. Разработанная и верифицированная трехмерная модель, позволяющая рассчитывать характеристики тепло- и массообмена при движении воды в трубе при значениях температур близких к температурам кипения в переходном режиме течения.

4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральными ребрами при конденсации пара на ней от плотности отбираемого теплового потока при входной скорости.

5. Инженерная методика, позволяющая рассчитать процесс восстановления оребренной поверхности теплообмена после загрязнений путём смывания отложений водой.

Апробация работы. Основные положения и отдельные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XXI – XXII Бенардосовские чтения) (ИГЭУ, г. Иваново, 2021г., 2023г.); ежегодной международной научно-технической конференции «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (МЭИ, г. Москва, 2022г.); на XII Международной научно-технической конференции «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» (АУЭС им. Г. Даукеева, г. Алматы, 2022г.); ежегодной конференции «Интенсификация тепломассообменных процессов, промышленная безопасность и экология» (КНИТУ-КХТИ, г. Казань, 2022г.); ежегодных форумах «Татарстанский международный форум по энергетике и энергоресурсоэффективности» (г. Казань, 2023-2024гг.); на итоговой научной конференции сотрудников Казанского университета за 2023 г (К(П)ФУ, г. Казань, 2024г.); на XXVII Всероссийском аспирантско-магистерском научном семинаре, посвященному Дню энергетика (КГЭУ, г. Казань, 2023г.); на III Всероссийской с международным участием молодежной конференции «Бутаковские чтения» (ТюмГУ, г. Томск, 2023г.);

ежегодной международной молодёжной научной конференции «XXVI Туполевские чтения (школа молодых ученых)» (КНИТУ им. А.Н. Туполева-КАИ, г. Казань, 2023г.); ежегодной международной молодежной научной конференции Тинчуринские чтения – 2024 «Энергетика и цифровая трансформация» (КГЭУ, г. Казань, 2024г.).

Публикация работы. По материалам диссертации опубликовано 18 печатных работ, в том числе 4 статьи в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России для соискателей ученых степеней доктора и кандидата наук, 2 статьи в изданиях, индексированных в международных базах данных цитирования Scopus, 1 свидетельство на ЭВМ.

Вклад автора в проведенное исследование. Автор лично участвовал в постановке цели и задач исследований, разработке математической модели и инженерной методики расчета, проведении численного моделирования, в получении результатов, представленных в диссертации и публикациях.

Соответствие диссертации научной специальности. Диссертация соответствует паспорту специальности 2.4.6. «Теоретическая и прикладная теплотехника» и охватывает следующие направления:

П4. Процессы переноса массы, импульса и энергии при свободной и вынужденной конвекции в широком диапазоне свойств теплоносителей и характеристик теплопередающих поверхностей, в одно- и многофазных системах и при фазовых превращениях. Радиационный теплообмен в прозрачных и поглощающих средах.

П5. Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты.

П6. Научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из

введения, 4 глав, заключения и содержит 142 страницы машинописного текста, которая включает 47 иллюстраций, 5 таблиц. Список литературы состоит из 136 источника.

ГЛАВА 1 ОБЗОР ПРОБЛЕМЫ ИНТЕНСИВНОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1.1 Конденсация парогазовых смесей на поверхности теплообмена

При создании и производстве теплообменного оборудования большое внимание уделяется задачам по повышению их эффективности [1]. Теплообменные аппараты нашли широкое применение в различных отраслях топливно-энергетического комплекса России, так как они позволяют извлекать тепло от любых источников [2-4].

Повышение эффективности теплообмена может быть достигнута с помощью различных интенсификаторов, которые бывают как активными, так пассивными [5-7].

Процессы тепло- и массообмена при конденсации парогазовой смеси представляются сложными и встречаются во многих промышленных аппаратах. В связи с этим возникает необходимость в создании новых конструкций теплообменных аппаратов различного назначения, которые отличаются надежностью и высокой эффективностью [8]. В этой статье авторы предлагают методику расчета процессов тепло- и массообмена в конденсаторах с использованием CFD-модели.

Теплообмен через оребренную поверхность при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами рассмотрен в работе [9]. В ней представлена математическая модель для расчёта толщины и формы образующихся на ребрах отложений, а также его влияния на тепловой поток.

Процесс конденсации парогазовых смесей встречается в кожухотрубных теплообменниках [10, 11], пароконвектоматах [12], конденсационных котлах [13, 14], парогенераторах-утилизаторах [15], конденсаторах воздушного и водяного охлаждения тепловых насосов, в теплообменниках с оребренными поверхностями на целлюлозно-бумажном производстве [16]. Тепловой поток через оребренную поверхность в теплообменных аппаратах снижается в процессе конденсации

парогазовой смеси с твердыми частицами, так как из-за силы тяжести пленка жидкости стекает вниз, оставляя за собой слой отложений [17, 18]. В работе [19] авторами проведено исследование конденсации водяного пара, содержащего твердые частицы. Результатом работы является автомодельное решение в виде безразмерной функции одной переменной, которая описывает начальную стадию образования отложений на прямом ребре, а также начальные моменты процесса в случае ребра на круглой трубе.

При проведении технологических процессов достаточно часто для интенсификации процессов передачи тепла применяются эффекты, связанные с фазовыми переходами. Это позволяет существенно ускорить процессы передачи тепла и снизить размеры аппаратов. Поэтому процессам конденсации и испарения посвящено много работ. В работе [20] изучается конденсация водяного пара на наноразмерных гидрофильных участках. Показано влияние количества этих участков, ускоряющие процесс конденсации. Краевой эффект не позволяет небольшим гидрофильным пятнам притягивать молекулы воды. Учет эффектов скольжения при конденсации в микроканалах на супергидрофобных поверхностях подробно изучен в работе [21]. Точная модель неравновесной конденсации для каскадов лопаток паровой турбины предложена в работе [22]. Отмечается, что процессы конденсации и испарения могут привести к потере энергии в размере около 0,118 МВт. Аналогичные задачи решали авторы работы [23], совершенствуя профили лопаток статора последней ступени паровой турбины в условиях неравновесной конденсации. Была показана возможность снижения скорости эрозии на 88%. Понимание процесса конденсации с помощью численной модели необходимо для расчета нагрева в системе PEMFC мощностью 100 кВт [24]. Добавление клапанов обратного давления в турбину способствует снижению образования конденсата. В некоторых случаях для моделирования конденсации в проточной области турбин используют скользящую сетку [25].

Авторами работы [26] были предложены гибридные поверхности с решеткой из 16 секционированных колон диаметром 80 мкм. Подобный подход позволил увеличить тепловой поток на 70% [27]. Структура в форме цилиндра, куба, конуса

и пирамиды, с одинаковой высотой 6 мкм формировалась на поверхности из кремния. Исследования показали, что при одинаковых условиях, тепловой поток линейно увеличивался с увеличением разницы температур охлаждающей воды. Коллективом работы [28] исследовано влияние структуры поверхности на переход от капельного режима к пленочному. Выявлен эффект отскока жидкости от поверхности из-за слияния мелких капель.

Существует множество моделей для расчета процесса конденсации и появляются новые, как например, в работе [29]. При испарении или конденсации на границе раздела возникает внутренняя разница температур из-за несоответствия энтальпии, переносимой паром на границе раздела и в объеме. Температура пара вблизи границы раздела охлаждается ниже температуры насыщения на поверхности жидкости во время испарения и нагревается выше последней во время конденсации. Когда слой жидкости очень тонкий, большая часть приложенной разницы температур между твердой стенкой и паровой фазой происходит на границе раздела жидкость-пар, что приводит к увеличению скоростей испарения и конденсации и соответствующей скорости теплопередачи.

CFD-анализ с помощью пристеночной функции AWF показывает хорошие результаты в различных турбулентных потоках при моделировании процесса конденсации. Эта пристеночная функция позволяет аналитически интегрировать уравнения переноса массы вблизи стенки, не полагаясь на логарифмические законы пограничных слоев [30]. В работе [31] исследована скорость конденсации супергидрофобных поверхностей в неподвижном воздухе. Скорости конденсации близки к предсказаниям эмпирической корреляции. Влияние смачиваемости поверхности на скорость конденсации во влажном воздухе незначительно.

Многие исследователи находят значимые отличия результатов от результатов, полученных при использовании общепринятых зависимостей. В работе [32] показано снижение числа Нуссельта при пленочной конденсации в вертикальной трубе из-за большой степени переохлаждения.

Расчет существенно усложняется при конденсации парогазовой смеси из-за диффузии внутри объема. В тоже время исследования в этом направлении

продвигаются. Нарбатывается экспериментальный материал, который позволит повысить надежность моделирования [33, 34].

На сегодняшний день при решении задач тепломассообмена широко применяют программные комплексы для проведения численного моделирования, в том числе и процесса конденсации [35-37]. В работе [38] проведено численное моделирование конденсационного зонта пароконвектомата, применяемого в пищевой промышленности. Авторами статьи получены зависимости эффективности конденсации от рабочих параметров с целью определения их влияния на производительность устройства. В работе [39] исследован теплообмен водяного пара в конденсационном теплообменнике с гладкими и оребренными трубами, поверхность которых имела разную смачиваемость. Объемная доля воздуха составляла более 75%. Экспериментальные исследования пленочной конденсации водяного пара на гладких и оребренных трубах в зависимости от доли подаваемого воздуха рассмотрены в работе [40]. Выявлено существенное снижение коэффициента теплоотдачи из-за наличия воздуха в паровоздушной смеси. При наличии 0,51% воздуха, коэффициент теплоотдачи на гладких трубах снижается на 26%, а на оребренных – на 50%. Подобные исследования также были рассмотрены в работах авторов [41, 42]. Влияние режимных параметров на процесс конденсации серной кислоты и водяного пара представлено с помощью численной модели тепломассопереноса дымовых газов через оребренную поверхность [43]. Установлена связь между входной скоростью газового потока и конденсации серной кислоты и воды. Конденсация влажного воздуха на оребренной и гладкой трубе экспериментально рассматривалась в [44]. Выявлено, что скорость теплопередачи оребренной трубы существенно выше по сравнению с гладкой трубой.

1.2 Теплообмен через оребренную поверхность. Способы утилизации тепла

Вопросам энергосбережения областей топливно-энергетического комплекса, связанных с выработкой, передачей и потреблением тепловой энергии уделяется особое внимание на протяжении нескольких десятков лет. Значительным резервом вторичных энергоресурсов являются вентиляционные выбросы. На промышленных предприятиях утилизацию тепла вентиляционных выбросов осуществляют путём использования теплообменников различных конструкций [45, 46]. Также большой интерес получили исследования накопления тепловой энергии с последующим ее использованием в системах охлаждения и нагрева с целью повышения эффективности последних и сокращения энергопотребления [47, 48].

Достаточно часто для увеличения поверхности используется оребрение поверхности. В работе [49] представлены результаты конденсации хладагентов R134a и R1234yf в теплообменном аппарате с волнистым оребрением.

Было изучено влияние ступенчатого функционального оребрения на теплопередачу. Определено, что сочетание внутренней гидрофобной полости и внешнего гидрофильного ребра дает идеальный результат [50].

Предложена и исследована коаксиальная гравитационная тепловая труба с внутренним оребрением в секции испарителя в работе [51]. Тепловое сопротивление максимально снижается на 13,43% при установке ребер на поверхность теплообмена. Исследования радиальной тепловой трубы с конденсатором, предназначенной для утилизации отходящего тепла, показали более интенсивный перенос тепла при использовании оребренной поверхности [52].

В исследовании [53] были созданы трехмерные численные модели процесса теплопередачи при конденсации и течения потока вне горизонтальных труб с оребрением. Математическая модель была подтверждена путем сравнения результатов с экспериментальными данными. Авторами получена зависимость

различной плотности оребрения на конденсацию, теплопередачу и течение потока.

Теплообменники со спиральным оребрением труб часто встречаются в системах кондиционирования воздуха, теплотехнике и во многих других инженерных решениях [54, 55], в качестве нагревателей, охладителей, конденсаторов и испарителей. Для лучшего понимания механизма теплопередачи было проведено большое количество исследований и теоретических расчетов, касающихся конденсации [56–59]. Увеличение площади теплопередающей поверхности, способствует разрушению или возмущению вязкого подслоя турбулентного пограничного слоя потока, что способствует повышению теплоотдачи. Также при изучении теплопередачи конденсации наиболее важным фактором, влияющим на теплопередачу, является пленка конденсата, образующаяся в процессе. По мере образования конденсата сопротивление теплопередаче увеличивается, и толщина пленки жидкости постепенно растет. В тоже время газовая фаза уменьшается, жидкая фаза увеличивается, скорость потока уменьшается, эффект конвективной теплопередачи и коэффициент теплопередачи уменьшаются [60, 61]. Следовательно, влиянию толщины пленки конденсата на теплопередачу стоит уделять больше внимания и способам ее отвода. Для улучшения характеристик теплообмена проведены исследования влияния изменения поперечного сечения круглой трубы со спиральной намоткой на другое поперечное сечение, например, овальное, прямоугольное или квадратное при различных углах наклона [62–64]. Стоит отметить, что процесс конденсации потока приводит к непрерывному изменению соотношения жидкости и пара в двухфазной смеси вдоль канала, что создает сложность расчета теплообмена. Содержание в паре относительно небольшой примеси газов, не конденсирующихся в том же интервале температур, что и водяной пар, может резко ухудшить теплоотдачу при конденсации [65–67]. В связи с этим сложность измерения профиля массовой доли в области стенки конденсации побуждает использование численного моделирования для решения этих задач.

1.3 Загрязнение поверхности теплообмена при конденсации парогазовых смесей

Большинство промышленных предприятий используют теплообменники для процессов предварительного нагрева, конденсации и испарения. Внутри и на поверхности этих аппаратов часто образуются нежелательные отложения. Эти отложения известны как загрязнения или засорения мелкими твердыми частицами и вызывают множество эксплуатационных проблем, таких как снижение процесса теплопередачи и увеличение гидравлического сопротивления. С учетом технических и экономических требований все большее значение приобретают стратегии по уменьшению загрязнения. Зачастую с загрязнением теплообменного оборудования сталкиваются нефте- и газовые отрасли, тепловые и атомные электростанции, заводы по изготовлению, транспортировке, фракционированию сыпучих материалов и порошков, пищевые производства, целлюлозно-бумажные комбинаты и т.д. [68, 69]. Современные исследования предлагают различные модификации конструкций теплообменников, а также различные способы очистки теплопередающих поверхностей как средства для минимизации загрязнений [70].

1.3.1 Влияние обрастания отложений на процесс теплообмена

В современных условиях высокой конкуренции одной из основных задач для промышленных предприятий является непрерывная работа по увеличению качества производимых продуктов. При этом особое внимание уделяется эксплуатации оборудования, с помощью которых на предприятиях становится возможным налаживание бесперебойной работы технологического процесса. Однако во время эксплуатации промышленного оборудования могут происходить ситуации или процессы, приводящие к ухудшению характеристик аппаратов, нарушению их работоспособности, вследствие чего снижается производительность предприятия.

На сегодняшний день одной из наиболее распространенных проблем во многих секторах промышленности является снижение рабочих параметров и постепенное или внезапное ухудшение технического состояния теплообменного оборудования, приводящие к расходу большого количества энергии. Зачастую это происходит вследствие осаждения твердых частиц на поверхности теплообмена. Рассмотрев молочную промышленность, источником загрязнения оборудования является содержание в воздухе сухого молока. При низкой температуре и высокой влажности сухое молоко становится липким и начинает осаждаться на поверхности теплообменника [71]. Следовательно, происходит снижение теплопередачи из-за гидравлического сопротивления, создаваемого отложениями, что приводит к энергетическим потерям.

На процесс образования отложений на рабочей поверхности теплообмена влияют скорость и температура газового потока, конструкционные особенности поверхности теплообмена, а также свойства движущейся жидкости. Современные исследования [72] показывают, что загрязнение оборудования возникает из-за осаждения твердых частиц, содержащиеся в газовом потоке, в процессе химической реакции, из-за образования коррозии, замерзания и кристаллизации. Как правило, наиболее проблемные отложения образуются при переработке твердых или жидких отходов и (сжигании) топлива [73-75].

Таким образом, загрязнение поверхностей в теплообменных аппаратах является серьезной проблемой для технологических установок. Поэтому к задачам энергоэффективности и энергосбережения можно отнести устранение или уменьшение процесса загрязнения.

Об образовании загрязняющих слоев твердых частиц на поверхностях теплообменных оборудования свидетельствует изменение таких параметров, как температура и теплопередача поверхности, гидравлическое сопротивление, электропроводность материала.

При загрязнении теплообменной поверхности коэффициент теплопередачи снижается. Это приводит к снижению температуры конечного продукта и повышению температуры теплоносителя. Эти показатели можно использовать для

определения наличия и степени загрязнения: чем интенсивнее рост температуры теплоносителя, тем сильнее загрязнение твердыми частицами [76].

При электрическом нагреве можно использовать мониторинг поведения нагревателя, поскольку температура электрода изменяется при загрязнении. Электрические параметры очень чувствительны к тонким слоям загрязнения, поэтому в этом случае возможно определить толщину отложений. Так исследователями был разработан метод измерения электрического и теплового сопротивления (теплового потока) для определения загрязнения [77]. В работе [78] электропроводность использовалась для определения скорости роста загрязнения. Для этого электроды были внедрены в пластинчатый теплообменник. В ходе исследований было определено влияние числа Рейнольдса, концентрации кальция и температуры на загрязнение концентрата сывороточного белка. Толщина отложений определялась путем взвешивания пластин до и после обрастания с помощью пневматического подъемного устройства.

К современным методам определения отложений на поверхностях оборудования также можно отнести: кварцевые микровесы, ультразвуковые и вибрационные методы, направленные волны.

Метод определения отложений с помощью кварцевых микровесов основан на принципе кварцевого генератора. Он состоит из пьезоэлектрического кварца, колеблющегося на своей резонансной частоте, которая изменяется в зависимости от количества осажденных частиц.

Акустические параметры изменяются при загрязнении и могут быть измерены при передаче сигнала от одного преобразователя в качестве передатчика к другому в качестве приемника, и в режиме эхоимпульса от одного преобразователя в качестве и передатчика, и приемника [79]. В случае метода направленных волн, распространяющихся вдоль конструкции, а не сквозь нее, их горизонтальное изменение приводит к отражению сигнала и изменению амплитуды. Загрязнения приводят к уменьшению энергии волны и времени прихода сигнала. Так как направляемые волны имеют высокую чувствительность

к различным слоям загрязнения, то данный метод выявления отложений является эффективным.

Однако несмотря на существующие традиционные и современные способы минимизации отложений на поверхности теплообмена, вероятность их образования остается существенной. Поэтому за последние несколько десятилетий наблюдается растущий интерес к исследованию загрязнений теплообменников со стороны воздуха.

В исследовании [80] авторы протестировали три различных теплообменника загрязненные двумя видами частиц пыли ASHRAE Standard и Arizona Road Test Dust. В результате теплогидравлического испытания пластинчато-ребристых и микроканальных теплообменников было обнаружено, что пыль Arizona Road Test Dust приводит к большему снижению теплопередачи до 13,1 %, в то время как стандартная пыль ASHRAE приводит к снижению теплопередачи до 5,2 %.

1.3.2 Механизм осаждения твердых частиц

На экономическую эффективность теплообменного оборудования негативно влияет снижение коэффициента теплопередачи и скорость процесса теплообмена. Известно, что после длительной эксплуатации теплообменных аппаратов их поверхности покрываются твердыми частицами пыли и грязи, что является основной причиной снижения их энергоэффективности.

Как известно, помимо легкой и тяжелой промышленности теплообменники широко используются в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ОВКВ). В результате эксплуатации теплообменные аппараты загрязняются, что увеличивает потребление энергии и приводит к ухудшению качества воздуха в помещении. Частицы пыли и грязи переносятся на поверхность теплообменника благодаря таким механизмам переноса, как инерционное осаждение, броуновское движение и турбулентная диффузия, а затем из-за удара об поверхность оседают на теплообменнике. Осажденные частицы начинают скапливаться на поверхности теплообменника и образовывать

загрязняющий слой до определенной толщины и объема. Поэтому предпочтительнее всего использовать гладкие трубы или пучки труб, а также пластинчатые теплообменники. Такие конструкции позволяют легко очищать внешние области оборудования. В случае использования оребренных труб, поверхность теплообмена быстро загрязняется, что способствует частой очистке, приводящая к приостановке работы.

Поскольку загрязнение является важной проблемой, ее возможно учитывать уже при проектировании оборудования. Полностью очистить теплообменную поверхность от отложений невозможно. Поэтому исследователи предлагают усовершенствованные теплообменники, которые минимизируют скорость засорения и увеличивают теплопередачу более чем на 100% [81, 82].

На сегодняшний день многие исследования посвящены моделированию процесса осаждения твердых частиц и образованию загрязнений на теплопередающих поверхностях. Авторами статьи [83] было разработано и проведено моделирование осаждения частиц в теплообменниках HVAC методом Монте-Карло, предсказывающий осаждение частиц на поверхностях теплообмена. Результаты измерений показали большее осаждение частиц на поверхности ребер при меньших скоростях, чем это предсказала модель, а при более высоких скоростях и для более крупных частиц модель продемонстрировала хорошую сопоставимость с полученными экспериментальными данными. В [84] была разработана численная модель для прогнозирования скорости осаждения частиц дымовой золы на поверхность трубных пучков в программном комплексе Ansys Fluent UDF (User Define Function). Было установлено, что частицы скапливаются преимущественно в области зоны застоя и рециркуляции, а также отрыва и присоединения вихрей газового потока. Увеличение диаметра частиц сместило зоны осаждения к наветренной стороне труб. Использование как овальных труб, так и ступенчатого расположения может снизить скорость загрязнения. С увеличением продольного шага труб увеличивается как скорость осаждения твердых частиц, так и эффективность теплопередачи. Подобное исследование рассматривается в статье [85], которое заключается в разработке численной

модели, с помощью которой предсказывалась скорость осаждения частиц на поверхности ребер теплообменника.

Механизм загрязнения теплообменного оборудования, установленного на заводах по термической переработке отходов, был рассмотрен в работе [86]. Авторами представлена математическая модель, прогнозирующая развитие загрязнения дымовыми газами, которая позволяет предотвратить отложения на поверхности теплообмена при проектировании теплообменного оборудования и его эксплуатации на мусоросжигательных заводах. В результате моделирования была определена критическая скорость обрастания отложений и предложена идея по установке специальных вставок в блок труб для улучшения их автоматической очистки.

На процесс осаждения частиц на поверхность теплообмена существенно влияет их размер и концентрация, входная скорость газового потока, а также геометрические особенности конструкции теплообменных аппаратов. Влияние конструктивных особенностей теплообменника на осаждение твердых частиц обусловлено, например, наличием труб и ребер, а именно влиянием шага и ряда трубок [84, 87], шага и типа ребер [88, 89]. Экспериментальные и численные исследования по определению влияния размера частиц и скорости входного газового потока на процесс осаждения показывают, что большая часть частиц осаждалась на передней стороне теплообменника [90]. Численное моделирование демонстрирует, что в момент осаждения крупные частицы не могут пройти между ребрами теплообменника и задерживаются за счет образовавшегося слоя на передней части поверхности теплообмена. Однако в ходе экспериментальных исследований было установлено, что часть крупных частиц под силой тяжести падают с поверхности теплообмена или вовсе ее не достигают, а при больших скоростях потока осаждение мелких частиц усиливается. В результате впрыск большего количества частиц и увеличение их размера приводит к повышению гидравлического сопротивления тепловому потоку.

В исследовании [91] было обнаружено, что значительное количество частиц осаждалось в основном на передней части ребер и труб, а меньшее – на

подветренной стороне. Эксперимент показал, что при уменьшении шага ребер с 3,2 до 1,6 мм масса осажденных частиц увеличилась на 13,1 %. Повышение концентрации частиц с 80 до 280 кг/м³, приводит к увеличению массы осажденных частиц на 6,2 %. При увеличении скорости воздуха от 1 до 3 м/с масса осажденных частиц сначала увеличилась на 6,8 %, а затем уменьшилась на 10,9 %.

1.3.3 Способы очистки и минимизации загрязнений на поверхности теплообмена

Из вышеизложенного следует, что частыми причинами ухудшения тепловых характеристик теплообменных аппаратов являются осаждение частиц пыли на поверхность теплообмена, коррозия под воздействием химических веществ [92-93], эрозия в результате воздействия относительно высокоскоростных и высокотемпературных потоков жидкости [94-95], механические процессы, связанные с вибрацией, а также нарушение правил технической эксплуатации. Теплообменники получили широкое применение во многих областях промышленности благодаря таким процессам, как охлаждение, конденсация, испарение, абсорбция, кристаллизация и др. Поэтому для эффективной работы теплообменного оборудования необходимо проводить сервисное обслуживание.

Очистка теплообменного оборудования сопровождается финансовыми затратами. Поэтому решение задач по минимизации загрязнений теплообменной поверхности представляет собой большой интерес.

В статье [96] исследователями была внедрена двумерная (2D) форма конуса к трубам теплообменника, чтобы свести к минимуму зону застоя и оптимизировать поток воздуха вокруг труб теплообменника. Авторами проведены эксперименты по загрязнению, в ходе которых исследуются влияние цилиндрических и конических труб с углами при вершине 60°, 90° и 120° на

осаждение частиц. Было обнаружено, что засорение твердыми частицами прекращается, если угол при вершине конусообразных трубок меньше 90° .

Исследование [97] направлено на определение оптимальных условий очистки трубных и пластинчатых теплообменников, загрязненные горячим молоком, в проточном режиме на лабораторной станции безразборной мойки. Цель исследования заключалась в увеличении механического воздействия на загрязнения и минимизации расхода моющих средств.

Еще одним серьезным видом загрязнений теплообменных аппаратов является микробное загрязнение в системах ОВКВ (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха). На сегодняшний день оказывают большое внимание характеристике распространения, способам роста, размножения и передачи, а также стратегии борьбы с микробным загрязнением [98]. Системы ОВКВ – это «дыхательная система» современных зданий, регулирующая температуру, влажность, воздушный поток и чистоту в помещении. Однако из-за неправильного проектирования и эксплуатации таких систем они становятся источниками микробного загрязнения, ухудшающими внутреннюю среду помещений и угрожающими здоровью людей. Теплообменник считается основным источником микробного загрязнения, так как взвешенные частицы, осаждающиеся на поверхности теплообмена, могут переносить по воздуху вирусы и бактерии. Как только количество пыли достигнет определенного уровня, скорость роста бактерий увеличится. В ходе литературного обзора работы было установлено, что микробные аэрозоли с размером частицы 1–10 мкм имеют вероятность осаждения 1–20% на теплообменниках, а вероятность осаждения субмикронных частиц составляет менее 5%. Большинство частиц оседает на передней стороне ребер и трубок. Изменение расстояние между ребрами, концентрации частиц, размер частиц и скорость воздушного потока могут способствовать повышению осаждения биоаэрозолей. Также были предложены способы минимизации и предотвращения микробного загрязнения с помощью фотокаталитической и плазменной стерилизации, УФ-стерилизация, стерилизация микроволновым излучением и физическая адсорбция, а также контроль источника

загрязнения, регулирование параметров воздуха и правильная эксплуатация систем ОВКВ. В результате хорошее понимание механизма передачи микробных аэрозолей в системах ОВКВ способствует контролю и предотвращению распространения микробных загрязнителей. Подобные исследования были рассмотрены авторами [99, 100].

Работа авторов [101] заключается в изучении влияния загрязнений на характеристики смачиваемости поверхности теплопередачи, которая играет важную роль в явлениях фазового перехода жидкость-пар, включая начало кипения, критический тепловой поток, переход Лейденфроста и конденсацию. Степень загрязнения была исследована на циркониевой и алюминиевой фольге 6061, которые используют в качестве материала поверхностей теплопередачи в различных системах, включая теплообменники и оболочки ядерного топлива. Установлено, что смачиваемость поверхностей теплообмена, которая была охарактеризована с помощью измерений краевого угла, уменьшается с увеличением толщины слоя загрязнения.

Отложение золы на поверхности теплообменника влияет на его характеристики теплопередачи и срок службы аппарата, что снижает эффективность рекуперации и использование отработанного тепла, получаемого от дымовых газов. В работе [102] был разработан численный метод для исследования характеристик золоотложения в кожухотрубчатых теплообменниках. С помощью интегрированной модели загрязнения, включающая в себя такие механизмы, как перенос, отскок, осаждение и удаление частиц, прогнозировалось поведение частиц. В исследовании было изучено влияние диаметра частиц и скорости дымовых газов на образование слоя отложений, а также на абсолютный и относительный коэффициенты осаждения. Впоследствии были сопоставлены теплогидравлические характеристики и характеристики золообразования трех труб различной геометрии. Результаты показали, что золообразование и износ можно уменьшить за счет увеличения скорости потока дымовых газов, фильтрации средних и крупных частиц, а также использования эллиптических и цилиндрических труб.

Авторами статьи [103] был разработан численный метод исследования характеристик загрязнения типичного теплообменника, модель которого состоит из процессов отложения и удаления слоя твердых частиц, имитирующая поведение загрязнений. Критерий осаждения твердых частиц определялся балансом энергии при взаимодействии частицы с поверхностью, а процесс удаления отложений основывался на локальном напряжении сдвига стенки и толщине обрастания. Вследствие чего были рассчитаны характеристики потока жидкости и применена дискретно-фазовая модель (DPM) для отслеживания частиц летучей золы в процессе загрязнения. Процесс загрязнения теплопередающей поверхности был исследован физическим экспериментом в реальном времени, а именно влияние скорости потока на входе и диаметра частиц на сопротивление загрязнению. Результаты показали, что движение частиц легко контролировалось различными вихревыми структурами, а засорение в основном происходило в области торможения и рециркуляции потока.

1.3.4 Модификации теплообменных поверхностей для минимизации загрязнений

Очистка поверхностей от загрязнений в теплообменных аппаратах является необходимой задачей при их эксплуатации. Различные загрязнения возникают, например, при производстве пищевых продуктов, бумаги, текстиля, катализаторов, цемента, при утилизации тепла из дымовых газов, при окрашивании изделий в специальных камерах и т.д.

Имеются исследования по анализу состава теплообменной поверхности, влияющий на степень загрязнения. Например, алмазоподобные углеродные покрытия поверхностей теплообменников используются для уменьшения кристаллизационного загрязнения [104]. В промышленности стабильность удельных свойств поверхности, подверженной жидкостным, термическим и химическим воздействиям, определяет их эффективность. Поэтому исследуются теплогидравлические и очищающие воздействия, приложенные к покрытию.

В пищевой отрасли загрязнение технологического оборудования частицами молока и биопленки являются распространенными проблемами в молочной промышленности [71, 97]. Один из предлагаемых способов уменьшить загрязнение частицами молока и образование биопленок является изменение характеристик поверхностей, контактирующих с молоком. В этом исследовании [105] изучается возможность использования модификационной поверхности нержавеющей стали на основе золь-геля во время термической обработки молока для оценки обрастания и адгезии бактерий в пластинчатом теплообменнике. Наблюдается значительное уменьшение количества загрязненного слоя на модифицированных поверхностях и их устойчивость к образованию биопленки. В целом модифицированная поверхность продемонстрировала хорошие результаты при термической обработке молока, обеспечивая значительно меньшее загрязнение и прилипание бактерий.

Сильные загрязнения при нагреве водных растворов могут существенно ухудшать работу теплообменников. Процесс загрязнения рассматривается в статье [106] при применении пластинчатого теплообменника (ПТО) с улучшенной теплопередачей, который, как оказалось, имеет гораздо более низкую тенденцию к загрязнению, чем обычные кожухотрубчатые теплообменники. Для изучения обрастания была разработана математическая модель в безразмерной форме. Она основана на уравнении механизма переноса и химической реакции загрязнения.

В работе [107], направленной на повышение теплопередачи, снижения гидравлического сопротивления и уменьшения отложений на поверхностях теплообмена в условиях повышенной запыленности были предложены линейно-эллиптический и сотовый трубные пучки, а также исследованы характеристики слоев отложений и теплогидравлические характеристики до и после загрязнения. На основе модели зольного обрастания и метода прогнозирования были получены уравнения распределения слоя отложений и их морфология, а зольные обрастания и теплогидравлические характеристики были исследованы путем параметризации. Результаты показывают, что относительные отклонения между прогнозируемыми результатами и численными значениями находятся в пределах 4%, что

свидетельствует о том, что предложенная корреляция имеет достаточную для инженерных целей точность и позволяет точно прогнозировать теплогидравлические характеристики теплообменника дымовых газов.

Наиболее известными источниками загрязнения производственного оборудования и атмосферного воздуха являются дымовые газы, образующиеся при сжигании твердого или жидкого топлива на тепловых и атомных электростанциях, предприятия черной и цветной металлургии, автомобильный и железнодорожный транспорт, многочисленные заводы и фабрики и т.д.

Отложение золы на поверхности теплообмена является серьезной проблемой, которая имеет решающее значение для работы котла. В [108] были проведены эксперименты по уменьшению отложений и сохранению характеристик процесса теплопередачи. Методом численного моделирования исследовалась новая ромбическая теплообменная поверхность, анализировались характеристики осаждения твердых частиц разного диаметра. Было проведено сравнение различных вариантов расположения трубок: ромбических, выровненных и расположенных в шахматном порядке. Результаты показывают, что ромбическая поверхность теплообмена способствует уменьшению зольных отложений. Диаметр частиц и скорость газа являются двумя доминирующими факторами, влияющими на степень осаждения. Мелкие частицы имеют сильную склонность к осаждению с высокой скоростью, а уменьшение скорости способствует слипанию крупных частиц. Отложения концентрируются с подветренной стороны на передней поверхности из-за вихревого удара, но в других областях преобладают отложения с наветренной стороны. При таком ромбовидном расположении труб отложение золы значительно уменьшается, так что теплопередача значительно улучшается.

В статье [109] дана численная оценка нового теплообменника с пучком труб с поперечным потоком, который сочетает в себе трубы разного диаметра во встроенной компоновке с целью снижения скорости загрязнения твердыми частицами со стороны газа при сохранении оптимальных значений коэффициента теплопередачи. Проведено сравнение трех схем: кожухотрубчатый

теплообменник с цилиндрическими трубами одинакового диаметра и две другие схемы, состоящие из чередующихся цилиндров с отношением диаметров $d/D = 0,5$, при двух разных поперечных расстояниях. Численные расчеты выполнены с целью изучения теплообмена, гидравлического сопротивления и скоростей загрязнения дымовыми газами со взвешенными частицами золы. Переменные размеры труб обеспечивают подавление образования вихрей, способствующие увеличению осаждения частиц ниже по потоку. Результаты показывают, что стандартная компоновка пучка труб с неравными цилиндрами, размещенными на максимальном поперечном расстоянии друг от друга, обеспечивают значительное снижение скорости осаждения частиц без изменений оптимальных значений коэффициентов теплопередачи на единицу объема и низкого перепада давления.

Задачи по снижению затрат на эксплуатацию теплообменного оборудования с целью повышения энергоэффективности и ресурсосбережения рассматриваются многими авторами [110, 111]. Загрязнение твердыми частицами поверхностей в теплообменных аппаратах ограничивает их применение, поэтому возникает необходимость в снижении количества образующихся отложений на поверхности теплопередачи [112]. Проведение экспериментов по исследованию тепломассообменных процессов требует больших финансовых и временных затрат. В этом случае используют методы численного моделирования для изучения механизмов осаждения твердых частиц [113] и их влияния на процесс теплопередачи [114, 106]. Сегодня научные знания в области численного моделирования значительно продвинулись, поэтому наблюдается актуальность в исследованиях по осаждению твердых частиц на поверхности в теплообменных аппаратах [115-117].

Многие работы посвящены изучению процесса осаждения частиц [118, 119]. Авторы в [84, 85, 120] установили, что конструкционные особенности аппарата влияют на осаждение твердых частиц. Загрязнение также зависит от температуры поверхности, скорости газового потока, размера частиц и т.д. Выявлено, что большая часть работ направлена на изучение зависимости процесса загрязнения поверхности в теплообменном аппарате от внешних параметров [108, 121].

Например, в статье [90] изучается и обсуждается влияние скорости потока и массы и размера частиц на осаждение частиц различного диаметра. Было установлено, что с увеличением диаметра частиц степень осаждения частиц изначально увеличивалась, затем постепенно уменьшалась, а рост скорости потока как способствовал, так и препятствовал осаждению частиц в зависимости от их размера на поверхность теплообменника. Увеличение массы частиц привело к тому, что большая часть частиц осаждалась на передней части ребристого теплообменника.

Среди исследований данной темы встречаются работы, в которых авторы приводят наиболее важные факторы, влияющие на осаждение твердых частиц на мокрые поверхности, а именно относительная влажность воздуха на входе и концентрация частиц. В работе [122] была разработана численная модель для моделирования осаждения твердых частиц на мокрой поверхности оребренного теплообменника в процессе их захвата конденсатом воды и слоем осажденных влажных частиц.

Как ранее было сказано, процессы, связанные с зольностью, являются одними из самых сложных проблем в котельных системах, а именно зашлаковывание и засорение, которое приводит не только к ухудшению характеристик теплопередачи, но и внеплановым отключениям и даже выходу из строя систем с серьезными экономическими последствиями [123, 124]. Исследования изменения характеристик теплопередачи и загрязнения пяти различных теплообменников с ребристыми трубами Н-типа в работе [125] показывают, что увеличение количества ребер приводит к незначительному снижению эффективности теплопередачи, но при этом уменьшаются загрязнения. Однако замена круглых труб на эллиптические при том же шаге трубы приведет к снижению эффективности теплопередачи и увеличению загрязнений, следовательно, их практического применения следует избегать. В то же время использование эллиптических оребренных труб с одинаковым относительным шагом могут значительно повысить эффективность теплопередачи и уменьшить загрязнение.

1.4 Постановка задачи исследования

Теплообменные аппараты различных конструкций по назначению часто встречаются в качестве экономайзеров, тепловых насосов, конденсаторов, охладителей, парогенераторов, котлов и других устройств, предназначенных для передачи тепла от одного теплоносителя к другому.

Конденсация имеет место во многих теплообменных аппаратах для интенсификации процессов передачи тепла. Однако недостаточно изучен процесс передачи тепла при конденсации парогазовых смесей, содержащих твердые частицы. В работе рассмотрен теплообменный аппарат на промышленном объекте, занимающийся производством бумаги санитарно-гигиенического назначения и изделий тисью в России. Теплообменный аппарат был установлен компанией ООО «Филиал ВПМ», г. Казань. Во время его эксплуатации при конденсации парогазовой смеси происходит осаждение твердых частиц на ребренную поверхность, что способствует снижению теплового потока. В связи с этим поставлена цель разработать математическую модель образования отложений на наружной ребренной поверхности в теплообменнике при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы. Так как вышеизложенная цель позволит спрогнозировать место установки форсуночных устройств для смыва отложений водой с ребренной поверхности в теплообменном аппарате. Для этого были поставлены следующие задачи:

1. Проведение анализа существующей проблемы осаждения твердых частиц на ребренных поверхностях в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовых смесей, содержащих твердые частицы.

2. Построение математических моделей процесса образования отложений на поверхности ребер цилиндрической и прямой формы при конденсации парогазовых смесей, содержащих твердые частицы.

3. Подбор модели турбулентности, адекватно описывающей тепломассообменные процессы при внешнем обтекании нагреваемой трубы с

различным оребрением.

4. Проведение численного исследования конденсации парогазовой смеси на поверхности спиральных ребер, сопоставление полученных результатов с экспериментальными данными на промышленном объекте.

5. Разработка инженерной методики, позволяющая рассчитать процесс восстановления оребренной поверхности теплообмена после загрязнений путём смывания отложений водой.

ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И ПРЯМЫХ РЕБЕР

2.1. Образование отложений при конденсации парогазовой смеси на поверхности цилиндрического ребра. Размерные уравнения

2.1.1. Формулировка задачи. Общее описание проблемы

Тонкое цилиндрическое ребро диаметром $2R_D$ расположено на охлаждаемой трубе диаметром $2R_0$, так что температура в его основании на трубе $t_0 = \text{const}$ (рис. 2.1). На обеих сторонах ребра происходит конденсация пара при температуре $t_s = \text{const}$, причём на его поверхности оседают загрязнения. Требуется построить модель процесса, в частности, определить распределение толщины отложений и тепловой поток, отводимый ребром к трубе. Процесс является осесимметричным относительно оси трубы, так что характеристики не зависят от поворота, и симметричным относительно средней плоскости ребра.

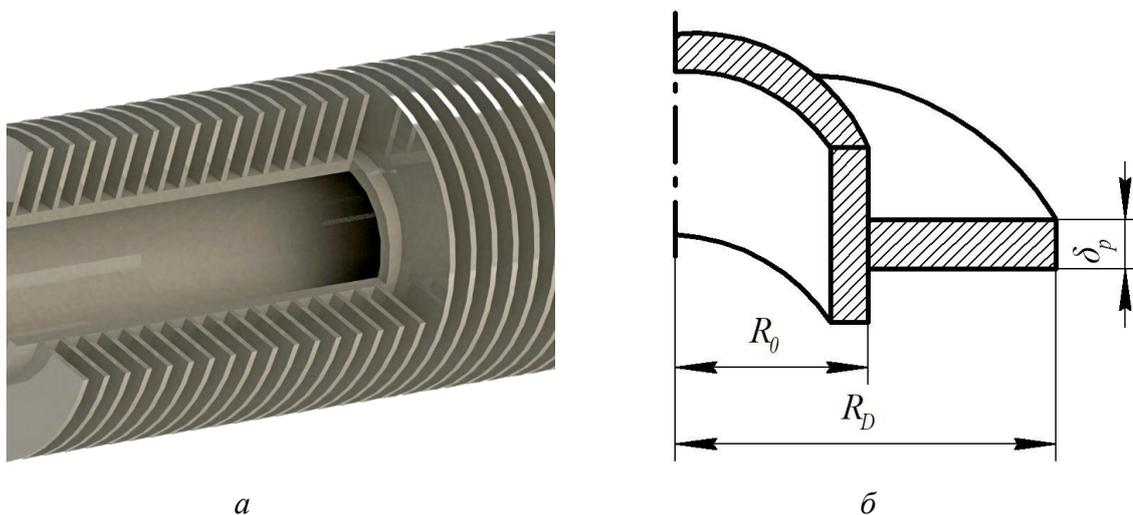


Рис. 2.1 Схема трубы с наружным поперечным оребрением: *a* – 3D-модель; *б* – расчетная схема: R_0 – радиус цилиндрической трубы, R_D – радиус цилиндрического ребра, δ_p – толщина цилиндрического ребра

Введем основные упрощающие предположения:

1) ребро считается тонким, так что термическим сопротивлением по толщине можно пренебречь, а распределение температуры в самом ребре принимается одномерным в виде $t = t(r, \tau)$;

2) отложения образуют однородный слой, который считается тонким, так что его продольной термической проводимостью в направлении, параллельном поверхности ребра, можно пренебречь;

3) температура отложений на внешней границе равна t_s , а в месте примыкания к ребру равна температуре ребра $t = t(r, \tau)$;

4) теплоёмкостью материала ребра и отложений можно пренебречь, тогда получаем, что плотность теплового потока через слой отложений равна

$$q(r, \tau) = \frac{\lambda_o}{\delta(r, \tau)} (t_s - t(r, \tau)) \quad (2.1)$$

где $\lambda_o/\delta(r, \tau)$ – термическая проводимость отложений, Вт/(м²·К), λ_o – коэффициент теплопроводности отложений, Вт/(м·К), $\delta(r, \tau)$ – толщина слоя отложений, м.

5) толщина $\delta(r, \tau)$ слоя отложений в данном месте r ребра пропорциональна общему количеству образовавшегося в этом месте конденсата;

б) скорость образования конденсата в месте ребра с координатой r в данный момент времени τ пропорциональна плотности теплового потока $q(r, \tau)$, температура пара близка к температуре конденсации t_s , небольшое отличие может быть учтено поправкой в теплоту конденсации;

7) искомые функции $t(r, \tau)$ и $\delta(r, \tau)$ непрерывно дифференцируемы по r и по τ , причём $t(r, \tau)$ дважды непрерывно дифференцируема по r , кроме момента времени $\tau = 0$ при $h_0 = 0$ в выражении (2.8).

2.1.2. Уравнение для определения температур в цилиндрическом ребре

Введём функцию избыточной температуры с координатой r в момент времени τ : $\vartheta(r, \tau) = t_s - t(r, \tau) > 0$, и, соответственно, $\vartheta_0 = t_s - t_0$. Тепловой поток Q через произвольную цилиндрическую поверхность $r = \text{const}$ в ребре, в сторону основания, по закону Фурье будет равен

$$Q(r, \tau) = -2\pi\Lambda r \frac{\partial \vartheta(r, \tau)}{\partial r} \quad (2.2)$$

где $\Lambda = \lambda_p \delta_p = \text{const}$ – термическая проводимость ребра, Вт/К, δ_p – толщина ребра, м, λ_p – коэффициент теплопроводности ребра, Вт/(м·К).

Через боковые поверхности ребра между r и $r + dr$ в ребро в соответствии с выражением (2.1) поступает тепловой поток $2q(r, \tau)dF$, т. е. изменение Q от r к

$r + dr$ составит $dQ(r, \tau) = -2 \frac{\lambda_o}{\delta(r, \tau)} \vartheta(r, \tau) 2\pi r dr$, или

$$\frac{\partial Q(r, \tau)}{\partial r} = -4\pi\lambda_o r \frac{\vartheta(r, \tau)}{\delta(r, \tau)} \quad (2.3)$$

Дифференцируя выражение (2.2) и объединяя его с выражением (2.3), получаем

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \vartheta(r, \tau)}{\partial r} \right) = \frac{2\lambda_o}{\Lambda} r \frac{\vartheta(r, \tau)}{\delta(r, \tau)} \quad (2.4)$$

или

$$\frac{\partial^2 \vartheta(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta(r, \tau)}{\partial r} = \frac{2\lambda_o}{\Lambda} \frac{\vartheta(r, \tau)}{\delta(r, \tau)} \quad (2.5)$$

Граничные условия имеют вид:

$$\vartheta(r, \tau)|_{r=R_0} = \vartheta_0, \quad \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \Big|_{r=R_D} = 0 \quad (2.6)$$

Второе условие соответствует отсутствию теплового потока на торцевой поверхности ребра, считающегося пренебрежимо тонким.

Можно заметить, что в выражении (2.5) нет производных по времени τ . Время входит только аргументом в искомые функции и его можно считать параметром, определяющим форму $\delta(r, \tau)$. Если на момент τ функция $\delta(r, \tau)$ известна, то уравнение (2.5) с условиями (2.6) должно однозначно решаться как обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка.

2.1.3. Уравнение для определения толщины слоя отложений на поверхности цилиндрического ребра

В соответствии с вышеуказанными предположениями в месте ребра с координатой r за промежуток времени от τ до $\tau + d\tau$ толщина отложений увеличится на величину $d\delta$, пропорциональную $q(r, \tau)$, т. е. $d\delta = kq d\tau$, откуда с учётом уравнения (2.1) получаем

$$\frac{\partial \delta(r, \tau)}{\partial \tau} = k\lambda_0 \frac{\vartheta(r, \tau)}{\delta(r, \tau)} \quad (2.7)$$

Коэффициент k выражается через концентрацию загрязнений в конденсате, долю загрязнений, оседающих на поверхность, плотность отложений и теплоту конденсации.

В качестве начального условия можно взять

$$\delta(r, 0) = h_0 = \text{const} > 0, \quad R_0 \leq r \leq R_D \quad (2.8)$$

Причём постановка задачи (2.5)–(2.8) будет иметь смысл и при $h_0 = 0$, хотя такое решение при $\tau = 0$ будет иметь особенность. В частности, будет $Q_0 \rightarrow \infty$ при $\tau \rightarrow +0$. Но для расчётов удобнее брать некоторое небольшое значение $h_0 > 0$.

2.1.4. Математическая модель образования отложений на поверхности цилиндрического ребра при конденсации парогазовой смеси

Предварительно рассмотрим отдельно уравнения (2.5) и (2.6). Их можно представлять как задачу определения поля температур ϑ в ребре по заданному распределению толщины отложений δ . При этом решение, если толщины заданы, не зависит от τ , тогда распределение ϑ будет таким же, как в стационарном случае с отложениями. Параметр τ при таком отдельном рассмотрении играет роль идентификатора соответствующих друг другу распределений толщины отложений $\delta(r)$ и температур $\vartheta(r)$.

Построение распределения $\vartheta(r)$ по заданному распределению $\delta(r)$ решением (2.5), (2.6) можно понимать как применение некоторого оператора \mathfrak{R} к $\delta(r)$, т. е.

обозначать $\mathfrak{Y}(r) = \mathfrak{R}(\delta(r))$. При этом значение $\delta(r)$ может быть взято достаточно произвольным, например, немонотонным. В данном случае оператор \mathfrak{R} вряд ли может быть выражен в явном аналитическом виде. Даже при $\delta = \text{const}$ такого рода оператор принимает вид довольно сложного выражения через функции Бесселя. При численном решении оператор \mathfrak{R} может быть реализован в виде подпрограммы. Например, подобно численному решению задачи для классического ребра с обычной теплоотдачей, описанному в [126].

Если вернуться к общей задаче (2.5) – (2.8), то, подставляя \mathfrak{R} в уравнение (2.7), получаем формулировку проблемы в виде уравнения вида

$$\frac{\partial \delta(r, \tau)}{\partial \tau} = P \frac{\mathfrak{R}(\delta(r, \tau))}{\delta(r, \tau)} \quad (2.9)$$

относительно одной функции $\delta(r, \tau)$, где $P = k\lambda_0 = \text{const}$ – температурный коэффициент роста отложений, т.е. диффузия частиц к поверхности отложений при разнице температур в 1 К, $\text{м}^2/(\text{с}\cdot\text{К})$, где k – тепловой коэффициент приращения отложений, т.е. отношение объема, образующихся отложений к теплоте, проходящей через поверхность, на которой они образуются, $\text{м}^3/\text{Дж}$. Вместе с начальным условием (2.8) получается задача Коши, которая решается численно, например, методом Эйлера, Рунге-Кутты или подобными методами.

2.1.5 Некоторые свойства оператора \mathfrak{R}

При анализе проблемы могут оказаться полезными следующие свойства оператора \mathfrak{R} в рассматриваемой отдельно задаче (2.5), (2.6) при заданном распределении функция толщины слоя отложений с координатой r в момент времени τ , $\delta(r, \tau)$:

1. При $\delta = \text{const}$ возникает задача, эквивалентная классической задаче о цилиндрическом ребре с обычной теплоотдачей, коэффициент α которой равен термической проводимости $\lambda_0/\delta = \text{const}$ в данной постановке. Она имеет точное аналитическое решение в [126]:

$$\frac{\vartheta(r)}{\vartheta_0} = \frac{I_0(mr)K_1(mR_D) - I_1(mR_D)K_0(mr)}{I_0(mR_0)K_1(mR_D) - I_1(mR_D)K_0(mR_0)} \quad (2.10)$$

где I_0, I_1, K_0, K_1 – функции Бесселя, $m = \sqrt{\frac{2\lambda_0}{\delta\Lambda}}$.

2. Из этого решения следует, что при $\delta \rightarrow 0$ и $\alpha \rightarrow \infty$ тепловой поток Q_0 , отводимый ребром, будет расти неограниченно $Q_0 \sim \sqrt{1/\delta}$. Впрочем, это не означает, что в общей задаче теоретически нельзя использовать в выражении (2.8) начальное условие «чистого» ребра $\delta|_{r=0} = h_0 = 0$.

3. Задача (2.5), (2.6) имеет единственное решение. Это следует из теории дифференциальных уравнений, поскольку выражение (2.5) – линейное ОДУ 2-го порядка с двумя граничными условиями на концах.

4. Распределение $\vartheta(r)$, понимаемое как результат $\vartheta(r) = \Re(\delta(r))$, при любом значении $\delta(r)$ является монотонно убывающим положительным, т. е. $\vartheta_0 > \vartheta(r_1) > \vartheta(r_2) > 0$ при $R_0 < r_1 < r_2 \leq R_D$. Это ясно из физического смысла.

5. При увеличении толщины $\delta(r)$ отложений хотя бы в каком-то месте температура $\vartheta(r)$ возрастает на всём ребре $R_0 < r \leq R_D$, а тепловой поток Q_0 ребра – падает.

При анализе задачи полезно рассмотреть, как влияет увеличение толщины отложений на температуру в ребре. Если в каком-то месте толщина отложений увеличится, то там уменьшится плотность теплового потока q через отложения, и температура ребра должна в этом месте возрасти. Однако при этом q может вырасти в других местах, и рост температуры ребра во всех точках и уменьшение Q_0 нельзя считать очевидным.

Проведем доказательство свойства 5. Пусть $\delta_1(r)$ – исходное распределение толщины, а $\delta_2(r)$ – после изменения, так что $\delta_2(r) \geq \delta_1(r)$ при $R_0 < r < R_D$. Соответственно, $\vartheta_1(r)$ и $\vartheta_2(r)$, и от противного предположим, что имеются точки, где $\vartheta_2(r) < \vartheta_1(r)$. Обозначим $\Delta\vartheta(r) = \vartheta_2(r) - \vartheta_1(r)$, и пусть в какой-то точке r' ребра, $R_0 < r' \leq R_D$, имеет место отрицательный минимум $\Delta\vartheta(r)$. То есть $\Delta\vartheta(r') < 0$,

$\frac{d\Delta\vartheta(r')}{dr} = 0$, $\frac{d^2\Delta\vartheta(r')}{dr^2} \geq 0$, также должно быть и при $r' = R_D$. Взяв разность

уравнений (2.5), записанных для $\vartheta_2(r)$ и $\vartheta_1(r)$, получим

$$\frac{\partial^2 \Delta\vartheta(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Delta\vartheta(r)}{\partial r} = \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\vartheta_2(r)}{\delta_2(r)} - \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\vartheta_1(r)}{\delta_1(r)} + \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\vartheta_2(r)}{\delta_1(r)} - \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\vartheta_2(r)}{\delta_1(r)},$$

и в точке r'

$$\frac{d^2 \Delta\vartheta(r')}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\Delta\vartheta(r')}{dr} = \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\Delta\vartheta(r')}{\delta_1(r')} - \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \left(\frac{1}{\delta_1(r')} - \frac{1}{\delta_2(r')} \right) \vartheta_2(r').$$

Здесь по условию левая часть неотрицательна, а правая – строго отрицательна, что является противоречием, то есть наличие точек $\vartheta_2(r) < \vartheta_1(r)$ невозможно. Отсюда можно сделать вывод, что если толщина δ хотя бы где-то возрастает, $\delta_2(r) \geq \delta_1(r)$ при $R_0 < r \leq R_D$, то значения ϑ всюду растут $\vartheta_2(r) > \vartheta_1(r)$, а поток ребра Q_0 уменьшается.

2.1.6. Конечно-разностная схема для цилиндрического ребра. Схема для температуры в ребре (по $\delta(r)$)

Рассмотрим численную реализацию оператора \mathfrak{R} – расчёта распределения $\vartheta(r)$ температур в цилиндрическом ребре по заданному распределению толщины отложений $\delta(r)$. Алгоритм строится подобно случаю классического ребра с обычной теплоотдачей, например, описанному в [126]. Разобьём область $R_0 \leq r \leq R_D = R_1 + l$ на n элементов, каждый из которых можно представлять в форме кольца (для внутренних $r_i - \Delta r/2 < r < r_i + \Delta r/2$, где $i = 1, \dots, n - 2$) с равноотстоящими узлами в точках $r_i = il / (n - 1)$, $i = 0, 1, \dots, n - 1$ (на расстоянии $\Delta r = l / (n - 1)$ друг от друга).

Вместо функции $\vartheta(r)$ будем искать узловые значения ϑ_i , считая на данном этапе известными δ_i – узловые значения функции $\delta(r)$ (для $i = 0, 1, \dots, n - 1$). Баланс энергии для каждого внутреннего элемента составит $Q_i = Q_{i+1} + dQ_i$ ($i = 1, \dots, n - 2$) (Рис. 2.2).

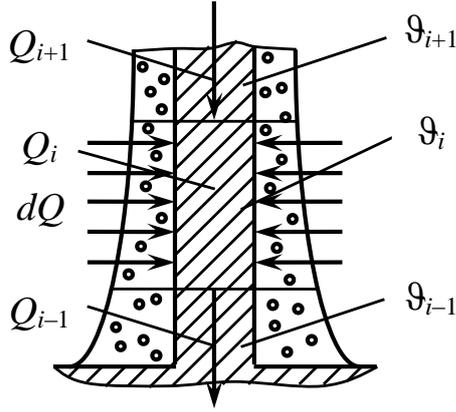


Рис. 2.2. Расчетная схема тепловых потоков для ребра

Поток Q_i теплоты по ребру от элемента i к $i - 1$ в соответствии с конечно-разностным представлением закона Фурье будет

$$Q_i = q_i F_i = \lambda_p \frac{\theta_{i-1} - \theta_i}{\Delta r} 2\pi(r_i - \Delta r/2)\delta_p \quad (2.11)$$

где F_i – площадь границы между элементами, q_i – плотность теплового потока через неё. Соответственно, поток Q_{i+1} от элемента $i + 1$ к i равен

$$Q_{i+1} = \Lambda \frac{\theta_i - \theta_{i+1}}{\Delta r} 2\pi(r_i + \Delta r/2).$$

Поток теплоты dQ_i через слои отложений в элементе i с обеих сторон составит $dQ_i = 2q_\delta dF_i = 2\lambda_\delta \frac{\theta_i}{\delta_i} 2\pi r_i \Delta r$. После подстановки

получаем

$$\theta_{i-1}(r_i - \Delta r/2) - \theta_i(r_i - \Delta r/2) = \theta_i(r_i + \Delta r/2) - \theta_{i+1}(r_i + \Delta r/2) + \frac{2\lambda_\delta r_i \Delta r^2}{\Lambda} \frac{\theta_i}{\delta_i}$$

или

$$\left(1 - \frac{\Delta r}{2r_i}\right)\theta_{i-1} - 2\left(1 + \frac{\lambda_\delta}{\Lambda} \frac{\Delta r^2}{\delta_i}\right)\theta_i + \left(1 + \frac{\Delta r}{2r_i}\right)\theta_{i+1} = 0, \quad i=1, \dots, n-2 \quad (2.12)$$

Аналогом граничного условия $\theta|_{r=R_0} = \theta_0$, где $\theta_0 = \text{const}$ задана, будет

$$\theta_{i=0} = \theta_0 \quad (2.13)$$

На границе $r = r_{n-1} = R_D$ условие баланса $Q_{n-1} = dQ_{n-1}$ при

$dQ_{n-1} = 2\lambda_o \frac{\mathfrak{G}_{n-1}}{\delta_{n-1}} \pi R_D \Delta r$ с учётом ширины $\Delta r/2$ этого элемента примет вид

$$\left(1 - \frac{\Delta r}{2R_D}\right)\mathfrak{G}_{n-2} - \left(1 - \frac{\Delta r}{2R_D} + \frac{\lambda_o}{\Lambda} \frac{\Delta r^2}{\delta_{n-1}}\right)\mathfrak{G}_{n-1} = 0 \quad (2.14)$$

Можно заметить, что здесь при расчёте dQ_{n-1} площадь dF_{n-1} учитывается приближённо как $\pi R_D \Delta r$ вместо точного $\pi(R_D - \Delta r/4)\Delta r$, также можно указать, что \mathfrak{G}_{n-1} берётся с границы, а не середины элемента. Но погрешность здесь будет небольшой из-за условия

$$\left. \frac{\partial \mathfrak{G}}{\partial r} \right|_{r=R_D} = 0$$

Таким образом, если δ_i и остальные параметры заданы, уравнения (2.12), (2.13), (2.14) задают систему из n -линейных алгебраических уравнений относительно n неизвестных \mathfrak{G}_i . Матрица коэффициентов системы трёхдиагональная, такая система эффективно решается методом прогонки.

Изложенный подход реализован в программе вариантом процедуры `R_stiff()`, представленном в приложении 1, обращающейся для решения системы к процедуре `pass()` метода прогонки.

Расчёт всего моделируемого процесса, а именно, включая рост отложений во времени, проводится точно так же, как для прямого ребра, причём реализован той же программой, с изменением (вариантом) только процедуры `R_stiff()`.

Как и в случае прямого ребра, видно, что построение схемы (Рис. 2.2) фактически повторяет рассуждения при выводе уравнения (2.4), и если предшествующее выражение (2.12) записать в виде

$$\frac{(r_i - \Delta r/2) \frac{(\mathfrak{G}_{i-1} - \mathfrak{G}_i)}{\Delta r} - (r_i + \Delta r/2) \frac{(\mathfrak{G}_i - \mathfrak{G}_{i+1})}{\Delta r}}{\Delta r} = \frac{2\lambda_o}{\Lambda} r_i \frac{\mathfrak{G}_i}{\delta_i},$$

то получим прямой конечно-разностный аналог уравнения (2.4):

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \mathfrak{G}(r, \tau)}{\partial r} \right) = \frac{2\lambda_o}{\Lambda} r \frac{\mathfrak{G}(r, \tau)}{\delta(r, \tau)}. \quad (2.15)$$

Здесь правомерны те же соображения, что были приведены для прямого ребра.

2.1.7 Расчёт вспомогательных величин

Объём V отложений с обеих сторон можно рассчитать по массиву толщин отложений по методу трапеций, точность при таком достаточно большом числе узлов должна оказаться приемлемой. Например:

$$V = 2\pi\Delta r(\delta_{i=0}R_0 + \delta_{n-1}R_D + 2\sum_{i=1}^{n-2}\delta_i r_i). \quad (2.16)$$

Несколько сложнее с расчётом теплового потока Q_0 , отводимого ребром. В простейшем случае его можно использовать в законе Фурье

$$Q_0 = \lambda_p f_p \text{grad } \vartheta|_{R_0} = \lambda_p 2\pi R_0 \delta_p \text{grad } \vartheta|_{R_0} = 2\pi R_0 \Lambda \text{grad } \vartheta|_{R_0}. \quad (2.17)$$

Так как в остальных расчётах отдельно величина Λ не используется, целесообразно выдавать относительный поток Q_0/Λ . Величину $\text{grad } \vartheta|_{R_0}$ для прикидки можно определить как $\text{grad } \vartheta|_{R_0} = \frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta r}$.

Однако эта формула даёт очевидную погрешность – этот градиент относится точнее к $r = R_0 + \Delta r/2$, чем к $r = R_0$. Имеются разные способы уточнения.

Будет последовательным использование таких же рассуждений, как при построении численной схемы для решения уравнений. Используем то же разбиение области на элементы и узлы. Тепловой поток от элемента $i = 1$ к элементу $i = 0$ рассчитывался выше по формуле

$$Q_1 = \lambda_p \frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta r} 2\pi(R_0 + \Delta r/2)\delta_p = 2\pi\Lambda \frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta r} (R_0 + \Delta r/2). \quad (2.18)$$

Кроме того, к элементу $i = 0$ поступает теплота с боковых сторон ребра через слой отложений $dQ_0 = 2q_\delta dF_i = 2\lambda_o \frac{\theta_0}{\delta_{i=0}} 2\pi R_0 \frac{\Delta r}{2}$. Таким образом, общий относительный тепловой поток, отводимый ребром Q_0/Λ определится по формуле

$$Q_0 / \Lambda = 2\pi \left[\frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta r} (R_0 + \Delta r / 2) + \theta_0 \frac{2\lambda_0 R_0 \Delta r}{\Lambda 2\delta_{i=0}} \right]. \quad (2.19)$$

Здесь не учтено, что в последнем слагаемом значения θ_0 и $\delta_{i=0}$ берутся с края элемента, а не середины, но поправка с учётом соответствующих значений в узле $i = 1$ не даст существенного повышения точности, тем более что обе величины меняются в одну сторону. Также площадь элемента $i = 0$ считается не по среднему радиусу $R_0 + \Delta r / 4$, а по внутреннему R_0 . Проверка при расчётах показала это несущественность этих уточнений.

2.1.8. Численный расчёт процесса нарастания толщины отложений $\delta(r, \tau)$

Пусть через δ_i^j и ϑ_i^j обозначены узловые значения толщины отложений и температуры в узлах r_i в дискретные моменты времени τ^j . Если на некоторый момент τ^j ($j \geq 0$) известны значения толщины δ_i^j для всех i ($0 \leq i \leq n - 1$), то изложенный в предыдущем пункте алгоритм позволяет найти соответствующие значения ϑ_i^j . Для перехода к следующему моменту времени τ^{j+1} нужно использовать численный аналог уравнения (2.7) или (2.9) например, по методу Эйлера

$$\delta_i^{j+1} = \delta_i^j + P \frac{\vartheta_i^j}{\delta_i^j} \Delta \tau^j, \quad i = 0, \dots, n - 1, \quad (2.20)$$

где $\Delta \tau^j = \tau^{j+1} - \tau^j$, $j \geq 0$.

Шаги $\Delta \tau^j$ можно менять в ходе счёта: на начальной стадии, когда происходят быстрые и резкие изменения, для большей точности брать мелкий шаг, потом для ускорения счёта его укрупнять.

2.1.9 Проверка работоспособности численной модели

Основу численной модели составляет алгоритм (2.12), (2.13), (2.14), реализующий оператор \mathfrak{R} . Для оценки эффективности и точности этой

реализации можно использовать изложенное выше свойство 1 оператора $\mathfrak{R}(\delta)$, согласно которому в случае $\delta = \text{const}$ он имеет точное аналитическое представление (2.9). Расчёты показывают, что погрешность численной реализации по сравнению с аналитическим решением, например, при $R_0 = 1$, $R_D = 2$, $m = 1$ с числом узлов $n > 200$, не превышает 10^{-6} , причём алгоритм работает достаточно быстро.

Для проверки точности расчёта всего процесса нарастания отложений во времени по конечно-разностным соотношениям (2.12) – (2.14), (2.20) можно использовать свойство 2 решения полной задачи, которое даёт точное аналитическое решение (2.10) для толщины отложений $\delta_0(\tau)$ при $r = R_0$. В этом месте отложения растут наиболее быстро и неравномерно, особенно в начальные моменты, и можно ожидать появления наибольшей погрешности. Расчёты показывают, что при выборе достаточного числа узлов n и малых шагов $\Delta\tau^j$ в начальные моменты времени для типичных исходных параметров конечно-разностный подход даёт толщину отложений с погрешностью до тысячных долей процента.

На основе разработанной модели был проведен расчет теплообменного аппарата с оребренной наружной поверхностью труб (рис. 2.3). На Рис. 2.4–Рис. 2.7 представлены результаты оценки влияния конструктивных и теплофизических параметров на изменение теплового потока, отводимого цилиндрическим ребром к трубе теплообменника при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами. Заданы параметры расчета: $R_D = 24,5$ мм, $\delta_p = 1$ мм, $R_0 = 11,45$ мм, $\lambda_p = 30$ Вт/(м·К), $\lambda_o = 0,3$ Вт/(м·К). В качестве расчетного времени работы оборудования было выбрано 60 суток.

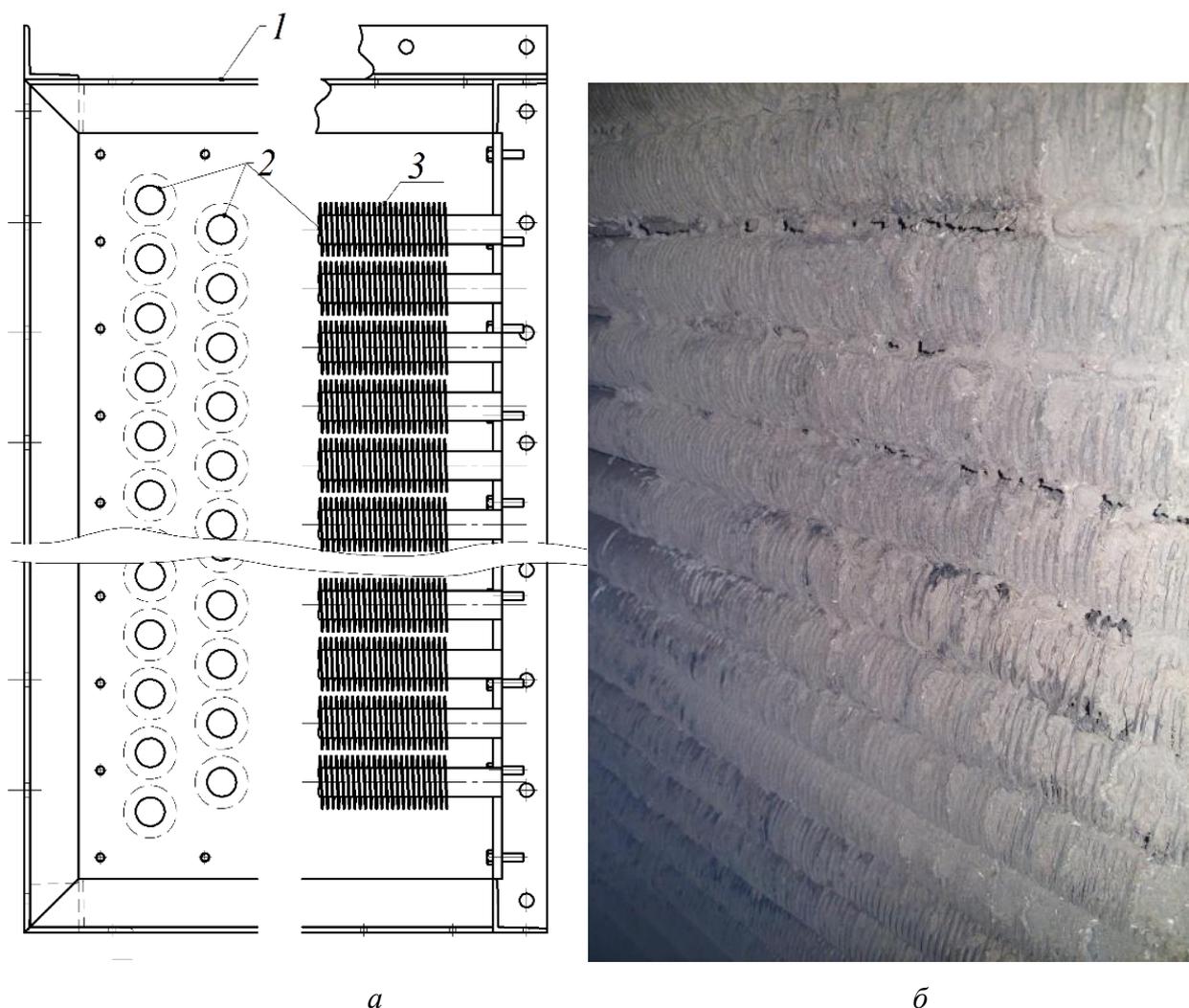


Рис. 2.3. Пример загрязнения труб теплообменника осаждением твердых частиц: *а* – 2D-модель теплообменника; *б* – фото первого ряда оребренных труб со слоем отложений в теплообменнике; 1 – секция теплообменника; 2 – труба круглая; 3 – поперечное оребрение

На Рис. 2.4 показана зависимость теплового потока Q , отводимого ребром к трубе, от времени при изменении толщины ребра δ_r от 0,4 до 3,0 мм. Видно, существенное снижение теплового потока наблюдается в начале работы теплообменника, которое приблизительно равно для всех ребер, в среднем на 68,25% (Рис. 2.4, *б*). Через 14,4 ч для всех ребер прослеживается точка перегиба, после которой изменение теплового потока вплоть до 60 сут. работы не превышает в среднем 35% для каждой толщины ребра. Выявлено, что при уменьшении толщины цилиндрического ребра с 3,0 до 0,4 мм тепловой поток снижается в 2,67 раз в момент времени $\tau = 60$ сут.

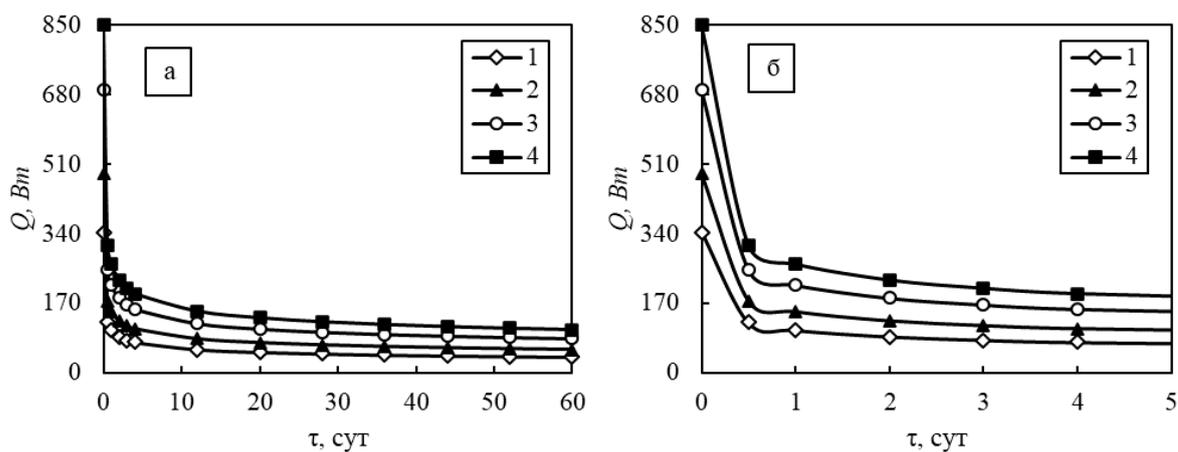


Рис. 2.4. Временные зависимости теплового потока Q от одного ребра за 60 суток (а) и 5 суток (б) работы теплообменника при различной толщине ребра δ_p , мм: 1 – 0,4; 2 – 1,0; 3 – 2,0; 4 – 3,0

Далее было исследовано изменение теплового потока, отводимого ребром трубе различного радиуса R_0 (Рис. 2.5). Подобно Рис. 2.4 здесь также наблюдается существенное снижение Q в начале работы теплообменника (Рис. 2.5, б). Так, уменьшение теплового потока за 14,4 ч примерно одинаково при всех радиусах трубы 8, 11,45 и 15 мм, и составляет в среднем 68,2%. В дальнейшем изменение теплового потока не превышает 25% для всех исследуемых радиусов труб. Найдено, что уменьшение радиуса цилиндрической трубы теплообменника от 15 до 8 мм приводит к падению теплового потока в 1,8 раз в момент времени $\tau = 60$ сут.

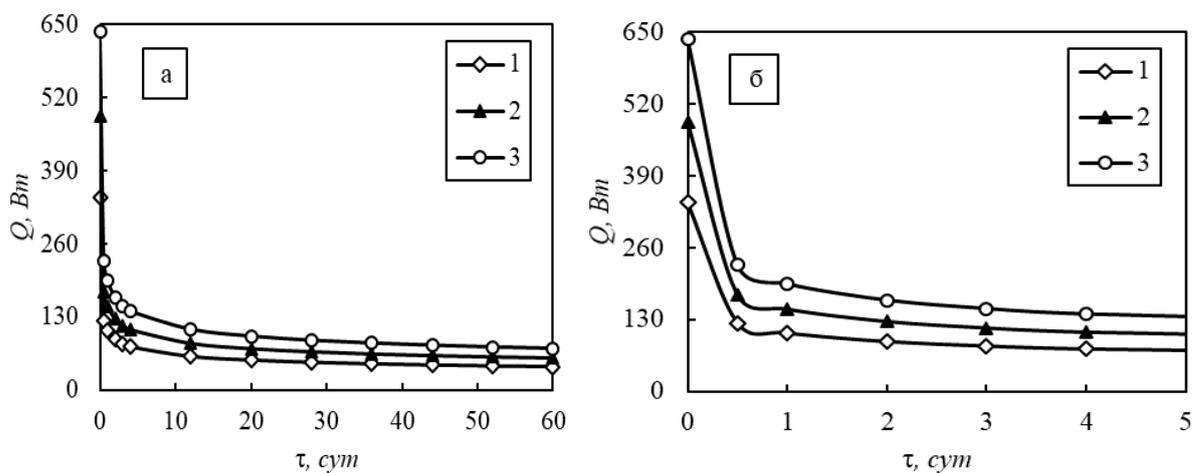


Рис. 2.5. Временные зависимости теплового потока Q от одного ребра за 60 суток (а) и 5 суток (б) работы теплообменника при различном радиусе трубы R_0 , мм: 1 – 8; 2 – 11,45; 3 – 15

Теплопроводность существенно влияет на перенос тепла, поэтому далее было исследовано изменение теплового потока при изменении коэффициентов теплопроводности материала ребра и слоя отложений образованного на поверхности теплообмена.

На Рис. 2.6 показано влияние теплопроводности ребра λ_p на изменение теплового потока, отводимого ребром к трубе, Q теплообменника при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы. Здесь также наблюдается значительное уменьшение значений Q в начальный период времени работы теплообменника (Рис. 2.6, б). Так, уменьшение теплового потока в период 0–14,4 ч характерно для всех ребер и составляет в среднем 67,8%, а в период 14,4ч до 60 сут – 31%. Увеличение коэффициента теплопроводности материала ребра с 12 до 50 Вт/(м·К) приводит к увеличению теплового потока в 2,16 раза при $\tau = 60$ сут.

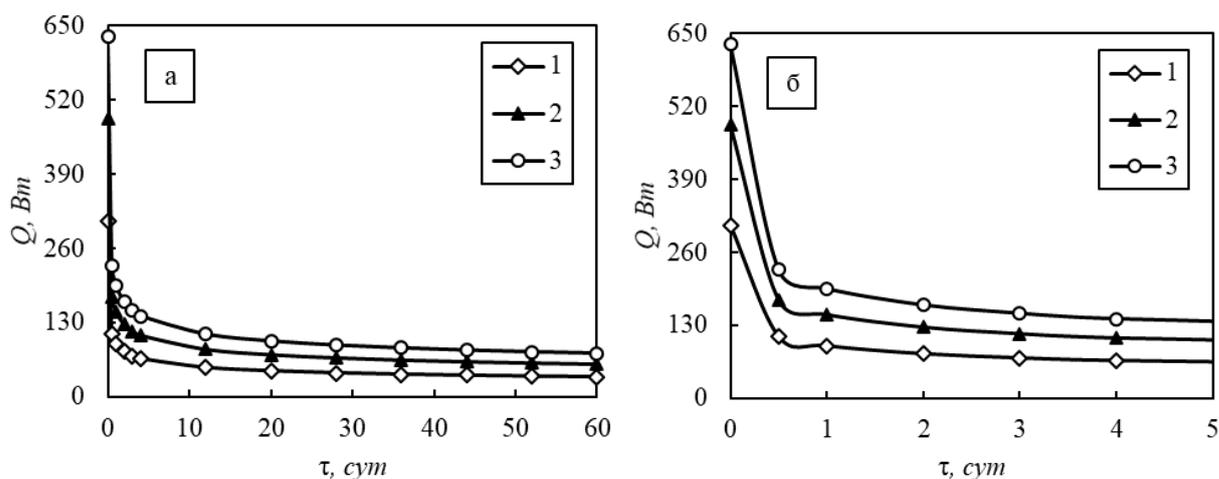


Рис. 2.6. Временные зависимости теплового потока Q от одного ребра за 60 суток (а) и 5 суток (б) работы теплообменника при различной теплопроводности ребра λ_F , Вт/(м·К): 1 – 12; 2 – 30; 3 – 50

На Рис. 2.7 показана зависимость теплового потока, отводимого ребром к трубе, Q за 60 дней работы теплообменника при изменении теплопроводности отложений. Здесь также наблюдается быстрое снижение теплового потока в первые 14,4 ч работы теплообменника (Рис. 2.7, б). Однако, скорость снижения Q не одинаковая при разных теплопроводностях отложений. В частности, падение

составляет 73,2, 67,1 и 45,7% при коэффициентах теплопроводности отложений 0,670, 0,300 и 0,037 Вт/(м·К), соответственно. После 14,4 ч уменьшение теплового потока составляет в среднем 26% при различной теплопроводности отложений λ_o . Повышение коэффициента теплопроводности слоя отложений с 0,037 Вт до 0,67 Вт/(м²·К) приводит к росту теплового потока почти в 2 раза в момент времени $\tau = 60$ сут.

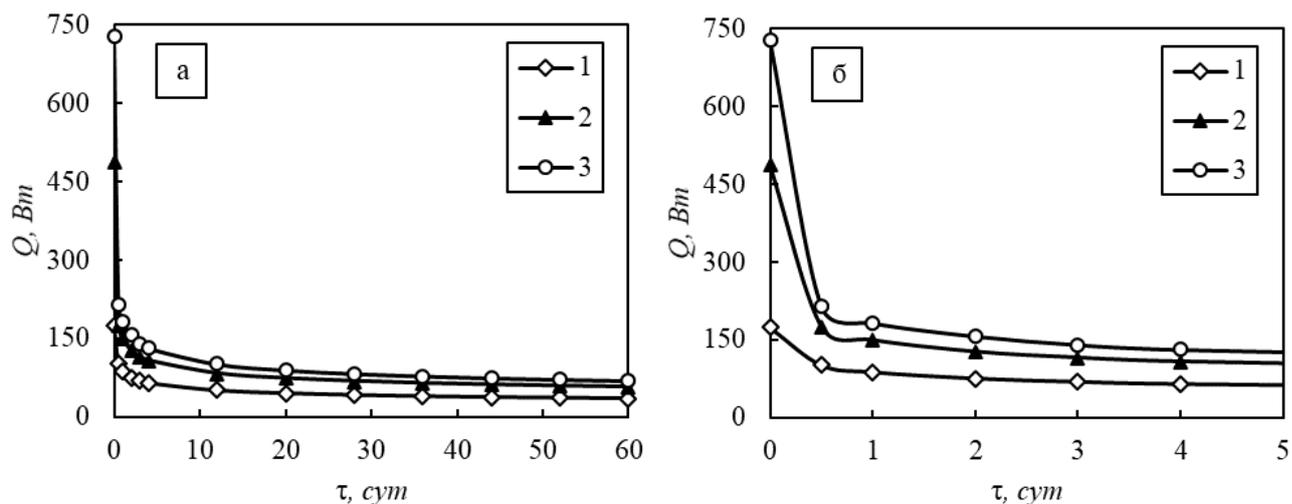


Рис. 2.7 Временные зависимости теплового потока Q от одного ребра за 60 суток (а) и 5 суток (б) работы теплообменника при различной теплопроводности отложений λ_o , Вт/(м·К): 1 – 0,037; 2 – 0,300; 3 – 0,670

Таким образом, существенное снижение теплового потока, отводимого ребром трубе, наблюдается в начале работы теплообменника. Это связано с образованием первого слоя отложений по всей «чистой» поверхности оребренных труб, что приводит к быстрому снижению коэффициента теплопередачи. Точка перегиба наблюдается в момент 14,4 ч, после которой наблюдается изменение теплового потока не более чем на 25–35% в зависимости от исследуемых конструктивных и теплофизических параметров. Это указывает, на то, что теплоотвод происходит через равномерный слой отложений, и его толщина пропорционально влияет на изменение Q .

В работе предложена методика расчета процесса формирования отложений на наружной поверхности оребренных труб в теплообменнике при конденсации

парогазовой смеси, содержащей твердые частицы. Выявлено, что при работе в течении 60 суток, тепловой поток будет меньше в 2,67 раз, если толщина ребер будет снижена с 3 до 0,4 мм, и в 1,77 раз, если радиус трубы будет снижен с 15 до 8 мм. Существенно влияют такие параметры как теплопроводность слоя отложений и материала ребер. Увеличение коэффициента теплопроводности материала ребра с 12 до 50 Вт/(м·К) приводит к росту теплового потока в 2,16 раза. Повышение коэффициента теплопроводности слоя отложений с 0,037 до 0,67 Вт/(м·К) приводит к росту теплового потока почти в 2 раза.

Предлагаемая методика расчета позволяет оценить вклад теплофизических параметров и конструктивных размеров оребренного трубчатого теплообменника. Стоит отметить, что расчёт всего моделируемого процесса роста отложений на оребренных трубах в теплообменном оборудовании во времени может проводиться по разработанному методу и для случая прямого ребра.

2.2. Образование отложений при конденсации парогазовой смеси на поверхности цилиндрического ребра. Безразмерный вид

2.2.1 Некоторые свойства решения полной задачи (2.5) – (2.8)

1. Считаем заданными исходные параметры задачи: радиус цилиндрической трубы R_0 , радиус цилиндрического ребра R_D , избыточная температура в основании ребра $\vartheta_0 = t_s - t_0$, где t_s – температура конденсации, $t_0 = \text{const}$ – температура в основании ребра, коэффициенты уравнений $a = 2\lambda_0/\Lambda$ и $P = k\lambda_0$ – температурный коэффициент роста отложений, т.е. диффузия частиц к поверхности отложений при разнице температур в 1 К, $\text{м}^2/(\text{с}\cdot\text{К})$, где λ_0 , λ_p – коэффициент теплопроводности отложений и ребра, Вт/(м·К), k – тепловой коэффициент приращения отложений т.е. отношение объема, образующихся отложений к теплоте, проходящей через поверхность, на которой они образуются, $\text{м}^3/\text{Дж}$, δ_p – толщина ребра, м, и вспомогательный параметр h_0 – начальное приближение толщины слоя отложений, параметр стремящийся к нулю, м. Принято, что толщина цилиндрического ребра постоянна по его высоте.

Введем безразмерную координату $\chi = \frac{r}{R_0}$, безразмерное время $T = \frac{\tau P \vartheta_0}{R_0^4 a^2}$ и безразмерные искомые переменные $\Theta(\chi, T) = \frac{\vartheta}{\vartheta_0}$, $\Gamma(\chi, T) = \frac{\delta}{a R_0^2}$. Соответственно, появляется безразмерный параметр R_D/R_0 , а также $\Gamma_0 = \frac{h_0}{a R_0^2}$. После замены параметров в уравнениях (2.5) – (2.8) на безразмерные и условиях однозначности получаем безразмерную постановку:

$$\frac{\partial^2 \Theta(\chi, T)}{\partial \chi^2} + \frac{1}{\chi} \frac{\partial \Theta(\chi, T)}{\partial \chi} = \frac{\Theta(\chi, T)}{\Gamma(\chi, T)}$$

$$\frac{\partial \Gamma(\chi, T)}{\partial T} = \frac{\Theta(\chi, T)}{\Gamma(\chi, T)}$$

$$1 \leq \chi \leq R_D/R_0$$

граничные условия

$$\Theta(1, T) = 1, \quad \left. \frac{\partial \Theta(\chi, T)}{\partial \chi} \right|_{\chi=R_D/R_0} = 0$$

начальное условие

$$\Gamma(\chi, 0) = \Gamma_0, \quad 1 \leq \chi \leq R_D/R_0$$

Таким образом, задача, имеет один существенный параметр R_D/R_0 . Не считая вспомогательного параметра Γ_0 , для которого как бы подразумевается $\Gamma_0 \rightarrow 0$, решение фактически не должно зависеть от его выбора.

В случае прямого ребра в безразмерных переменных вместо R_0 подставляется L , в частности, $\chi = \frac{x}{L}$, $0 \leq \chi \leq 1$, граничные условия $\Theta(0, T) = 1$,

$$\left. \frac{\partial \Theta(\chi, T)}{\partial \chi} \right|_{\chi=1} = 0. \text{ Таким образом, если не учитывать вспомогательный параметр}$$

Γ_0 , безразмерная постановка для прямого ребра не содержит параметров (критериев подобия).

2. Для основания ребра $r = R_0$ имеется точное решение об изменении толщины отложений по времени τ , а именно $\delta(R_0, \tau) = \delta_0(\tau)$, где функция $\delta_0(\tau)$

имеет вид

$$\delta_0(\tau) = \sqrt{h_0^2 + 2P_1\vartheta_0\tau} \quad (2.21)$$

Выражение (2.21) получается прямым решением уравнения (2.7) и (2.9) при $r = R_0$ с учётом граничного (2.6) и начального (2.8) условий.

3. Распределение $\delta(r, \tau)$ является монотонно убывающим по r и монотонно возрастающим по τ . Это следует из положительности и монотонного убывания $\vartheta(r, \tau)$ (свойство 4) и неотрицательности начального условия $h_0 = \text{const}$ в (2.8) и

$$(2.7): \frac{\partial\delta(r_1, \tau)}{\partial\tau} > \frac{\partial\delta(r_2, \tau)}{\partial\tau} > 0 \text{ при } R_0 < r_1 < r_2 \leq R_D, \tau > 0.$$

4. Из свойств 3 и 2 следует оценка $0 < \delta(r, \tau) < \delta_0(\tau)$ при $R_0 < r \leq R_D, \tau > 0$.

5. Распределение $\vartheta(r, \tau)$ является строго монотонно возрастающим по τ , т. е. $\vartheta_0 > \vartheta(r, \tau_2) > \vartheta(r, \tau_1)$ при $\tau_2 > \tau_1 \geq 0, R_0 < r \leq R_D$. Тепловой поток Q_0 убывает с ростом τ . Это следует из вышеизложенных свойств.

6. По свойствам 4, 5 с использованием первого свойства можно найти оценку $\vartheta(r, \tau) < \vartheta_m(r, \tau), R_0 < r \leq R_D$, где $\vartheta_m(r, \tau)$ – явно записанное аналитическое выражение для решения задачи, указанной в свойстве 1 при $\delta = \delta_0(\tau)$.

В работе рассмотрено тонкое цилиндрическое ребро постоянной толщины, расположенное на охлаждаемой трубе диаметром $d = 26,9$ мм, так что температура в его основании принимается $t_0 = \text{const}$. Парогазовая смесь, содержащей твердые частицы, обтекает цилиндрическое ребро постоянной толщины. На обеих сторонах ребра происходит конденсация пара, причём на его поверхности оседают загрязнения. В данном исследовании была построена модель процесса, определяющая тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , и отводимый ребром к трубе. Были установлены зависимости изменения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от следующих параметров: θ_0 – разность температур ребра и окружающей среды, °С; δ_p – толщина ребра, м; λ_o, λ_p – коэффициенты теплопроводности отложений и ребра, Вт/(м·К). Тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , и отводимый ребром, определялся по формуле (2.19).

Параметры, при которых проводились вычисления, имеют следующие значения: $\theta_0 = 10, 50, 100$ °С; $L = 0,003, 0,013, 0,03$ м; $\delta_p = 0,5 \cdot 10^{-3}; 1 \cdot 10^{-3}; 2 \cdot 10^{-3}$ м;

$\lambda_o = 0,037, 0,3, 0,67$ Вт/(м·К), $\lambda_p = 12, 30, 50$ Вт/(м·К). При чем параметры $\theta_o = 50^\circ\text{C}$, $\delta_p = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $\lambda_o = 0,3$ Вт/(м·К), $\lambda_p = 30$ Вт/(м·К) приняты как базовые.

В ходе проведения исследования было установлено, что с увеличением разности температур ребра и окружающей среды наблюдается увеличение теплового потока, отнесенного к параметру Λ (Рис. 2.8). С увеличением разности температур с 10 до 50°C тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , повышается в 3,45 раз в момент времени 60 суток, а с ростом разности температур с 10 до 100°C он увеличивается в 5,9 раз. Значительные изменения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , наблюдаются в первые 10 суток, при этом разница его значений становится более существеннее с увеличением разницы температур ребра и окружающей среды. После 10 суток изменение будет протекать более плавно.

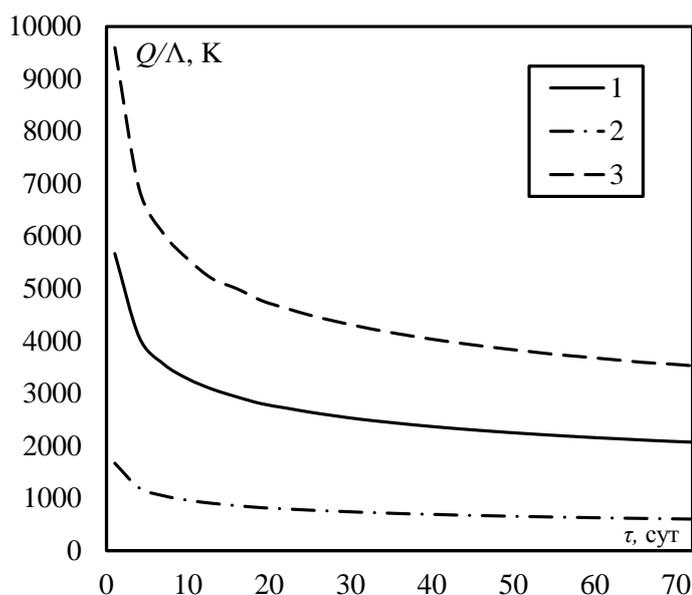


Рис. 2.8 Зависимость теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от разности температур ребра и окружающей среды при θ_o : 1 – 50; 2 – 10; 3–100

Значительные изменения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , наблюдаются в первые 10 суток с увеличением высоты ребра (Рис. 2.9). При базовых значениях высоты ребра и $L = 0,03$ м, значения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , схожи на протяжении всех 72 суток. Значения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , при базовых значения и $L = 0,003$ м схожи вплоть до первых четырех суток, разность показателей начинает

увеличиваться и доходит до значения 1000 к 31 суткам и далее держится в этом диапазоне. Из этого можно сделать вывод, что изменения высоты ребра менее чем на порядок несущественно влияют на поток, при увеличении высоты ребра более чем на порядок, наблюдается его увеличение.

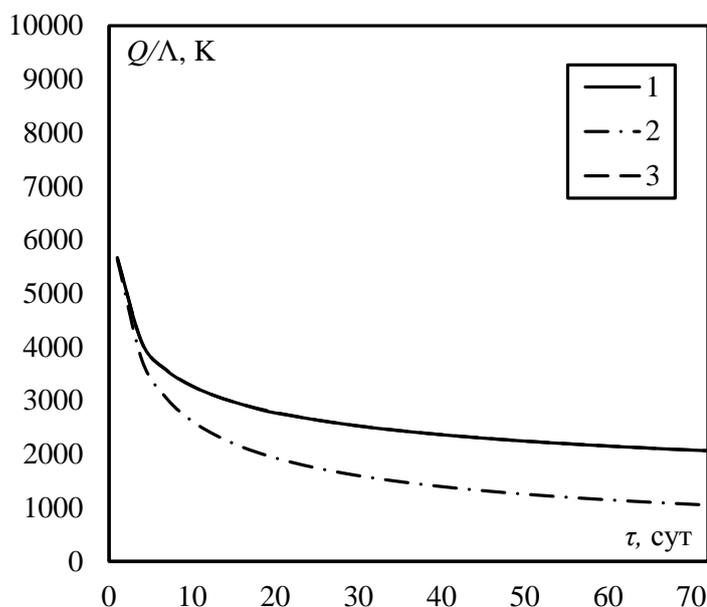


Рис. 2.9. Зависимость теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от высоты ребра L , м: 1 – 0,013; 2 – 0,003; 3 – 0,03

Уменьшение толщины ребра приводит к увеличению теплового потока, отнесенного к параметру Λ (Рис. 2.10). Значительные его изменения наблюдаются в первые 5 суток, по истечении этого времени показатели изменяются несущественно, без резких перепадов, при этом тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , начиная с пятых по семьдесят вторые сутки изменяется примерно на 1500.

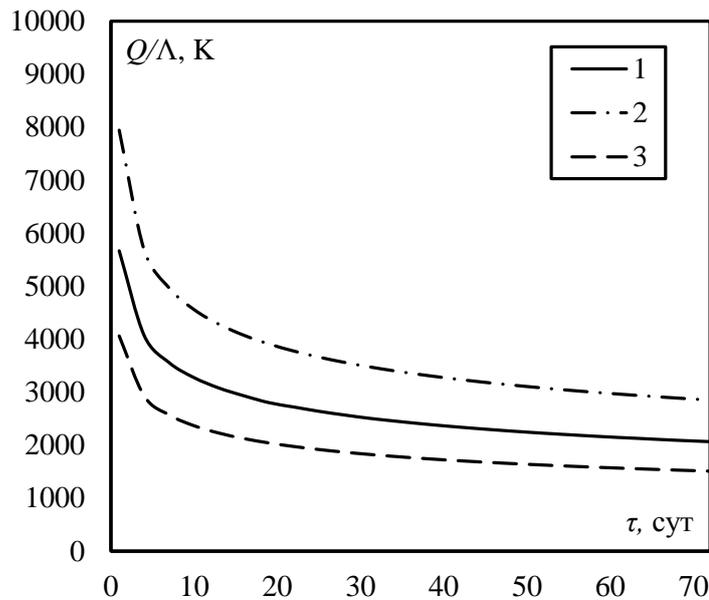


Рис. 2.10. Зависимость теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от толщины ребра δ_p , м:
 $1 - 1 \cdot 10^{-3}$; $2 - 0,5 \cdot 10^{-3}$; $3 - 2 \cdot 10^{-3}$

При взятых параметрах коэффициента теплопроводности отложений значительные изменения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , наблюдаются в первые 4 суток, по истечении этого времени показатели изменяются несущественно, без резких перепадов (Рис. 2.11). Увеличение коэффициента теплопроводности отложений приводит к увеличению теплового потока, отнесенного к параметру Λ .

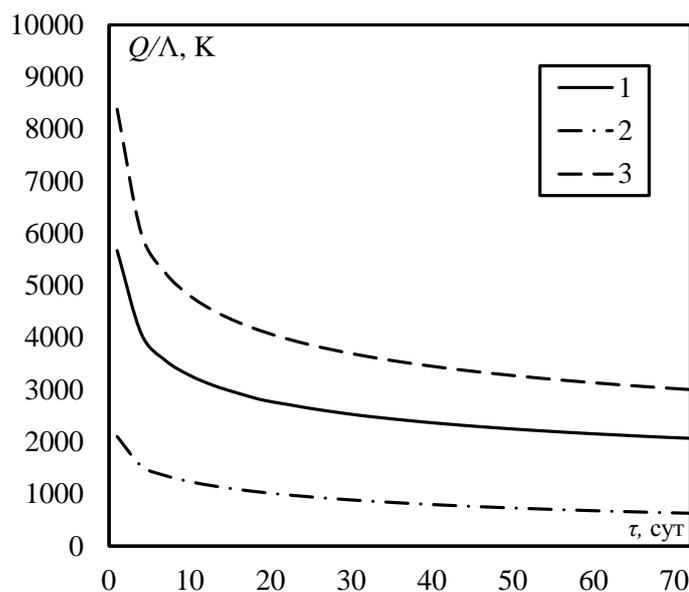


Рис. 2.11. Зависимость теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от коэффициента теплопроводности отложений λ_0 , Вт/(м·К): $1 - 0,3$; $2 - 0,037$; $3 - 0,67$

При взятых параметрах коэффициента теплопроводности ребра наблюдается резкое изменение теплового потока, отнесенного к параметру Λ , в первые 4 суток, по истечении этого времени показатели изменяются без резких перепадов, при этом тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , начиная с четвертых по семьдесят вторые сутки изменяется примерно на 1000. Увеличение коэффициента теплопроводности ребра приводит к уменьшению теплового потока, отнесенного к параметру Λ (Рис. 2.12).

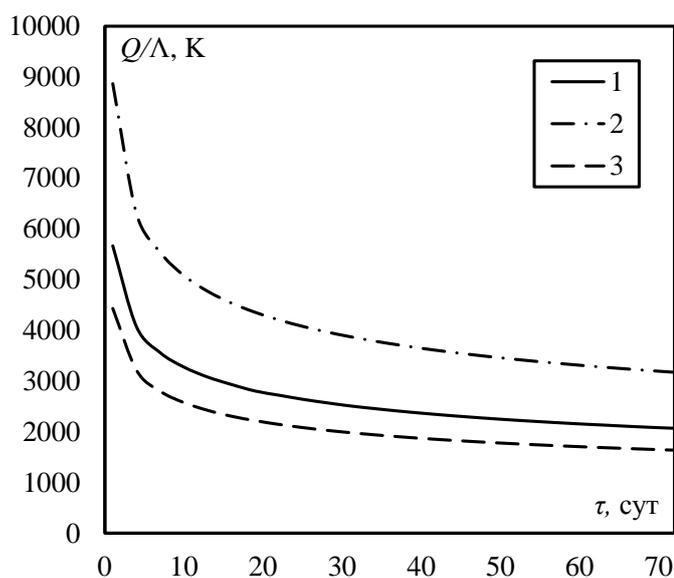


Рис. 2.12. Зависимость теплового потока, отнесенного к параметру Λ , от теплопроводности ребра λ_p , Вт/(м·К): 1 – 30; 2 – 12; 3 – 50

Таким образом, в работе разработана математическая модель формирования слоя отложений на поверхности цилиндрического ребра при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами. Были получены уравнения для расчета температур и толщины слоя отложений в безразмерном виде. Выявлены закономерности влияния конструктивных параметров оребренной трубы и теплофизических параметров парогазовой смеси на тепловой поток, отнесенный к параметру Λ , и отводимый ребром к трубе. С увеличением разности температур ребра и окружающей среды наблюдается увеличение теплового потока, отнесенного к параметру Λ . В момент времени 60 суток при увеличении разности температур с 10 до 50°C он увеличивается в 3,45 раза, а

при повышении разности температур с 10 до 100°C – в 5,9 раз. Причем значительные его изменения наблюдаются в первые 10 суток. Изменения высоты ребра менее чем на порядок не существенно влияют на тепловой поток, отнесенного к параметру Λ , при увеличении высоты ребра более чем на порядок, наблюдается его увеличение. Уменьшение толщины ребра приводит к его увеличению. Значительные изменения теплового потока, отнесенного к параметру Λ , при изменении толщины ребра наблюдаются в первые 5 суток. Увеличение коэффициента теплопроводности отложений приводит к увеличению теплового потока, отнесенного к параметру Λ , а увеличение коэффициента теплопроводности ребра – к его уменьшению.

2.3 Прямое ребро. Конечно-разностная схема для прямого ребра

2.3.1 Схема для оператора \mathfrak{R}

Рассмотрим численную реализацию оператора \mathfrak{R} – расчёта распределения $\vartheta(x)$ температур в ребре по заданному распределению толщины отложений $\delta(x)$.

Разобьём область $0 \leq x \leq l$ на n элементов с равноотстоящими узлами на расстоянии $\Delta x = l/(n - 1)$ друг от друга в точках $x_i = il/(n-1)$, $i = 0, 1, \dots, n-1$. Узел посередине каждого внутреннего элемента.

Вместо функции $\vartheta(x)$ будем искать узловые значения ϑ_i , считая на данном этапе известными δ_i – узловые значения функции $\delta(x)$ для $i = 0, 1, \dots, n-1$.

Баланс энергии для каждого внутреннего элемента составит $Q_i = Q_{i+1} + dQ_i$ ($i = 1, \dots, n-2$). Поток Q_i теплоты по ребру от элемента i к $i - 1$ в соответствии с конечно-разностным представлением закона Фурье будет $Q_i = \Lambda \frac{\vartheta_{i-1} - \vartheta_i}{\Delta x}$. Поток

dQ_i теплоты через слои отложений в элементе i с обеих сторон составит

$dQ_i = 2\lambda_o \frac{\vartheta_i}{\delta_i} \Delta x$. После подстановки получаем

$$\vartheta_{i-1} - \vartheta_i = \vartheta_i - \vartheta_{i+1} + \vartheta_i \frac{2 \cdot \lambda_o}{\Lambda} \frac{\Delta x^2}{\delta_i} \quad (2.22)$$

или

$$\vartheta_{i-1} - 2\left(1 + \frac{\lambda_o}{\Lambda} \frac{\Delta x^2}{\delta_i}\right)\vartheta_i + \vartheta_{i+1} = 0, \quad i=1, \dots, n-2 \quad (2.23)$$

Аналогом граничного условия $\vartheta|_{x=0} = \theta_0$, где $\theta_0 = \text{const}$ задана, будет

$$\vartheta_{i=0} = \theta_0 \quad (2.24)$$

На границе $x = l$ условие баланса $Q_{n-1} = dQ_{n-1}$ при $dQ_{n-1} = \lambda_o \frac{\vartheta_{n-1}}{\delta_{n-1}} \Delta x$ с учётом

длины $\Delta x/2$ этого элемента примет вид

$$\vartheta_{n-2} - \left(1 + \frac{\lambda_o}{\Lambda} \frac{\Delta x^2}{\delta_{n-1}}\right)\vartheta_{n-1} = 0. \quad (2.25)$$

Таким образом, если δ_i и остальные параметры заданы, уравнения (2.23) (2.24), (2.25) задают систему из n линейных алгебраических уравнений относительно n неизвестных ϑ_i . Матрица коэффициентов системы трёхдиагональная, такая система эффективно решается методом прогонки.

Изложенный подход реализован в программе процедурой `R_stiff()`, обращающейся для решения системы к процедуре `pass()` метода прогонки, представленном в приложении 1.

Если не приводить уравнение к окончательной форме (2.23), а остановиться на

$$\frac{\vartheta_{i-1} - \vartheta_i}{\Delta x} - \frac{\vartheta_i - \vartheta_{i+1}}{\Delta x} = \frac{2\lambda_o}{\Lambda\delta_i} \vartheta_i, \quad (2.26)$$

то это будет прямой конечно-разностный аналог дифференциального уравнения (2.5) в варианте для прямого ребра в точке $x = x_i$:

$$\frac{\partial^2 \vartheta(x, \tau)}{\partial x^2} = \frac{2\lambda_o}{\Lambda} \frac{\vartheta(x, \tau)}{\delta(x, \tau)}. \quad (2.27)$$

Ясно, что при $\Delta x \rightarrow 0$ уравнение (2.26) переходит в (2.27). Можно было сразу из (2.27) получить (2.26) и далее (2.23), просто заменяя производные конечно-разностными отношениями, не повторяя, фактически, вывод уравнения. Данный

вывод обеспечивает и наглядно демонстрирует консервативность построенной схемы.

Содержательность обеспечения консервативности показывает форма условия (2.25), которое при прямой замене производной $\frac{\partial \mathfrak{G}}{\partial x}$ в (2.6) $\frac{\partial \mathfrak{G}}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0$ на конечно-разностное отношение приняло бы вид $\mathfrak{G}_{n-2} - \mathfrak{G}_{n-1} = 0$.

2.3.2 Расчёт образования отложений

Расчёт всего моделируемого процесса, а именно, роста отложений во времени и изменения при этом температурного режима, состоит в решении на требуемый интервал времени $0 < \tau \leq \tau_m$ уравнения (2.9):

$$\frac{\partial \delta(x, \tau)}{\partial \tau} = P_1 \frac{\mathfrak{R}(\delta(x, \tau))}{\delta(x, \tau)} \quad (2.28)$$

при заданном начальном условии (2.8)

$$\delta(x, 0) = h_0 = \text{const} > 0, \quad 0 \leq x \leq l \quad (2.29)$$

В соответствии с конечно-разностным подходом вместо непрерывного распределения $\delta(x, \tau)$ рассматривается сеточная функция, совокупность узловых значений δ_i^k в узлах x_i , $i = 0, 1, \dots, n-1$, в дискретные моменты времени τ^k . И вместо оператора \mathfrak{R} его описанный выше сеточный аналог.

В данном случае, как описано выше, правая часть уравнения численно находится достаточно просто и быстро. Поэтому можно применить простой в реализации метод Эйлера, в котором для достижения достаточной точности потребуется использовать малые шаги по времени. Тогда один шаг решения по времени, на момент τ^{k+1} при уже известном в момент τ^k , можно представить в виде

$$\delta_i^{k+1} = \delta_i^k + P_1 \frac{\mathfrak{G}_i^k}{\delta_i^k} \Delta \tau^k, \quad i = 0, 1, \dots, n-1 \quad (2.30)$$

где $\Delta \tau^k = \tau^{k+1} - \tau^k$, \mathfrak{G}_i^k – значение в узле i результата применения описанного выше сеточного \mathfrak{R} к совокупности значений δ_i^k при всех $i = 0, 1, \dots, n-1$ на момент τ^k .

Процедура расчёта ϑ_i^k выполняется один раз на шаг по времени, затем рассчитывается (2.30) поочерёдно для всех i .

Изложенный подход реализован в программе процедурой StepEuler(), которая использует описанную выше процедуру R_stiff(), представленный в приложении 1.

2.3.3 Расчёт вспомогательных величин

Объём V отложений с обеих сторон можно рассчитать по массиву толщин отложений по методу трапеций, точность при таком достаточно большом числе узлов должна оказаться приемлемой.

Несколько сложнее с расчётом теплового потока Q_0 , отводимого ребром. В простейшем случае его можно использовать по закону Фурье $Q_0 = \lambda_p f_p \text{grad } \vartheta|_{x=0} = \lambda_p \delta_p \text{grad } \vartheta|_{x=0} = \Lambda \text{grad } \vartheta|_{x=0}$. Здесь получится тепловой поток на единицу длины ребра. Так как в остальных расчётах отдельно величина Λ не используется, целесообразно выдавать относительный поток Q_0/Λ . Величину $\text{grad } \vartheta|_{x=0}$ для прикидки можно определить как $\text{grad } \vartheta|_{x=0} = \frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta x}$.

Однако эта формула даёт очевидную погрешность – этот градиент относится точнее к точке $x = \Delta x/2$, чем к $x = 0$. Имеются разные способы уточнения.

Представляется, будет последовательным использование таких же рассуждений, как при построении численной схемы для решения уравнений. Используем то же разбиение области на элементы и узлы. Тепловой поток от элемента $i = 1$ к элементу $i = 0$ рассчитывался по формуле $Q_{i=1} = \Lambda \frac{\vartheta_{i=0} - \vartheta_{i=1}}{\Delta x}$. Кроме того, к элементу $i = 0$ поступает теплота с боковых сторон ребра через слой отложений $dQ_0 = 2\lambda_o \frac{\vartheta_{i=0}}{\delta_i = 0} \frac{\Delta x}{2}$. Таким образом, тепловой поток, отводимый ребром Q_0 определится по формуле

$$Q_0 = \Lambda \left(\frac{\theta_0 - \vartheta_{i=1}}{\Delta x} + \theta_0 \frac{2\lambda_0}{\Lambda} \frac{\Delta x}{2\delta_{i=0}} \right). \quad (2.31)$$

Здесь не учтено, что в последнем слагаемом значения θ_0 и $\delta_{i=0}$ берутся с края элемента, а не середины, но поправка с учётом соответствующих значений в узле $i = 1$ не даст существенного повышения точности, тем более что обе величины меняются в одну сторону. Проверка при расчётах также показала это.

2.4 Автомодельное решение для прямого ребра

Если рассматривать прямое ребро, на плоской поверхности, то при указанных предположениях получается система двух дифференциальных уравнений:

$$\frac{\partial^2 \vartheta(x, \tau)}{\partial x^2} = A \frac{\vartheta(x, \tau)}{\delta(x, \tau)}, \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial \delta(x, \tau)}{\partial \tau} = P \frac{\vartheta(x, \tau)}{\delta(x, \tau)} \quad (2.33)$$

при условиях

$$\vartheta(0, \tau) = \vartheta_0, \quad \frac{d\vartheta}{dx_{x=l}} = 0, \quad \delta(x, 0) = 0. \quad (2.34)$$

Здесь τ ($0 < \tau < \infty$) x – координата ребра, м, $0 \leq x \leq l$, l – высота ребра, $\delta(x, \tau)$ – распределение толщины слоя отложений по прямому ребру, $\vartheta(x, \tau)$ – распределение избыточной температуры в прямом ребре. Коэффициенты A и P выражаются через заданные параметры процесса, $A = \frac{2\lambda_0}{\lambda_p \delta_p}$, $P = k\lambda_0$.

Такого же рода уравнения можно выписать для ребра на круглой трубе. Рассматриваемая математическая постановка о формировании слоя отложений на ребре при изначально чистой поверхности оказывается математически чёткой и лаконичной. Вместе с тем, она оставляет серьёзные вопросы о поведении решения в начальные моменты времени τ . Первоначальный анализ показывает, что при $\tau \rightarrow 0$ тепловой поток ребра оказывается неограниченно большим, а картина процесса

– не очень понятной, что осложняет построение даже численного решения. Конечно, в начальные моменты времени, данная модель всё равно не отвечает физике реального процесса, и эти детали решения при малых τ не представляют интереса для практики. Поэтому оправдано для осуществления численных расчётов, например, исказить модель введением условного тонкого первоначального слоя отложений толщиной h_0 . Однако, думается, представление о поведении модели, в том числе в начальные моменты, необходимо для её понимания и правильного применения.

Отчасти поведение модели при малых τ характеризует, что толщина δ_0 слоя отложений у основания ребра меняется по зависимости $\delta_0(\tau) = \sqrt{P_1 \vartheta_0 \tau}$ при $h_0 = 0$, что нетрудно получить интегрированием (2.33) при $x = 0$ с учётом $\vartheta(0, \tau) = \vartheta_0$. Но этого, конечно, недостаточно. Нужно представлять всё решение, в частности, насколько быстро расширяется зона с заметной толщиной отложений, какова его форма и т.п. Выяснению этих вопросов и посвящается нижеизложенный материал.

Можно видеть, что в начальные моменты времени большая плотность теплового потока имеет место у основания ребра, и именно там и только там начинает формироваться слой отложений, а поверхность ребра на некотором удалении от основания сначала остаётся фактически чистой. Лишь постепенно, по мере роста толщины отложений у самого основания и, соответственно, уменьшения там плотности теплового потока, зона с заметной толщиной отложений расширяется. Поэтому сначала процесс будет идти одинаково на прямых рёбрах разной высоты, пока зона заметного осаждения не охватит всё ребро по высоте. Также, если ребро находится не на плоской поверхности, а скажем, на трубе, то пока ширина зоны заметного осаждения будет много меньше радиуса трубы, процесс не будет отличаться от случая прямого ребра.

Поэтому для анализа картины процесса в начальные моменты достаточно рассмотреть вариант постановки для прямого ребра бесконечной высоты $l = \infty$.

Тогда $0 \leq x < \infty$, а в (2.34) вместо условия $\frac{d\vartheta}{dx}_{x=l} = 0$ будет $\lim_{x \rightarrow \infty} \vartheta(x, \tau) = 0$.

Видно, что в постановке (2.32) – (2.34) нет параметров, определяющих масштаб длины, как l для ребра конечной высоты и времени. Поэтому искомые распределения $\vartheta(x, \tau)$ и $\delta(x, \tau)$ при изменении времени τ или исходных параметров задачи должны оказаться подобными сами себе, быть автомодельными. Если сопоставить с безразмерными аргументами для случая конечного ребра, время $\frac{\tau P \vartheta_0}{l^4 A^2}$ и координата $\frac{x}{l}$, то здесь составить безразмерный аргумент, не содержащий определяющей длины, можно, взяв отношение этих координаты и времени, причём координату в степени, в четыре раза большей, чем у времени, например, в виде

$$\xi = \frac{x}{\sqrt[4]{\tau}} \sqrt[4]{\frac{A^2}{2P\vartheta_0}}. \quad (2.35)$$

Безразмерные температура $\frac{\vartheta}{\vartheta_0}$ и толщина отложений $\frac{\delta}{\sqrt{2P\vartheta_0\tau}}$ должны быть функциями этого аргумента:

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \psi(\xi), \quad (2.36)$$

$$\frac{\delta}{\sqrt{2P\vartheta_0\tau}} = \varphi(\xi). \quad (2.37)$$

Функции $\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ от одного аргумента. Они должны оказаться одними и теми же для всех постановок с неограниченным прямым ребром во все моменты времени при всех наборах исходных параметров $t_0, t_s, \lambda_o, k, \lambda_p, \delta_p$.

Таким образом, если $\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ заранее известны, то искомые размерные распределения δ и ϑ от размерных аргументов x и τ сразу определяются

$$\vartheta(x, \tau) = \vartheta_0 \psi(\xi(x, \tau)), \quad (2.38)$$

$$\delta(x, \tau) = \sqrt{2P\vartheta_0\tau} \varphi(\xi(x, \tau)), \quad (2.39)$$

где

$$\xi(x, \tau) = \frac{x}{\sqrt[4]{\tau}} \sqrt[4]{\frac{A^2}{2P\vartheta_0}}, \quad 0 \leq x < \infty, \quad 0 < \tau < \infty. \quad (2.40)$$

Для определения $\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ подставим (2.38) – (2.40) в уравнения (2.32) и (2.33).

Сначала для (2.32). Если по (2.38) $\vartheta(x, \tau) = \vartheta_0 \psi(\xi(x, \tau))$, то

$$\frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = \vartheta_0 \frac{d\psi(\xi)}{d\xi} \frac{\partial \xi(x, \tau)}{\partial x}, \text{ где по (2.40) } \frac{\partial \xi(x, \tau)}{\partial x} = \sqrt[4]{\frac{A^2}{2\tau P \vartheta_0}}, \text{ и } \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0. \text{ Далее,}$$

$$\frac{\partial^2 \vartheta(x, \tau)}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \right) = \vartheta_0 \left[\frac{d^2 \psi(\xi)}{d\xi^2} \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} \right)^2 + \frac{d\psi(\xi)}{d\xi} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \right] = \vartheta_0 \frac{d^2 \psi(\xi)}{d\xi^2} \frac{A}{\sqrt{2\tau P \vartheta_0}}.$$

Подставляем это в левую часть уравнения (2.32), а непосредственно уравнения (2.38) и (2.39) – в правую:

$$\vartheta_0 \frac{d^2 \psi(\xi)}{d\xi^2} \frac{A}{\sqrt{2\tau P \vartheta_0}} = A \frac{\vartheta_0 \psi(\xi)}{\sqrt{2\tau P \vartheta_0} \varphi(\xi)},$$

то есть получается

$$\frac{d^2 \psi(\xi)}{d\xi^2} = \frac{\psi(\xi)}{\varphi(\xi)}.$$

Аналогично, если $\delta(x, \tau) = \sqrt{2P \vartheta_0 \tau} \varphi(\xi(x, \tau))$, то

$$\begin{aligned} \frac{\partial \delta(x, \tau)}{\partial \tau} &= \frac{\partial \sqrt{2P \vartheta_0 \tau}}{\partial \tau} \varphi(\xi) + \sqrt{2P \vartheta_0 \tau} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} \frac{\partial \xi(x, \tau)}{\partial \tau} = \\ &= \frac{\sqrt{2P \vartheta_0}}{2\sqrt{\tau}} \varphi(\xi) + \sqrt{2P \vartheta_0 \tau} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} x^4 \sqrt{\frac{A^2}{2P \vartheta_0}} \left(-\frac{1}{4} \right) \frac{1}{\tau^4 \sqrt{\tau}} = \frac{\sqrt{P \vartheta_0}}{\sqrt{2\tau}} \left(\varphi(\xi) - \frac{\xi}{2} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} \right). \end{aligned}$$

Подставляя это вместе с (2.38), (2.39) в (2.33), получаем:

$$\frac{\sqrt{P \vartheta_0}}{\sqrt{2\tau}} \left(\varphi(\xi) - \frac{\xi}{2} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} \right) = P \frac{\vartheta_0 \psi(\xi)}{\sqrt{2P \vartheta_0 \tau} \varphi(\xi)},$$

то есть

$$\varphi(\xi) - \frac{\xi}{2} \frac{d\varphi(\xi)}{d\xi} = \frac{\psi(\xi)}{\varphi(\xi)}.$$

Таким образом, в результате этих выкладок вместо (2.32) и (2.33) остаётся

$$\psi''(\xi) = \frac{\psi(\xi)}{\varphi(\xi)}, \quad (2.41)$$

$$\frac{\xi}{2} \varphi'(\xi) = \varphi(\xi) - \frac{\psi(\xi)}{\varphi(\xi)}, \quad (2.42)$$

с условиями

$$0 \leq \xi < \infty, \varphi(0) = 1, \psi(0) = 1, \lim_{\xi \rightarrow \infty} \varphi(\xi) = 0, \lim_{\xi \rightarrow \infty} \psi(\xi) = 0. \quad (2.43)$$

Получилась система из двух обыкновенных дифференциальных уравнений, а не с частными производными, тоже нелинейных, третьего порядка. Их можно решить численно.

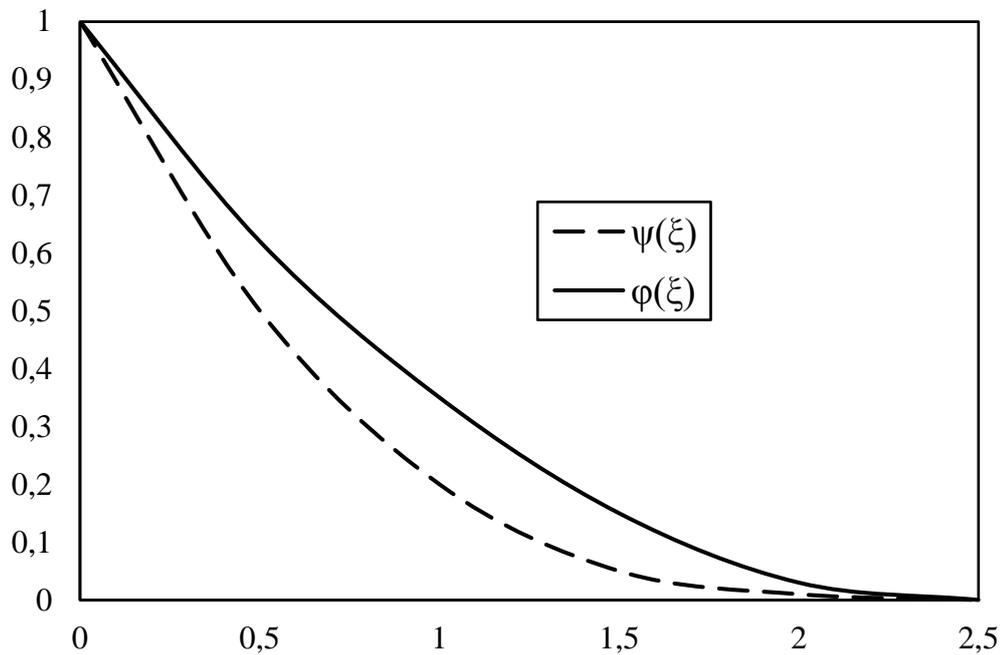


Рис. 2.13. Вид автомодельного решения

Графики зависимостей $\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ показаны на Рис. 2.13.

Не следует считать, что решение данного класса задач даётся парой функций одного переменного $\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ по (2.38), (2.39). Достаточно найти одну из них, а вторая согласно (2.41) или (2.42) может быть выражена через известную. Например,

$$\varphi(\xi) = \frac{\psi(\xi)}{\psi''(\xi)}, \quad (2.44)$$

или

$$\psi(\xi) = \varphi(\xi)(\varphi(\xi) - \frac{\xi}{2}\varphi'(\xi)). \quad (2.45)$$

Для этой функции после прямой подстановки одного из этих соотношений в другое, получится обыкновенное дифференциальное уравнение относительно одной функции одного переменного, но довольно сложное, нелинейное, третьего порядка.

Если заменить $\Phi(\xi) = \varphi^2(\xi)$, то вместо (2.41), (2.42) можно рассматривать систему

$$\psi''(\xi) = \frac{\psi(\xi)}{\sqrt{\Phi(\xi)}}, \quad (2.46)$$

$$\frac{\xi}{4}\Phi'(\xi) = \Phi(\xi) - \psi(\xi). \quad (2.47)$$

Таким образом, в работе показано, что рассматриваемая задача о формировании отложений на прямом ребре неограниченной высоты имеет автомодельное решение, которое может быть представлено в виде безразмерной функции одной переменной, единой для всех наборов исходных параметров ($t_0, t_s, \lambda_0, k, \lambda_p, \delta_p$). Размерные значения толщины слоя отложений и температуры в каждой точке ребра в любой момент времени легко находятся по этой функции через элементарные соотношения (2.38) – (2.39), с использованием при необходимости выражения (2.45) или (2.44). Вид автомодельного решения представлен графически на Рис. 2.13.

Следует отметить, что это решение фактически точно описывает начальную стадию формирования отложений и на прямом ребре заданной (конечной) высоты, а также начальные моменты процесса в случае ребра на круглой трубе.

Полученные результаты не только проясняют картину процесса в начальные моменты времени, но и дают точное количественное описание для его характеристик. Эти оценки показывают, что первоначально отложения образуются у основания ребра, там толщина слоя отложений растёт наиболее быстро. При достаточной высоте ребра часть его поверхности, удалённая от

основания, сначала остаётся практически чистой, хотя ширина зоны, покрытой отложениями, в ходе процесса растёт.

Построенные распределения толщины отложений и температуры можно использовать в качестве начальных, при численном решении задач о формировании отложений на цилиндрическом или прямом ребре конечной высоты, чтобы избежать трудностей, связанных с неограниченными значениями теплового потока при малых временах. Это позволяет не вводить искажающее модель предположение о конечном первоначальном отложении на всём ребре, и тем самым избежать сильного сгущения сетки по координате и времени.

ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИИ ПАРОВАЗОВОЙ СМЕСИ НА ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И СПИРАЛЬНЫХ РЕБЕР

3.1. Оценка моделей турбулентности при внешнем обтекании нагреваемой трубы

В данном исследовании планируется использовать полученные результаты для проведения сравнения интенсивности теплоотдачи от воздуха к поверхности трубы с различным оребрением. Задачи исследования заключаются в подборе наиболее подходящей модели турбулентности и создании сеточной модели, влияющие на адекватность численного решения, при проведении численного моделирования внешнего обтекания нагреваемой трубы.

При проведении численных расчетов сперва был рассчитан коэффициент теплоотдачи α_p [Вт/м²·К] при обтекании цилиндрической трубы по методике А.А. Жукаускаса [127] в качестве сравнительного эталона. Полученные им зависимости (3.1) – (3.3) широко применяются в практических расчетах:

$$5 < Re < 10^3 \quad Nu_{ж} = 0,5 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (3.1)$$

$$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad Nu_{ж} = 0,25 Re_{ж}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (3.2)$$

$$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6 \quad Nu_{ж} = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (3.3)$$

Полученные в ходе расчета значения коэффициентов теплоотдачи α_p приведены в таблице 2 в зависимости от задаваемой входной скорости потока W , м/с.

Для реализации численных расчетов в программном комплексе ANSYS Fluent была построена трехмерная модель трубы без оребрения и создана расчетная сетка с учетом особенностей течения, представленная на Рис. 3.1.

Количество элементов в расчетной сетке изменялось в диапазоне от 3744 до 2546817. При генерации расчетной сетки рассчитывались такие критерии, как ортогональность и асимметрия (skewness), по которым оценивается качество сетки. В конце каждого расчета, помимо коэффициента теплоотдачи, определялось безразмерное значение длины y^+ – соотношение между турбулентными и ламинарными воздействиями в ячейке. Если y^+ имеет большое значение, то ячейка принимается турбулентной, а если y^+ имеет маленькое значение, то ламинарной.

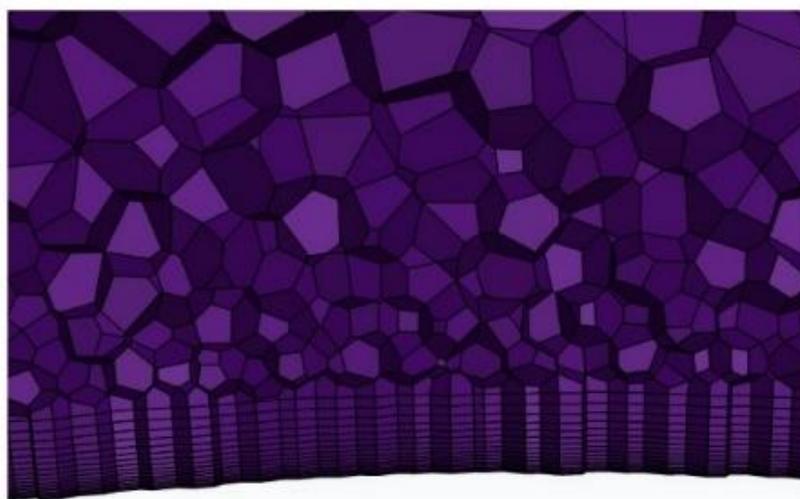


Рис. 3.1. Сеточная модель

При проведении расчетов рассматривались следующие модели турбулентности: Spalart-Allmaras, $k-\omega$, $k-\omega$ standard, $k-\omega$ SST, $k-\omega$ BSL, $k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\varepsilon$ Realizable и Transition $k-kl-\omega$. Также применялась модель laminar. Для упрощения задачи принималось, что температура на стенках трубы имеет постоянное значение $t_w = 20$ °C. На входе в воздуховод поступал газ с температурой 200 °C. Скорость потока изменялась от 1 до 30 м/с. На выходе из воздуховода задавалось атмосферное давление.

Результаты численных расчетов различных моделей турбулентности и laminar представлены в таблице 1. В ходе исследования установлено, что наиболее подходящими моделями турбулентности являются Spalart-Allmaras и $k-\omega$ SST.

Таблица 1. Сравнение различных моделей турбулентности

W , м/с	α , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность, %	Q , Вт	y^+ (max)	Модель турбулентности
1	22,83	16,4	2,16	0,45	<i>k-ω</i>
10	85,99	11,58	8,14	2,26	
20	142,01	18,85	13,44	4,49	
30	200,4	26,65	18,97	6,4	
1	22,29	14,36	2,11	0,45	Spalart–Allmaras
10	75,2	-1,1	7,12	2,48	
20	115,3	0,02	10,91	4,25	
30	153,7	4,39	14,55	5,85	
1	22,57	15,42	2,14	–	laminar
10	71,5	-6,33	6,77	–	
20	103,5	-11,32	9,8	–	
30	130,7	-12,49	12,37	–	
1	26,89	29,01	2,55	0,49	<i>k-ϵ standard</i>
10	134,1	43,31	12,69	3,04	
20	215,9	46,63	20,44	5,11	
30	282,5	47,97	26,74	6,85	
1	27,75	31,20	2,63	0,49	<i>k-ϵ RNG</i>
10	128,9	40,996	12,2	3,01	
20	199,3	42,17	18,86	5,04	
30	253,8	42,08	24,02	6,74	
1	26,27	27,33	2,49	0,48	<i>k-ϵ Realizable</i>
10	123,02	38,2	11,64	2,93	
20	197,1	41,53	18,65	4,92	
30	258,2	43,08	24,44	6,59	
1	22,95	16,82	2,17	0,45	<i>k-ω Standard</i>
10	91,61	17,01	8,67	2,55	
20	156,1	26,18	14,78	4,57	
30	221,3	33,58	20,94	6,49	
1	22,75	16,10	2,15	0,45	<i>k-ω SST</i>
10	85,93	11,52	8,13	2,53	
20	141,9	18,79	13,43	4,49	

30	200,1	26,54	18,94	6,4	<i>k-ω</i> BSL
1	23,11	17,41	2,19	0,45	
10	99,33	23,46	9,4	2,6	
20	175,1	34,17	16,57	4,71	
30	247,6	40,62	23,43	6,65	
1	22,81	16,32	2,16	0,46	Transition <i>k-kl-ω</i>
10	99,45	23,55	9,41	2,58	
20	159,07	27,55	15,05	4,4	
30	240,1	39,87	23,43	3,80	

В ходе проведения исследования было определено влияние качества сетки на коэффициент теплоотдачи. Качество сеточной модели определяет точность результатов и адекватность численного моделирования по различным количественным критериям, таким как ортогональность и асимметрия (skewness). Данные критерии в численном моделировании позволяют получить наилучшую сходимость решения.

Полученные результаты погрешностей измерения при входных скоростях газового потока 1, 10, 20, 30 м/с соответственно приведены в таблице 2. По проведенным расчетам видно, что результаты существенным образом зависят от качества сетки, нежели от количества элементов. Например, при ортогональности более 0,5 погрешность между вычислениями коэффициента теплоотдачи численным и расчетным путями составляют в большинстве случаев менее 7 – 10 % при скоростях потока более 10 м/с.

Таблица 2. Определение погрешности при входной скорости газа

W , м/с	α_p , Вт/(м ² ·°С)	α , Вт/(м ² ·°С)	Погрешность, %	Q , Вт	y^+ (max)	Количество ячеек	Ортогональность	Skewness
1	19,09	27,02	29,34	2,6	5,74	3744	0,65	0,015 (0,35)

		23,82	19,84	2,3	1,84	27516	0,4	0,007(0,409)
		23,03	17,11	2,2	0,275	153000	0,51	0,012
		22,29	14,36	2,1	0,452	263072	0,47	0,011(0,484)
		22,8	16,28	2,2	0,209	309835	0,54	0,012 (0,45)
		23,16	17,58	2,2	1,54	609744	0,38	0,0107(0,517)
		22,89	16,59	2,2	0,083	850020	0,29	0,01 (0,478)
		22,29	14,37	2,1	0,45	1102521	0,44	0 (0,34)
		22,5	15,14	2,1	0,045	2546817	0,42	0,0145 (0,54)
10	76,03	81,38	6,6	7,7	30,46	3744	0,65	0,015 (0,35)
		93,45	18,64	8,84	9,54	27516	0,4	0,007(0,409)
		78,24	2,83	7,41	1,52	153000	0,51	0,012
		75,2	1,1	7,12	2,48	263072	0,47	0,011(0,484)
		77,6	2,02	7,34	1,16	309835	0,54	0,012 (0,45)
		79,15	3,94	7,49	1,42	609744	0,38	0,0107(0,517)
		80,95	6,08	7,66	0,45	850020	0,29	0,01 (0,478)
		76,15	0,16	7,21	2,5	1102521	0,44	0 (0,34)
		77,66	2,1	7,35	0,25	2546817	0,42	0,0145 (0,54)
20	115,24 8	122,2	5,69	11,57	55,77	3744	0,65	0,015 (0,35)
		147,03	21,62	13,92	16,71	27516	0,4	0,007(0,409)
		119,05	3,19	11,27	2,61	153000	0,51	0,012
		115,3	0,02	10,91	4,25	263072	0,47	0,011(0,484)
		120,1	4,003	11,36	1,96	309835	0,54	0,012 (0,45)
		125,1	7,84	11,84	1,42	609744	0,38	0,0107(0,517)
		132,03	12,71	12,50	0,77	850020	0,29	0,01 (0,478)
		116,6	1,15	11,03	4,27	1102521	0,44	0 (0,34)
		120,3	4,24	11,39	0,43	2546817	0,42	0,0145 (0,54)
30	146,99	157,84	6,87	14,94	79,53	3744	0,65	0,015 (0,35)
		188,41	21,98	17,83	22,68	27516	0,4	0,007(0,409)
		154,27	4,72	14,6	3,57	153000	0,51	0,012
		153,74	4,39	14,55	5,85	263072	0,47	0,011(0,484)
		156,6	6,13	14,82	2,68	309835	0,54	0,012 (0,45)

		166,38	11,65	15,75	1,95	609744	0,38	0,0107(0,517)
		171,51	14,3	16,23	1,07	850020	0,29	0,01 (0,478)
		154,8	5,04	14,65	5,8	1102521	0,44	0 (0,34)
		157,44	6,64	14,9	0,59	2546817	0,42	0,0145 (0,54)

Проведенные исследования позволили в данной работе провести сравнение интенсивности теплоотдачи при различных числах Рейнольдса (Re) для нагреваемой трубы с оребрением. На Рис. 3.2 представлено различное оребрение труб. Количество ребер в расчетной области принималось равным 9 шт.

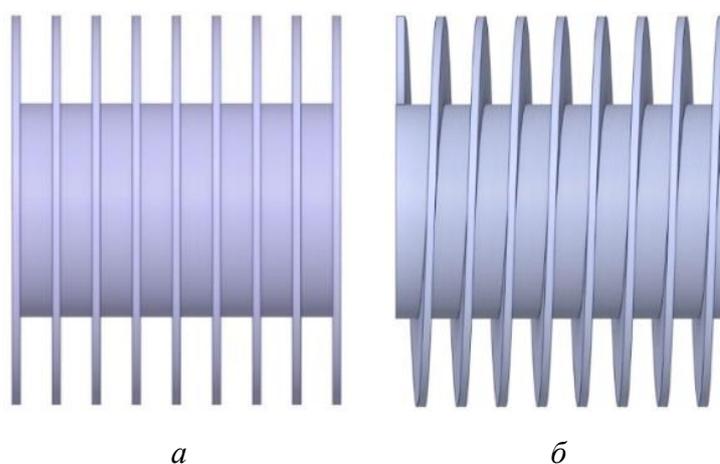


Рис. 3.2. Различные виды оребрения трубы: *a* – цилиндрическое; *б* – спиральное

При численном моделировании принималось, что температура воды составляет $14^{\circ}C$. Остальные параметры принимались и изменялись аналогично вышеизложенному описанию. С учетом полученных результатов исследований была создана расчетная область трубы с оребрением, представленная на Рис. 3.3.

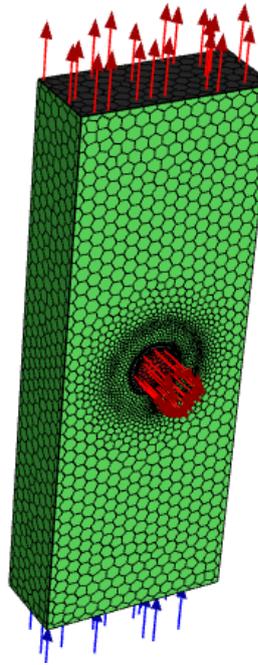


Рис. 3.3. Расчетная модель трубы с оребрением

На графике Рис. 3.4 представлен результат сравнения различных видов оребрения трубы.

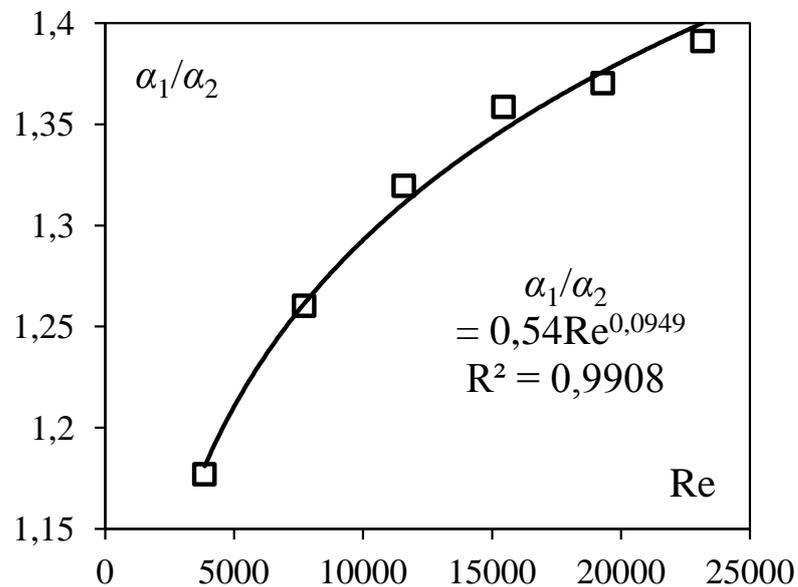


Рис. 3.4. Сравнение интенсивности теплоотдачи α_1/α_2 при различных числах Рейнольдса (Re)

Из Рис. 3.4 следует, что интегральный коэффициент теплоотдачи от поверхности оребренных труб может быть увеличен до 40% при замене цилиндрических ребер на спиральные. Причем выявлена зависимость (3.4):

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = 0,54 \text{Re}^{0,095} \quad (3.4)$$

В настоящее время решению задач с внешним обтеканием тел с помощью численного моделирования в программных комплексах уделяется большое внимание, что подтверждается вышеизложенным литературным обзором. При проведении численных исследований подобных задач важно учитывать особенности гидро- и газодинамики, а также процессов теплообмена.

В работе были исследованы существующие модели турбулентности, сравнение которых позволило установить, что наиболее подходящими для решения задачи внешнего обтекания нагреваемой трубы являются модели Spalart-Allmaras и $k-\omega$ SST. Исследования влияния характеристик сеточной модели показали, что результаты существенно зависят от качества сетки, а не от количества элементов.

Таким образом, полученные данные позволили провести численное сравнение труб с различным оребрением. Установлено, что трубы со спиральным оребрением дают увеличение интенсивности теплоотдачи до 40% по сравнению с цилиндрическим оребрением.

3.2. Теплоотдача при движении воды в трубе при температурах близких к температурам кипения в переходном режиме

На сегодняшний день достаточно много областей, в которых протекают процессы переноса тепла при конденсации парогазовых смесей. Однако нет единого мнения по применимости численного моделирования для расчета подобных процессов с достаточной достоверностью. С целью верификации численной модели был проведен эксперимент, результаты которого подробно описаны в работе [128] (Рис. 3.5). Через трубу перекачивалась вода, которая при этом нагревалась. Температура воды на входе и выходе измерялись, а ее расход поддерживался постоянным в каждом опыте и варьировался в диапазоне от 60 до 120 л/час.

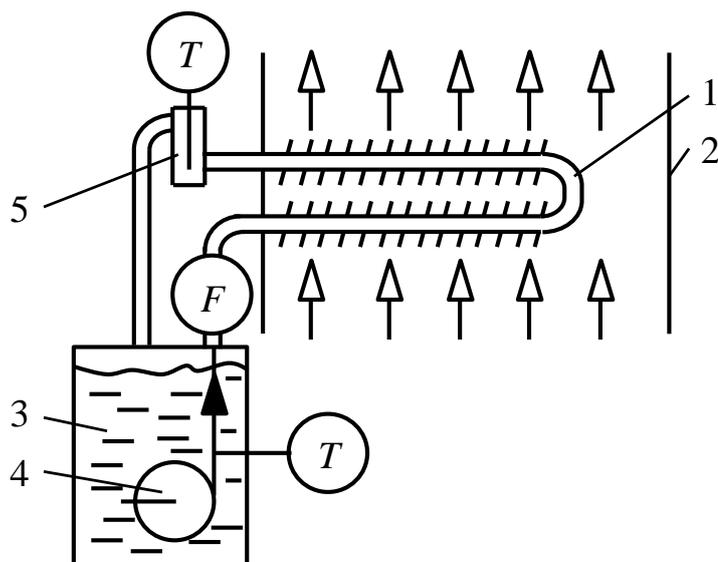


Рис. 3.5. Схема установки экспериментального модуля: 1 – «U»-образная труба с ребрами; 2 – трубопровод; 3 – емкость для воды; 4 – насос; 5 – емкость для термометра. T – места измерения температур; F – место измерения расхода

Температура парогазовой смеси принималась постоянной, так как квадратное сечение трубопровода имело размеры 800×800 мм, что намного превышало площадь перекрытия экспериментальным модулем (Рис. 3.6). В результате экспериментально были получены такие параметры как тепловой поток к воде, температуры воды на входе и выходе из трубы.



Рис. 3.6. Фото исследуемого модуля, который был установлен в трубопровод, по которому протекала парогазовая смесь

На основе этих данных можно было рассчитать коэффициент теплопередачи, но нельзя было определить коэффициенты теплоотдачи, что необходимо для выявления оптимального режима. Решить эту задачу можно используя численное моделирование. С большей точностью можно получить значения коэффициента теплоотдачи со стороны нагревающейся воды, так как измеряются все необходимые для расчета параметры.

Для достижения высоких значений коэффициентов теплопередачи целесообразно создавать турбулентные режимы течения. В тоже время зачастую приходится сталкиваться со случаями, при которых режим может быть ламинарным или переходным. Причем существуют области, в которых до сих пор не существует достаточно точных зависимостей для расчёта коэффициентов теплоотдачи при течении жидкости в трубе. Задача усложняется при образовании пара в проточной области.

Для проверки адекватности модели была построена трехмерная модель проточной части, по размерам полностью совпадающая с экспериментальной моделью. Ячейки имели форму полиэдра. Размер самой крупной ячейки не превышал 2,5 мм. Для минимизации ошибки дискретизации непосредственной близости к стенке трубы сетка сгущалась по направлению нормали к поверхности и ячейки имели форму призм, которые могут иметь большие соотношения сторон при сохранении ортогональности.

Одной из задач данного исследования является проверка применимости *CFD*-моделирования с использованием модели Ли для решения задач связанных с расчетом параметров теплопередачи текучей в трубе жидкости при частичном переходе ее в парообразное состояние.

Результаты исследований, приведенных в работе [129] показывают, что коэффициенты теплопередачи в основном определяются такими параметрами, как тепловой поток, массовый расход, давление и состав. В работе [130] рассматривалась пригодность модели Ли для моделирования процессов испарения и конденсации применительно к расчетам тепловых труб.

В работе [131] представлены исследования теплоотдачи Зидера и Тейта при течении масла, воды, бензола и бензина от числа Рейнольдса. Они наглядно показывают, что различие числа Нуссельта, при значениях числа Re немного больше 2000, находятся в диапазоне от 4 до 10, т.е. различаются в 2,5 раза.

В виду отсутствия достоверных данных в диапазоне исследуемых параметров был выбран ближайший, в котором разброс результатов минимальный. Использовалась известная формула, основанная на формуле Гнилинского, которая применима в диапазоне чисел Рейнольдса $3000-5 \cdot 10^6$, чисел Прандтля 0,5-2000 [21, 22]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.5)$$

где $f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$ – коэффициент гидравлического трения.

При моделировании конденсации паровоздушной смеси коэффициент лобового сопротивления частиц определялся по зависимости Шиллера-Ньюмана [132]:

$$c_a = 3,14 + \frac{24,27}{Re_a} - 0,716 \lg(Re_a) + 0,0471 \lg^2(Re_a) \quad (3.6)$$

где Re_a – число Рейнольдса при обтекании частицы.

Конденсация пара рассчитывалась по модели Ли [133]:

$$\nabla(\alpha_v \rho_v \vec{W}_v) = m_{lv} - m_{vl} \quad (3.7)$$

где α_v – объемная доля пара; ρ_v – плотность пара, кг/м³; \vec{W}_v – скорость паровой фазы, м/с.

Скорость массопереноса за счет испарения ($T_l > T_{sat}$):

$$m_{lv} = coeff \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (3.8)$$

где *coeff* – константа конденсации, определяемая экспериментальным путем; T_l – температура жидкости, К; T_{sat} – температура сатурации, К.

Скорость массопереноса за счет конденсации ($T_l < T_{sat}$):

$$m_{vl} = coeff \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T_v}{T_{sat}} \quad (3.9)$$

где T_v – температура пара, К.

В установившемся потоке без учета силы тяжести скорость проскальзывания рассчитывалась по формуле Маннинен и др. [134, 135]:

$$u_{cp} = -\frac{\tau_p}{c_a} \frac{\rho_a - \rho}{\rho_a} (u \cdot \nabla) u \quad (3.10)$$

где ρ_a – плотность капель, кг/м³; ρ – плотность сплошной среды, кг/м³.

Время релаксации определялось по формуле:

$$\tau_p = \frac{\rho_a a^2}{18\mu} \quad (3.11)$$

где μ – вязкость сплошной среды, Па·с.

Из Рис. 3.7 видно, что результаты численного моделирования практически полностью совпадают с результатами, полученными на основе формулы Гнилинского. Отклонение составило 4,81%.

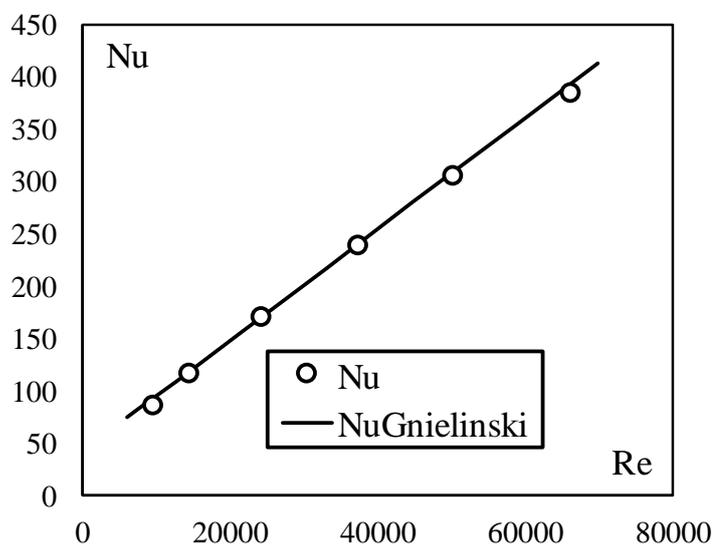


Рис. 3.7. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Сплошная линия – формула Гнилинского, точки – результаты численного моделирования

Важно отметить, что поворот потока на 180° практически не сказался на значении числа Нуссельта, что можно объяснить низкими значениями скорости потока и, следовательно, незначительной его деформацией в этом месте.

В тоже время при исследовании в диапазоне чисел Рейнольдса 2000-4000 расхождение результатов весьма существенное (Рис. 3.8). Причин, объясняющих это, несколько: переходная область между ламинарным и турбулентным режимом, возможное возникновение областей, в которых жидкость переходит в пар.

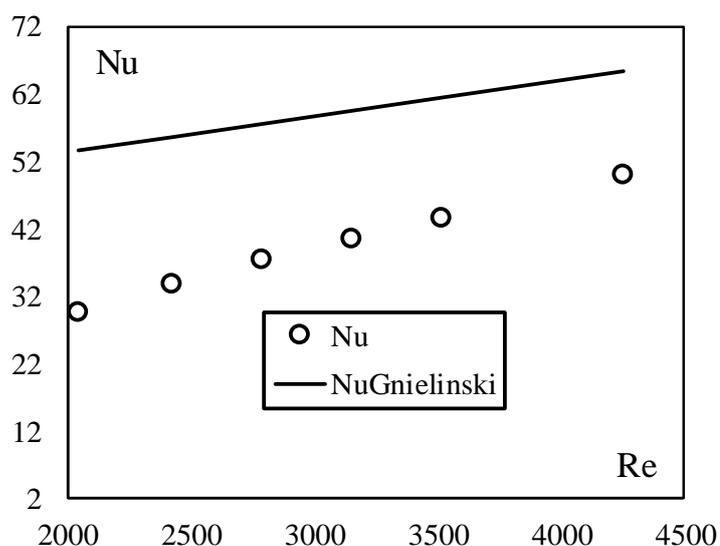


Рис. 3.8. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса в переходном режиме. Сплошная линия – формула Гнилинского, точки – результаты численного моделирования

Эксперименты проводились в диапазоне значений массового расхода воды 0,016-0,0328 кг/с (табл. 3). Вода подавалась в трубу с температурой $30,8-31,8^\circ\text{C}$. Температура парогазовой смеси 220°C . Массовая доля пара в смеси 0,3.

Таблица 3. Экспериментальные данные при достижении стационарного режима

№	L_m , кг/с	Q , Вт	t_0 , $^\circ\text{C}$	t_1 , $^\circ\text{C}$
1	0,016	4325	31,5	94,5
2	0,019	4133	31,4	83
3	0,0219	4174	31,6	77,2
4	0,0246	4016	31,8	70,8
5	0,0273	4382	30,9	69,2

6	0,03	4203	31,1	64,5
7	0,0328	4421	30,8	63

При моделировании в программном комплексе Ansys Fluent использовалась модель турбулентности SST k - ω . При моделировании процессов конденсации и испарения использовалась модель «Mixture».

В качестве исходных данных задавались: температура на входе t_0 , массовый расход воды L_m и удельный тепловой поток, рассчитанный на основе теплового потока, полученного экспериментальным путем Q . Рассчитывалась температура воды на выходе из трубы t_1 , осредненная по сечению, и температура стенки t_w , осредненная по площади трубы.

В диапазоне расходов 0,0246-0,0328 кг/с расчетная температура отличалась от экспериментальной менее чем на 0,42%. При дальнейшем понижении расхода расчеты на стационарном режиме стали невозможными из-за отсутствия сходимости решения. Важно отметить, что такие теплофизические параметры как поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности жидкости и коэффициент динамической вязкости задавались в виде зависимостей от температуры. Попытки расчетов с постоянными величинами приводили к значительному отклонению параметров.

Визуализация профиля температур показала, что в верхней части трубы появились области с температурой, превышающей 100°C (Рис. 3.9). В связи с этим модель была дополнена уравнениями испарения и конденсации по модели Ли, а расчет проводился в нестационарном режиме. Результаты моделирования показали образование смеси пара и воды на выходе из трубы. Получение осредненного значения температуры текучей среды, используя программу, стало неэффективным, так как приводило к большим отклонениям от значений, полученных экспериментальным путем.

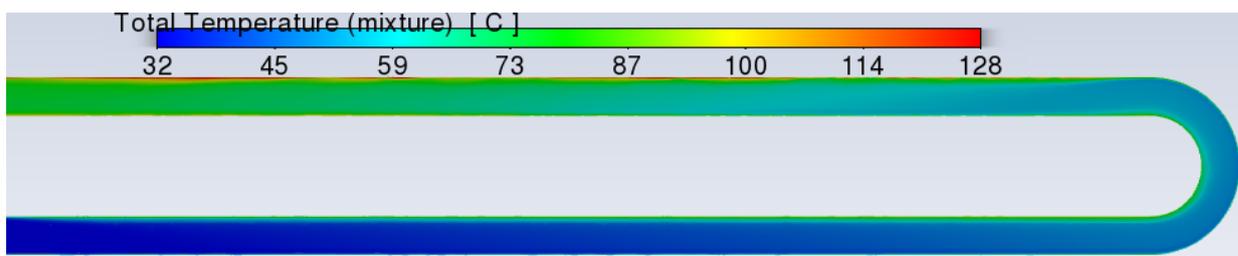


Рис. 3.9. Профиль температур при течении воды по трубе в условиях образования пара. Расход воды 0,0219 кг/с

Для получения более полной картины измерения проводились по вертикали, так как в верхних точках были потоки пара, и по горизонтали. Значения температур рассматривались относительно температуры, измеренной в ходе эксперимента.

Выявлено, что температура по вертикали сечения трубы может отличаться от измеренной на 50% в нижней точке, на 40% в верхней (Рис. 3.10, а). Температура по горизонтали изменялась в гораздо меньшем диапазоне $\pm 30\%$ (Рис. 3.10, б). Температура в центре трубы практически полностью совпадала с измеренной. Отклонения составили менее 6%, что подтверждает адекватность численного моделирования задачи расчета процесса теплообмена в трубе при частичном переходе воды в пар, в исследуемом диапазоне параметров.

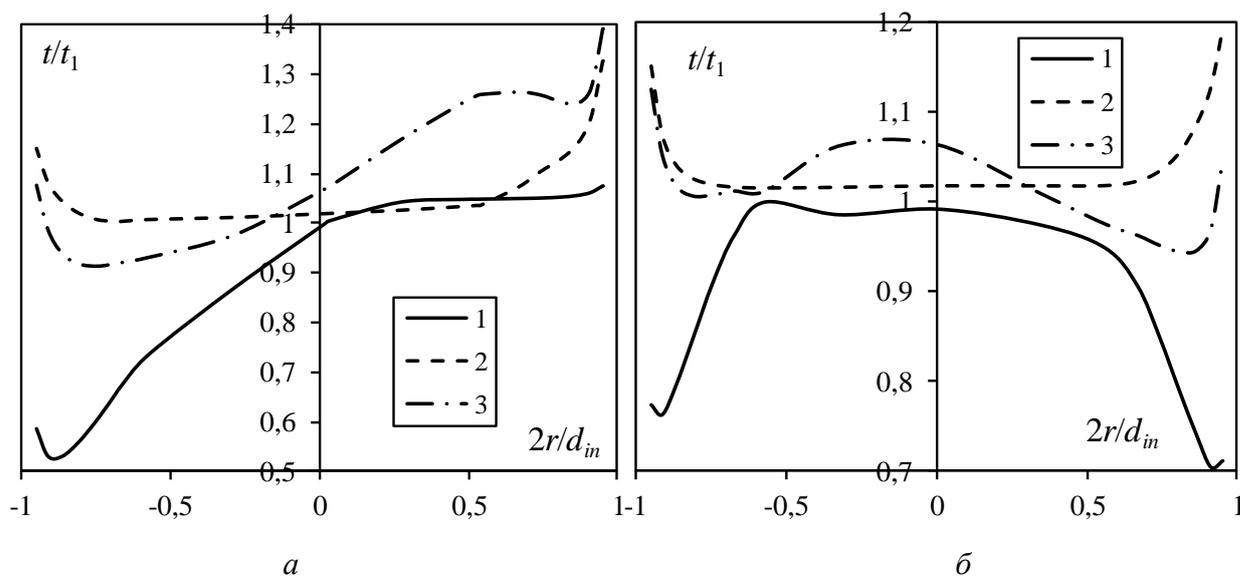


Рис. 3.10. Зависимость относительного распределения температур от безразмерного радиуса трубы. а – изменение по вертикали, б – изменение по горизонтали. Расход воды, кг/с: 1 – 0,016, 2 – 0,019, 3 – 0,0219

При объемном расходе от 60 до 120 л/час максимальный перепад температуры холодного теплоносителя в среднем составлял 70,7 °С. Пар образовывался в течение первых десятков секунд, причем увеличение объемного расхода уменьшало время его образования из-за увеличения теплосъема с единицы площади. Увеличение объемного расхода холодного теплоносителя приводило к уменьшению температурного перепада: при расходе 60, 70, 80, 90, 100, 110 и 120 л/час перепад составляет 63, 51,6, 45,6, 39, 38,3, 33,4 и 33,2 °С соответственно.

Процесс образования пара наблюдался до значения числа Рейнольдса 2600. В связи с этим значения числа Нуссельта резко увеличивались, а сама зависимость их от числа Рейнольдса существенно изменялась (Рис. 3.11).

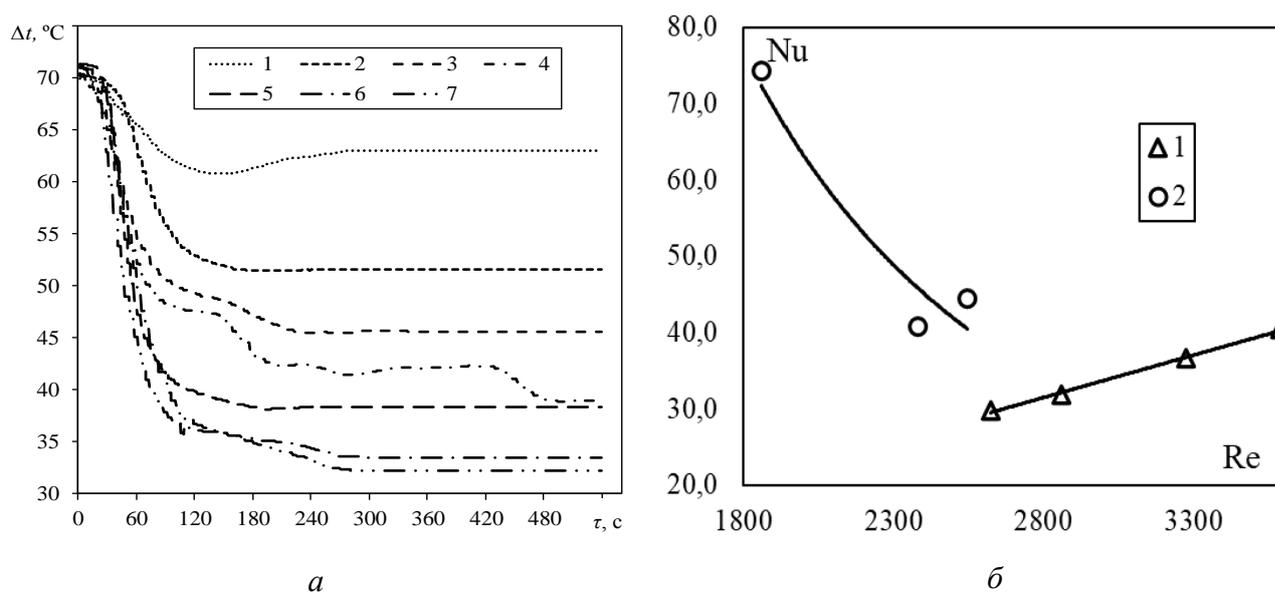


Рис. 3.11. *a* – зависимость изменения перепада температуры холодного теплоносителя на входе и на выходе теплообменного аппарата от времени при его различных объемных расходах G_v , л/час: 1 – 60; 2 – 70; 3 – 80; 4 – 90; 5 – 100; 6 – 110; 7 – 120; *б* – зависимость чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса. 1 – $Re = 2600-3600$; 2 – $Re = 1800-2600$

В диапазоне значений чисел Рейнольдса 2600-3600 наблюдается линейная зависимость, которую, с достоверностью аппроксимации 0,997, можно записать:

$$Nu = 0,012Re \quad (3.12)$$

Следует отметить, что зависимость не является достаточно общей и может быть использована только в очень узком диапазоне. Однако, сам способ расчёта параметров теплообмена при течении жидкости в переходном режиме может применяться с достаточной достоверностью.

Доказана применимость модели испарения и конденсации Ли для решения подобных задач. Получено уравнение для частного случая, а именно течения воды в трубе при температурах близких к 100°C . Показано, что распределение температур существенно неравномерно по сечению трубы, следовательно, подобные задачи необходимо решать только в трехмерной постановке.

Коэффициент теплопередачи в экспериментальных исследованиях варьировался в диапазоне значений $25\text{-}30 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Коэффициент теплоотдачи от трубы к нагреваемой воде варьировался в диапазоне значений $920\text{-}1250 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Из этого сравнения можно заключить, что термическое сопротивление сосредоточено в парогазовой фазе.

Давление текучей среды менялось на 728 Па при массовом расходе $0,016 \text{ кг/с}$, на 742 Па при массовом расходе $0,0328 \text{ кг/с}$. Причем для подъема воды на высоту 75 мм , в диапазоне исследуемых температур, необходимо создать давление 724 Па . Таким образом, затраты энергии на преодоление гидравлического трения и местного сопротивления, из-за поворота потока на 180° , менее $2,5\%$ от общих затрат.

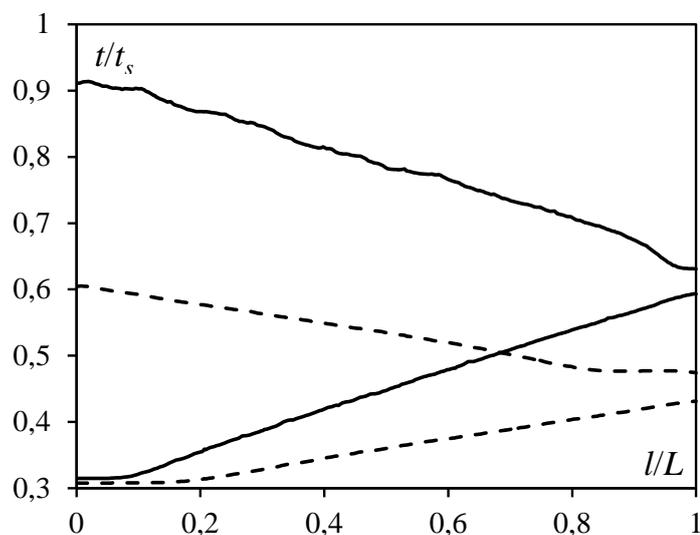


Рис. 3.12. Изменение относительной температуры воды на оси трубы по длине прямых участков. Сплошные линии – $L_m = 0,016 \text{ кг/с}$, прерывистые линии – $L_m = 0,0328 \text{ кг/с}$

На Рис. 3.12 видно, что с увеличением теплового потока снижается длина входного участка, на котором изменение температуры на оси практически отсутствует. Вероятнее всего это связано с прогревом от стенки трубы до оси.

При более интенсивном образовании пара линия относительной температуры становится менее равномерной (Рис. 3.13).

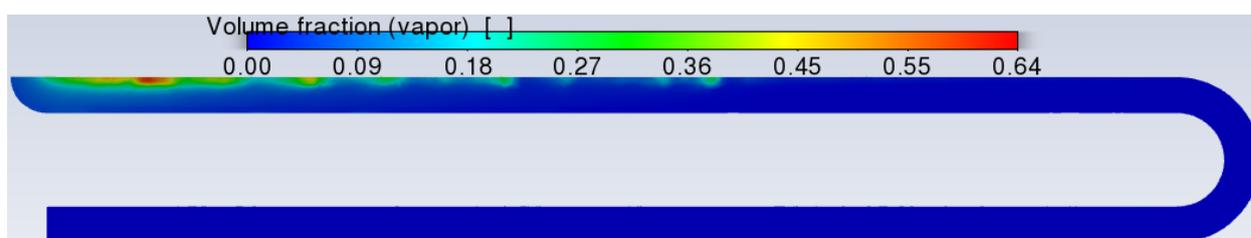


Рис. 3.13. Картина образования пара в потоке воды

В ходе проведения исследований были сделаны следующие выводы:

1. Разработана и верифицирована трехмерная модель позволяющая рассчитывать характеристики тепло- и массообмена при движении воды при значениях температур близких к температурам кипения в переходном режиме течения. Верификация выполнена путем сравнения интегральных и дифференциальных характеристик, полученных при численном моделировании с экспериментальными данными, полученными на промышленном предприятии.

2. При отсутствии образования пара хорошие результаты получаются при моделировании процесса теплообмена при течении жидкости по трубе с использованием модели турбулентности SST k - ω в стационарном режиме.

3. Доказана применимость модели Ли для решения задач течения воды в трубопроводе при частичном испарении.

4. При образовании пара необходимо учитывать процессы испарения и конденсации, например по модели Ли, и проводить расчеты в нестационарном режиме.

5. Во всем рассматриваемом диапазоне исследований адекватные результаты получаются лишь при учете влияния температуры на такие параметры, как

поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности воды, коэффициент динамической вязкости воды. Расхождение результатов в этом случае менее 6%.

б. Получена зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для условий течения воды в диапазоне $Re = 2600-3600$, при ее нагреве до температур близких к температурам кипения.

3.3. Конденсация воды из паровоздушной смеси на поверхности цилиндрических ребер

Несмотря на большое количество исследований на сегодняшний день остается много нерешенных задач, так как процессы передачи тепла при конденсации существенно нестационарные.

Для проверки адекватности модели была рассмотрена задача обтекания трубы паровоздушным потоком в программном комплексе ANSYS Fluent. Полученные результаты сравнивались с результатами, полученными по известным зависимостям.

Средний по поверхности трубы коэффициент теплоотдачи по данным [136] равен:

а) при $1 < Re < 40$

$$Nu = 0,76Re^{0,4} Pr^{0,37} \varepsilon_q \quad (3.13)$$

б) при $40 \leq Re < 10^3$

$$Nu = 0,52Re^{0,5} Pr^{0,37} \varepsilon_q \quad (3.14)$$

в) при $10^3 \leq Re < 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,26Re^{0,6} Pr^{0,37} \varepsilon_q \quad (3.15)$$

г) при $2 \cdot 10^5 \leq Re < 10^7$

$$Nu = 0,023Re^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_q \quad (3.16)$$

Определяющими параметрами в формулах (3.13) – (3.16) являются температура текучей среды вдали от поверхности трубы (за пределами теплового пограничного слоя), наружный диаметр трубы, максимальная скорость потока в самом узком поперечном сечении канала в ограниченном потоке или скорость набегания неограниченного потока.

Поправку ε_q , учитывающую сужение потока в самом узком сечении канала, рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon_q = \left[1 - \left(\frac{d_n}{H} \right)^2 \right]^{0,8} \quad (3.17)$$

где d_n – наружный диаметр трубы, м; H – поперечный размер канала, м.

При моделировании конденсации паровоздушной смеси коэффициент лобового сопротивления частиц определялся по зависимости Шиллера-Ньюмана [132], конденсация пара рассчитывалась по модели Ли [133], скорость массопереноса за счет испарения и конденсации. В установившемся потоке без учета силы тяжести скорость проскальзывания рассчитывалась по формуле Маннинен и др. [134, 135]. Также было определено время релаксации. Зависимости, с помощью которых были определены данные параметры, использовались ранее при расчете теплоотдачи при движении воды в трубе при температурах близких к температурам кипения в переходном режиме.

Длина участка за трубой выбиралась исходя из условия отсутствия обратных потоков. Скорость на входе варьировалась от 1 до 15 м/с. На стенке трубы задавался удельный тепловой поток 500 Вт/м².

Результаты численного моделирования отличались от результатов расчета по формулам (3.13) – (3.16) не более чем на 5,19% (Рис. 3.14). Следовательно, построенная модель и методика расчета коэффициента теплоотдачи адекватно описывает процесс передачи тепла.

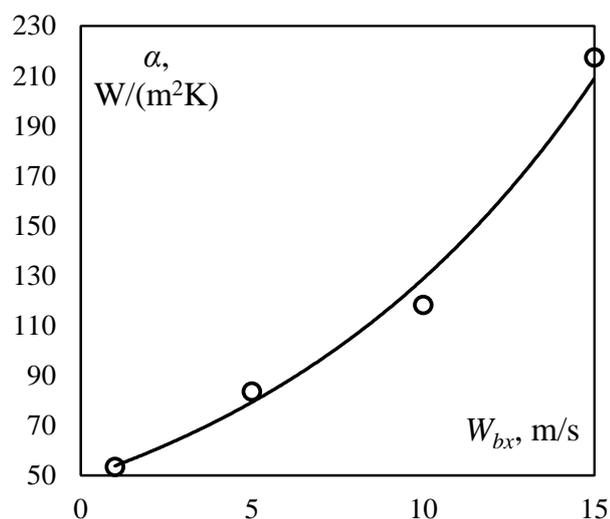


Рис. 3.14. Зависимость коэффициента теплоотдачи от поверхности гладкой трубы при ее обтекании в ограниченном потоке от скорости воздуха на входе. Линия – результаты численного моделирования, точки – расчёт по формуле

Для расчета процесса теплопередачи при обтекании цилиндрического ребра паровоздушной смесью задавались: массовый расход парогазовой смеси на выходе из расчетной области 0,001 кг/с; температура парогазовой смеси на входе 200°C; на внутренней стенке трубы задавался удельный тепловой поток 4000 Вт/м²; массовая доля воды на входе в расчетную область варьировалась в диапазоне 0,16-0,33. Диаметр ребра изменялся в расчетах от 27 мм до 43 мм. Коэффициент поверхностного натяжения на границе вода-воздух рассчитывается по формуле $\sigma = -2,048 \cdot 10^{-4} T + 0,1340$, где величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0,9949$, так как температура конденсата могла существенно изменяться. Для расчета использовалась модель турбулентности SST *k*-omega.

Геометрия оребренного участка трубы представлена на Рис. 3.15.

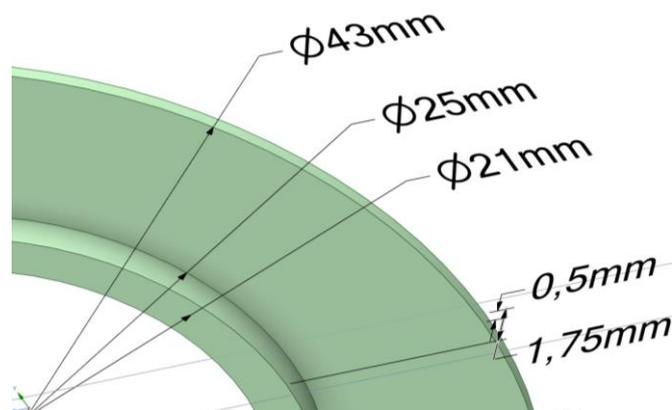


Рис. 3.15. Форма исходного участка трубы с ребром

Ширина расчетной области 1,75 мм, половина толщины ребра 0,5 мм.

Из Рис. 3.16 следует, что максимальный диффузионный поток на кромке передней ребра, а минимальный в области за трубой. Это объясняется профилями концентраций воды и температурами стенки. На ребре, за трубой образуется пленка жидкости, которая увеличивает термическое сопротивление. Образующаяся пленка не симметрична, относительно оси трубы, так как на нее действует сила тяжести. Под пленкой температура ребра ниже, что логично.

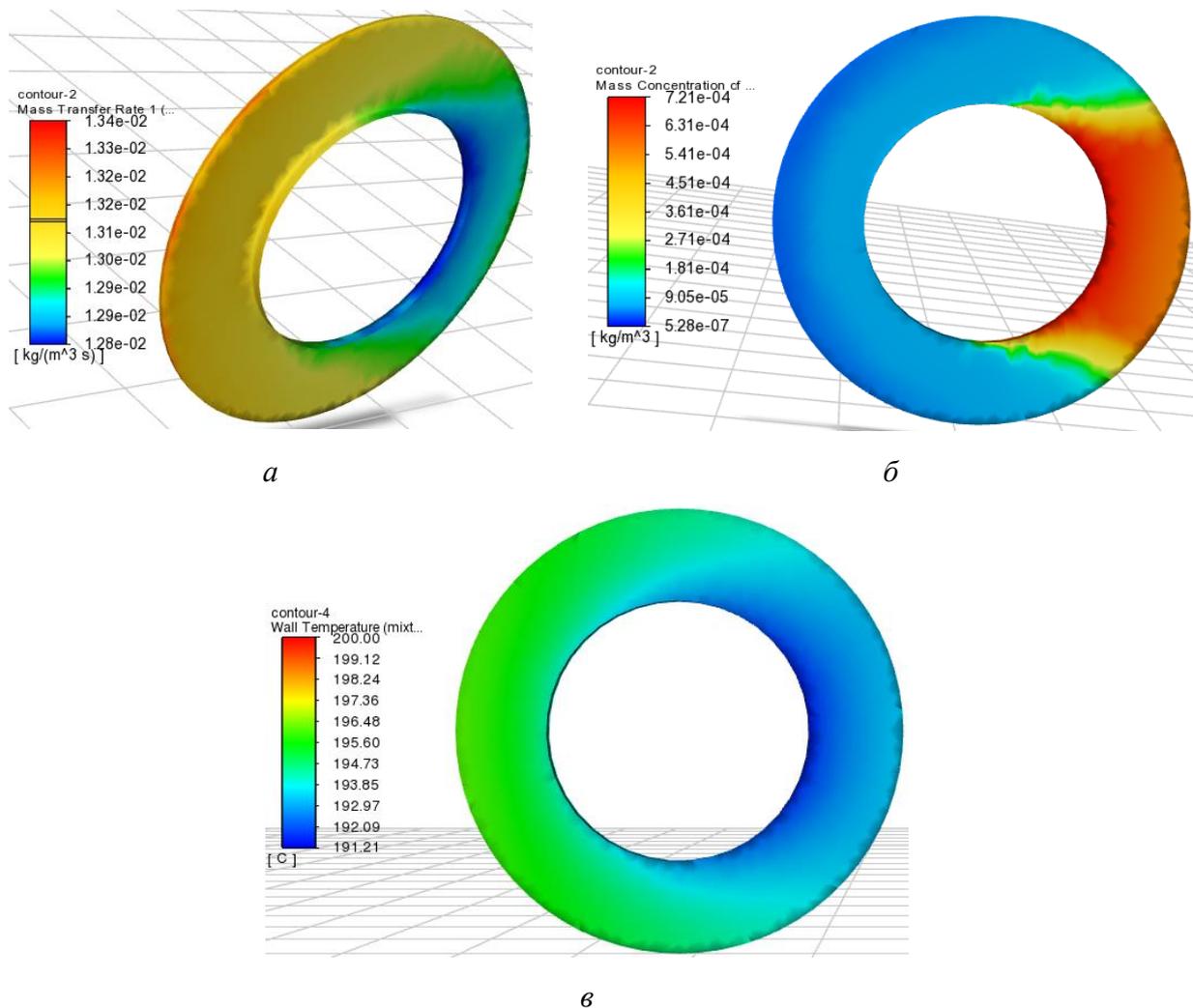


Рис. 3.16. Распределение диффузионного потока (а) и массовой концентрации (б) дисперсной фазы, и температуры стенки (в) на поверхности цилиндрического ребра

Картина существенно меняется при уменьшении диаметра ребра (Рис. 3.17). Минимальные значения диффузионного потока смещаются и находятся в верхней

и нижней части ребра. Это связано с тем, что пленка образуется и срывается с верхней и нижней кромок.

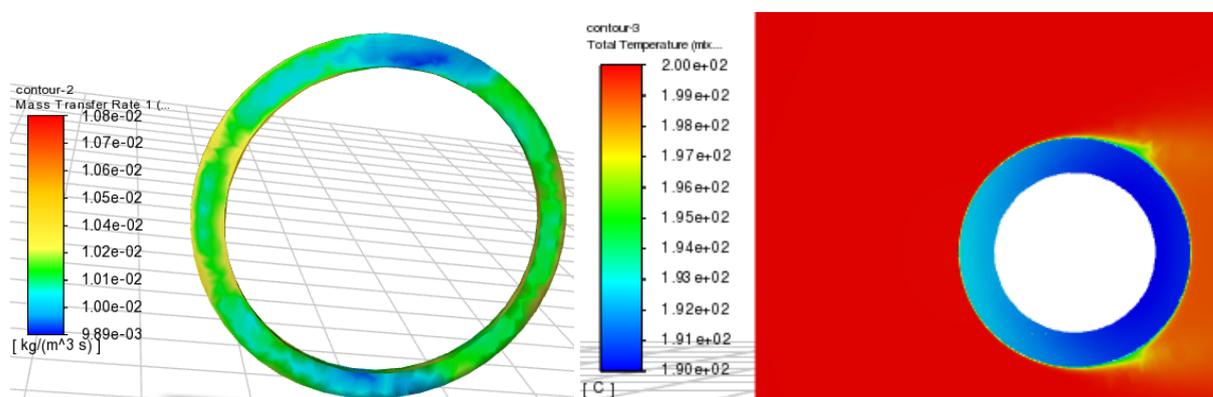


Рис. 3.17. Распределение диффузионного потока дисперсной фазы и температуры текучей среды

Диффузионный поток не зависит от диаметра ребра при данной постановке задачи. Он существенно увеличивается при росте концентрации пара в парогазовой смеси (Рис. 3.18).

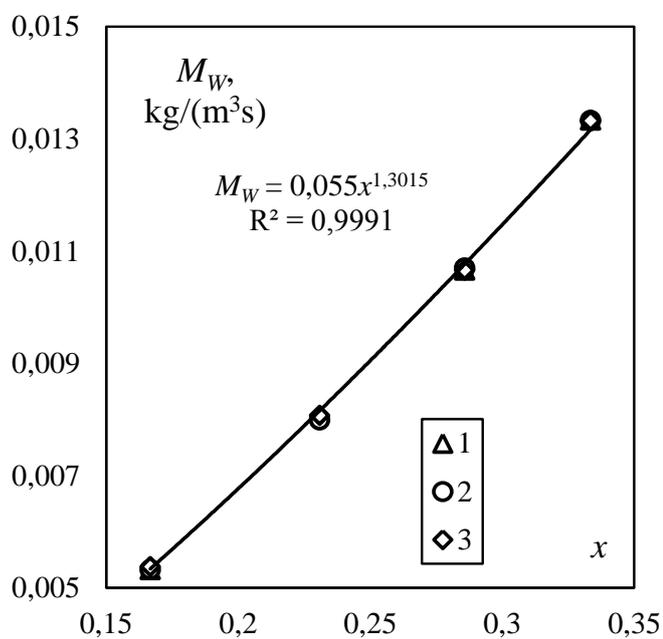


Рис. 3.18. Зависимость удельного диффузионного потока от массовой концентрации воды на входе в парогазовой смеси при различных значениях диаметра ребра. D_r , м: 1 – 0,027; 2 – 0,03; 3 – 0,043

С ростом доли пара в парогазовой смеси коэффициент теплоотдачи увеличивается (Рис. 3.19). С увеличением диаметра ребра коэффициент теплоотдачи снижается, например, при уменьшении диаметра ребра в 1,6 раз коэффициент теплоотдачи увеличивается в 1,47 раза.

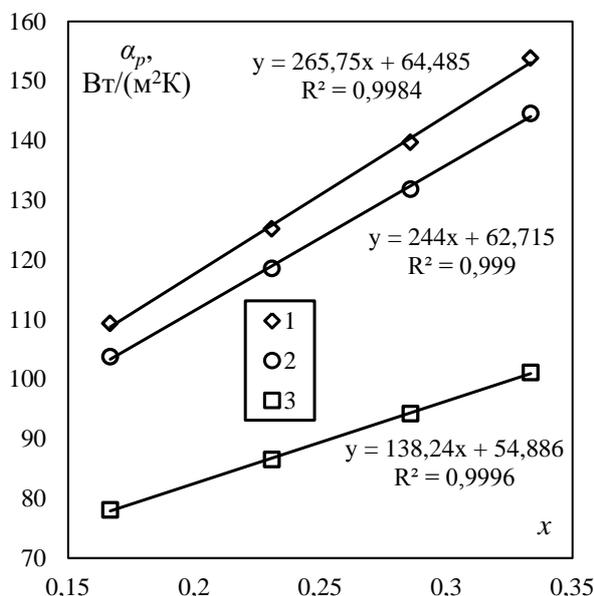


Рис. 3.19. Зависимость коэффициента теплоотдачи к оребренной поверхности от массовой доли воды в парогазовой смеси при различных значениях диаметра ребра. D_r , м: 1 – 0,027; 2 – 0,03; 3 – 0,043

Наблюдается явная линейная зависимость, которую можно представить в виде:

$$\alpha_p = A_1 x + A_2 \quad (3.18)$$

Подставив параметры A_1 и A_2 в зависимость, получается:

$$\alpha_p = (483,3 - 8019,1 D_r) x - 600,62 D_r + 80,716 \quad (3.19)$$

Сопоставление значений, полученных при численном моделировании, и значений, полученных по формуле, дает расхождение не более чем на 1,63% (Рис. 3.20).

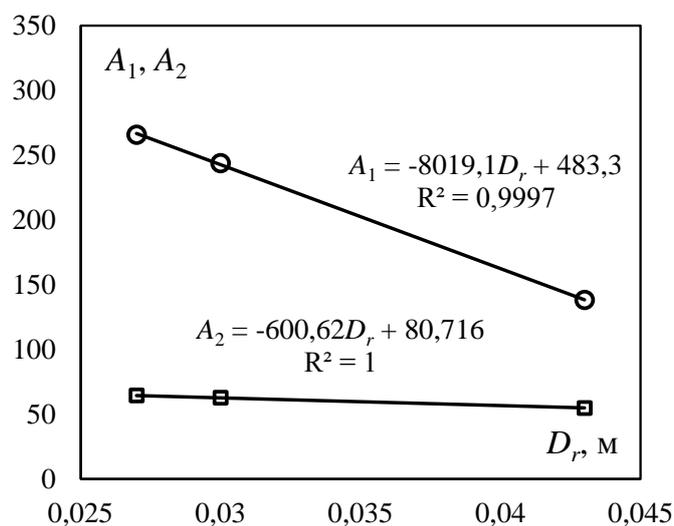


Рис. 3.20. Зависимость параметров A_1 и A_2 от диаметра ребра D_r

Таким образом, получена зависимость коэффициента теплоотдачи при конденсации паровоздушной смеси на цилиндрическом ребре постоянной толщины от диаметра ребра и концентрации пара. Получено качественное соответствие экспериментальным исследованиям. Показана возможность моделирования процесса конденсации на ребре с условиями симметрии, что позволит определить форму образующейся пленки и интенсифицировать процессы тепло и массообмена. Выполнена оценка влияния высоты ребра на структуру пленки. Показано, что на более высоких ребрах пленка образуется за трубой. На ребрах меньшей высоты срыв пленки происходит над трубой и под ней.

3.4. Численное моделирование конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы со спиральным оребрением

Задача данного исследования заключается в проведении численного моделирования конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы со спиральным оребрением. Необходимо определить коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральным оребрением при ее конденсации на ней в зависимости от плотности теплового потока, начальной скорости движения смеси и массовой доли воды в ней.

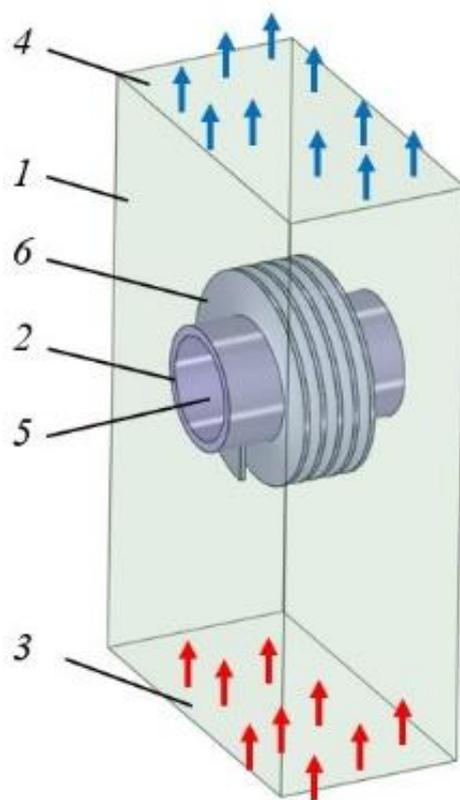


Рис. 3.21. Упрощенная расчетная модель трубы со спиральным оребрением в проточном объеме воздуховода: 1 – воздуховод; 2 – труба с оребрением; 3 – вход парогазовой смеси; 4 – выход парогазовой смеси; 5 – внутренняя поверхность трубы; 6 – спиральные ребра

Исследование выполнялось в программном комплексе Ansys Fluent в трехмерной постановке. При проведении расчетов использовались система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, которая замыкалась уравнением неразрывности и моделью турбулентности $k-\omega$ SST, уравнением энергии. Для численного моделирования двухфазной среды использовалась модель «Mixture», включающая уравнения сохранения и переноса (диффузии) массы, импульса, энергии для каждого компонента в каждой фазе. Численные расчеты проведены на 3D модели теплообменной трубы со спиральным оребрением (Рис. 3.21), интегрированной в воздуховод, по которому движется парогазовая смесь [20]. Учитывая сложность численного моделирования конденсации двухфазной среды и необходимость больших вычислительных мощностей, 3D модель была упрощена. В частности, для ее построения был выделен параллелепипед проточной части воздуховода, включающий трубу со спиральными ребрами (Рис.

3.21). Поскольку тип спиральных ребер по длине трубы остается постоянным, то проведенные упрощения при построении модели представляются целесообразными. При этом площадь теплообменной поверхности U -образного поворота трубы относительно площади теплообменной поверхности труб существенно меньше.

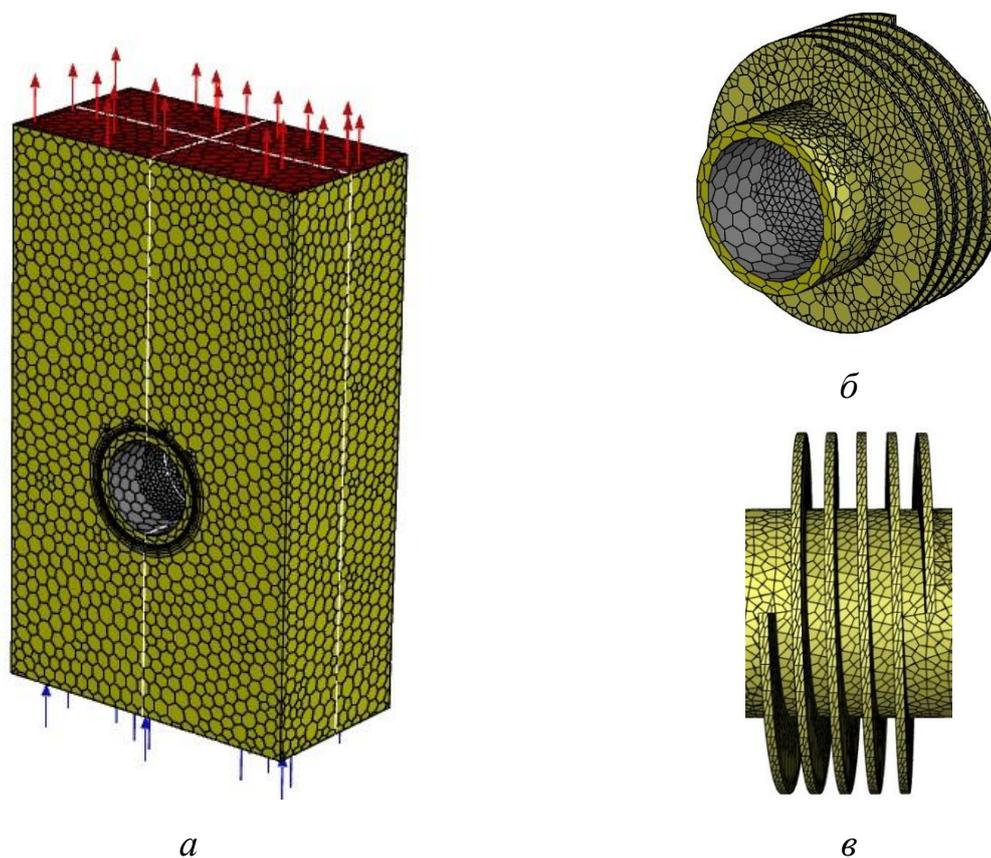


Рис. 3.22. Расчетная модель воздуховода: *а)* изометрическая модель воздуховода с трубой; *б, в)* различные виды трубы с ребрами в увеличенном масштабе

Геометрическая модель представляет собой параллелепипед, в центре которого имеется горизонтальная трубчатая поверхность конденсации, которая имеет ребра. Основные геометрические размеры и характеристики упрощенной трехмерной расчетной модели: параллелепипед со сторонами 122, 38 и 72 мм, труба диаметром 21 мм, длиной 38 мм и с толщиной стенки 2 мм, количество ребер 4 шт., каждое толщиной 1 мм, высота ребра везде одинаковая 9 мм, шаг между ребер 3,5 мм, материал трубы и ребер сталь 20, коэффициент теплопроводности λ задавался 48,5 Вт/(м·°С) при температуре 200°С.

На основе трехмерной модели (Рис. 3.21) была сгенерирована сеточная расчетная модель, состоящая из полиэдрических элементов (Рис. 3.22). Для увеличения точности расчетов в местах контакта твердотельной части трубы и воздуховода были созданы пристеночные слои. На предварительной стадии численных расчетов исследовалась сеточная независимость по изменению коэффициента теплоотдачи при конденсации парогазовой смеси на поверхности ребер трубы в зависимости от количества ячеек расчетной модели. Для этого были рассмотрены 4 полиэдрические сетки (3D), состоящие из 11252–264328 шт. элементов. Наибольшее количество граней полиэдров позволяет вычислить градиенты с высокой точностью и снизить число ошибок вычисления. В ходе предварительных исследований было установлено, что сеточная независимость достигается при 87928 ячеек, размер ячейки сетки в объеме 3,5 мм, между ребрами 0,5 мм. Окончательная сеточная расчетная модель, которая использовалась для исследований представлена на Рис. 3.22.

При проведении исследований задавались граничные и начальные условия в Ansys Fluent: на входе парогазовой смеси в расчетную модель задавалось атмосферное давление 10^5 Па, начальная температура смеси t_f 220°C, на выходе из расчетной модели задавался массовый расход G_m парогазовой смеси в диапазоне от 0,01847 до 0,05085 кг/с, что соответствовало среднерасходной скорости потока W от 7,4 до 14,7 м/с. На остальных стенках параллелепипеда задавалось условие симметрии. На внутренней поверхности трубы задавалась плотность отбираемого теплового потока q от 42990 до 47325 Вт/м², полученная из натурального эксперимента. Температура холодного теплоносителя (воды) в трубе изменялась от 30,8 до 70,8°C. Использование плотности теплового потока в качестве граничного условия позволило упростить численный расчет, т.к. моделирование течения холодного теплоносителя внутри трубы не проводилось. Смесь воздуха с водяным паром образует парогазовую смесь. При этом объемная доля воздуха в парогазовой смеси на входе в расчетную область изменялась от 0,9994 до 0,9998, что соответствует изменению массовой доли воды в ней x_w от 0,188 до 0,41. Плотность, изобарная массовая теплоемкость, коэффициент теплопроводности,

вязкость как каждой отдельной фазы, так и парогазовой смеси в целом, и коэффициент поверхностного натяжения воды задавались как функции от температуры. Численный расчет проводился в нестационарной постановке процесса. Основным контролем за выходом численного расчета на квазистационарность осуществлялся по осредненной температуре поверхности трубы со спиральным оребрением, массовой доле воды в парогазовой смеси на выходе из расчетной области и коэффициенту теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности оребренной трубы при ее конденсации на ней.

При проведении численных расчетов в программном комплексе Ansys Fluent определялись коэффициент теплоотдачи α от парогазовой смеси к поверхности оребренной трубы при конденсации пара, осредненная температура поверхности оребренной трубы t_w и тепловой поток Q от парогазовой смеси к оребренной трубе. Валидация результатов численных расчетов проводилась путем сравнения коэффициента теплоотдачи с данными, полученными в ходе эксперимента. Экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·°С), рассчитывали по выражению:

$$\alpha_2 = \frac{1}{\left(\frac{t_f - t_{av}}{Q} - \frac{1}{\alpha_1 F_s} - \frac{\delta_s}{\lambda F_s} \right) F_w}, \quad (3.20)$$

где Q – тепловой поток, Вт; α_1 – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный при физическом эксперименте, Вт/(м²·°С); δ_s – толщина стенки трубы, м; F_w – общая площадь поверхности теплообмена с ребрами, м²; F_s – площадь поверхности теплообмена гладкой части трубы, м²; t_f – температура паровоздушной смеси, °С; λ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°С); $t_{av} = (t_{Lout} + t_{Lin})/2$ – средняя температура воды, °С; t_{Lin} , t_{Lout} – температура воды на входе и выходе трубы, °С.

Сравнение коэффициентов теплоотдачи, полученных численным и экспериментальным путем, позволило подтвердить достаточно высокую степень точности моделирования процесса конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы со спиральными ребрами. Неопределенность составила от 2,6

до 16,8% при плотности отбираемого теплового потока от 42990 до 47325 Вт/м². При этом было получено выражение (3.21) для расчета коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральными ребрами при конденсации пара на ней от плотности теплового потока:

$$\alpha = 0,0015q. \quad (3.21)$$

Среднеквадратическое отклонение составило 0,96. Коэффициент теплоотдачи при численном моделировании составил от 63,7 до 72,1 Вт/(м²·°С), когда при физическом эксперименте от 61,7 до 67,7 Вт/(м²·°С), при значении плотности отбираемого теплового потока от 42990 до 47325 Вт/м² (Рис. 3.23).

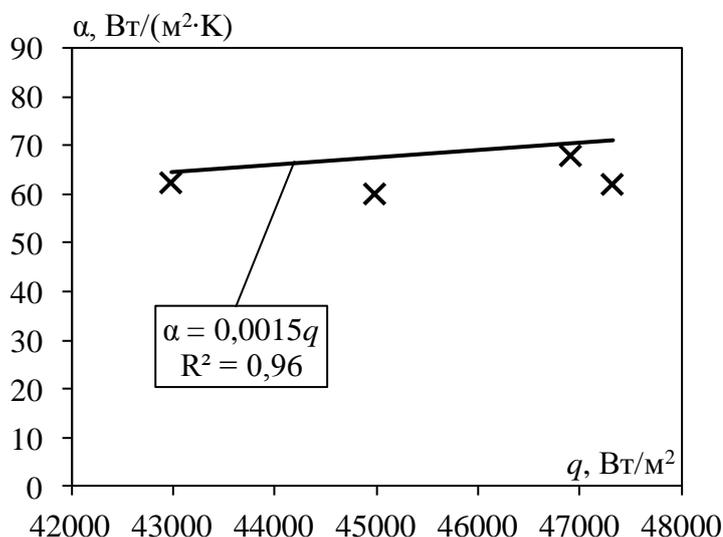
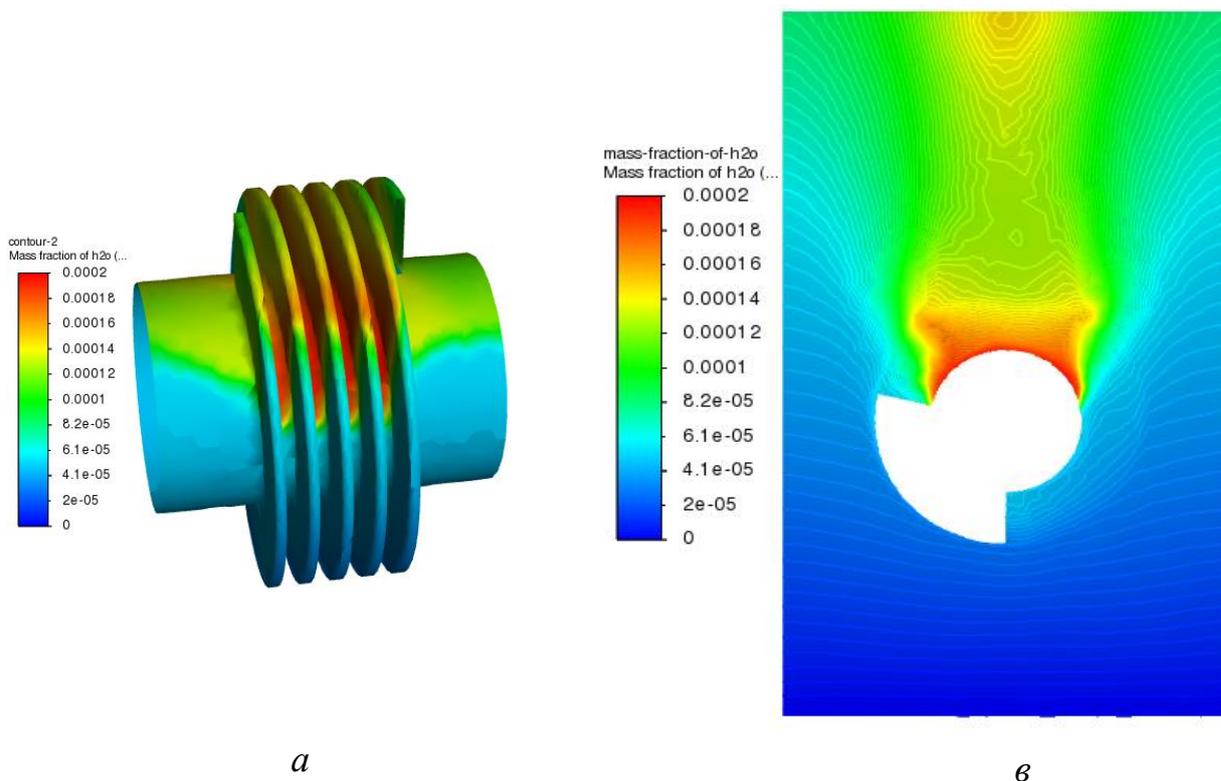
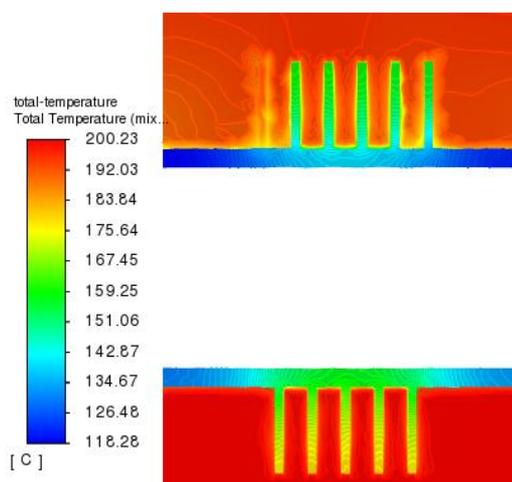


Рис. 3.23. Зависимость коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральными ребрами при конденсации пара на ней от плотности отбираемого теплового потока при $W = 14,7$ м/с: точки – экспериментальные данные, линия – моделирование

В ходе численного моделирования получено распределение поля температур на поверхности трубы со спиральными ребрами при конденсации пара из парогазовой смеси (Рис. 3.24). Видно, что физический процесс конденсации соответствует моделируемому процессу в реальном масштабе. При непосредственном контакте парогазовой смеси с поверхностью ребренной трубы смесь начинает передавать ей тепло. В результате охлаждения парогазовой смеси происходит ее конденсация. Конденсирующаяся парогазовая смесь сгущается на поверхности ребер трубы, образуя тонкий слой жидкости. Постепенно массовая

доля воды на ее поверхности повышается, что приводит к росту теплоотдачи, т.к. площадь поверхности теплообмена и теплопроводность увеличиваются, поскольку конденсат на поверхности оребренной трубы обладает более высокой теплопроводностью относительно газообразной среды. Заметим, что оребренная труба вставлена в воздуховод перпендикулярно направлению движения сверху вниз парогазовой смеси в нем, поэтому конденсирующаяся парогазовая смесь постепенно стекает по поверхности оребренной трубы, срывается и распределяется в воздуховоде (Рис. 3.24). Такой процесс способствует эффективному удалению конденсата и поддерживает непрерывность процесса конденсации. Это приводит к уменьшению толщины пленки конденсата на ребрах трубы, что дает уменьшение термического сопротивления между паром и стенкой и увеличивает интенсивность теплообмена. В расчетной области при конденсации парогазовой смеси на оребренной трубе температура варьируется от 118 до 200°C (Рис. 3.24, б).





б

Рис. 3.24. Визуализация конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы с ребрами: *а, в* – распределение массовой доли воды в расчетной области в ходе конденсации парогазовой смеси; *б* – температурное поле расчетной области

Анализ полученных результатов показал, что по мере увеличения массовой доли воды x_w в парогазовой смеси повышается осредненная температура поверхности оребренной трубы t_w . При больших количествах массовой доли воды x_w в парогазовой смеси высвобождается большее количество теплоты конденсации. При этом увеличение скорости движения парогазовой способствует обновлению конденсата на поверхности трубы (Рис. 3.25). Увеличение плотности отбираемого теплового потока q от внутренней стенки оребренной трубы приводит к снижению осредненной температуры наружной поверхности трубы t_w , т.к. повышается интенсивность теплообмена (Рис. 3.26). Также получено, что доля теплового потока, отбираемого от парогазовой смеси за счет ее конденсации на поверхности оребренной трубы составляет до 6,4% при скорости движения смеси от 7,4 до 14,7 м/с и массовой доли воды в ней от 0,188 до 0,41. При этом установлено, что увеличение скорости движения парогазовой смеси и массовой доли воды в ней способствует повышению доли теплового потока, отбираемого от нее за счет ее конденсации. Увеличение массовой доли воды в ней приводит к росту количества капель жидкости для конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы. В результате возрастает количество теплоты, передаваемой от парогазовой смеси на поверхность оребренной трубы при ее конденсации.

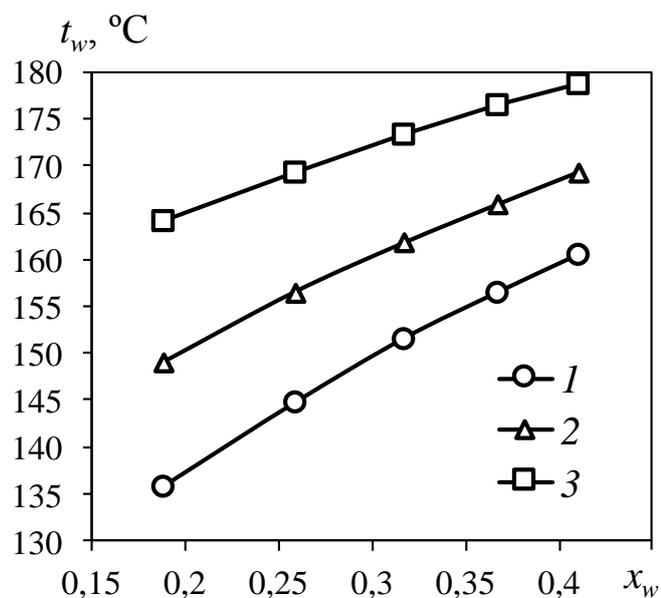


Рис. 3.25. Изменение осредненной температуры поверхности трубы со спиральными ребрами от массовой доли воды в парогазовой смеси при ее конденсации на ней при W , м/с: 1 – 7,4; 2 – 9,8; 3 – 14,7

Увеличение скорости ее движения способствует более интенсивному перемешиванию двухфазной среды, следовательно, повышается доля теплового потока за счет конденсации (Рис. 3.27).

Изменение массовой доли воды в парогазовой смеси от 0,188 до 0,41 сказывается на росте осредненной температуры поверхности трубы со спиральными ребрами: от 135,8 до 160,5°C при $W = 7,4$ м/с, от 149,1 до 169,3°C при $W = 9,8$ м/с, от 164,1 до 178,1°C при $W = 14,7$ м/с. В среднем повышение массовой доли воды в парогазовой смеси от 0,188 до 0,41 и увеличение скорости движения смеси от 7,4 до 14,7 м/с приводит к росту осредненной температуры ребренной трубы на 11,8% (Рис. 3.25).

С увеличением плотности отбираемого теплового потока от 42990 до 47325 Вт/м² от внутренней стенки ребренной трубы осредненная температура поверхности трубы с ребрами уменьшается с 175,7 до 173,3°C. Линейная зависимость между указанными параметрами представлена формулой:

$$t_w = -0,0005q + 198,75. \quad (3.22)$$

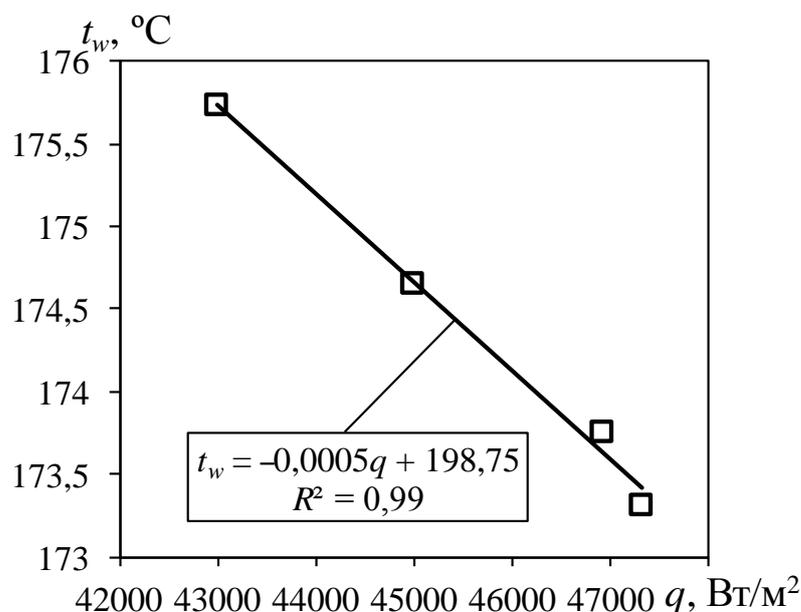


Рис. 3.26. Зависимость осредненной температуры поверхности трубы со спиральными ребрами от плотности отбираемого теплового потока от ее внутренней стенки

Изменение массовой доли воды в парогазовой смеси от 0,188 до 0,41 приводит к росту доли теплового потока за счет конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы со спиральными ребрами от 2,1 до 5,9% при скорости $W = 7,4$ м/с, от 2,2 до 6,1% при $W = 9,8$ м/с и от 2,3 до 6,4% при $W = 14,7$ м/с. В среднем повышение массовой доли воды в парогазовой смеси от 0,188 до 0,41 и увеличение скорости ее движения от 7,4 до 14,7 м/с приводит к росту доли теплового потока за счет конденсации парогазовой смеси на поверхности оребренной трубы на 4,2% (Рис. 3.27).

Таким образом, проведение численных исследований конденсации парогазовой смеси на поверхности теплообменных аппаратов представляет собой актуальную задачу, т.к. появляется возможность с высокой точностью определить коэффициент теплоотдачи при конденсации двухфазной среды на теплообменной поверхности, что затруднительно достичь при аналитических расчетах, а экспериментальные расчеты сопряжены с длительными временными и финансовыми затратами. Результаты представленного исследования позволят улучшить работу рекуперативного теплообменного аппарата.

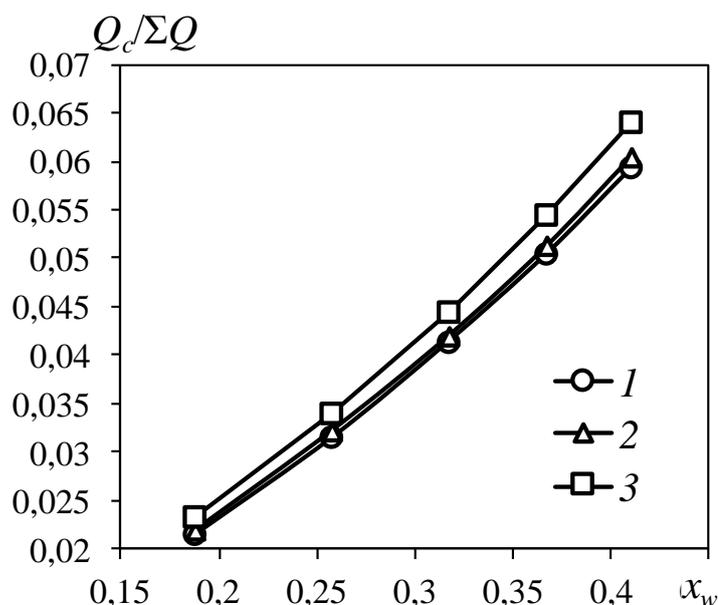


Рис. 3.27. Изменение доли теплового потока за счет конденсации парогазовой смеси на поверхности трубы с ребрами от массовой доли воды в смеси при W , м/с: 1 – 7,4; 2 – 9,8; 3 – 14,7

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Использование программного обеспечения для проведения численного моделирования является эффективным инструментом для изучения процессов теплообмена и конденсации. Неопределенность между численным и физическим экспериментами по коэффициенту теплоотдачи от парогазовой смеси к теплообменной поверхности при ее конденсации на ней составила не более 16,8%;

2. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи достигается при минимальной скорости движения парогазовой смеси равной 7,4 м/с и наименьшей массовой доли воды в ней равной 0,188;

3. Увеличение скорости движения парогазовой смеси с 7,4 до 14,7 м/с приводит к снижению коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности трубы со спиральными ребрами при ее конденсации на ней на 16,8%;

4. Увеличение массовой доли воды в парогазовой смеси от 0,188 до 0,41 приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи на 19,8%;

5. Доля теплового потока, отбираемого от парогазовой смеси за счет ее конденсации на поверхности трубы со спиральными ребрами, составляет до 6,4%.

ГЛАВА 4 ПРОМЫШЛЕННОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ОРЕБРЕННЫМИ ТРУБАМИ ДЛЯ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ТЕПЛА ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ

4.1. Внедрение теплообменного аппарата на промышленный объект

В работе была рассмотрена проблема загрязнения твердыми частицами целлюлозы оребренной поверхности в теплообменном аппарате на промышленном объекте, занимающийся производством бумаги санитарно-гигиенического назначения и изделий тисью в России. Теплообменный аппарат был установлен компанией ООО «Филиал ВПМ», г. Казань (Рис. 4.1).



Рис. 4.1. Теплообменный аппарат, установленный на промышленном объекте компанией ООО «Филиал ВПМ», г. Казань

Теплообменный аппарат входит в линию нагрева воды за счет тепла парогазовой смеси. На Рис. 4.2 представлена принципиальная схема установки теплообменника на промышленном объекте. Температура газа составляет 250°C , ее влагосодержание 292 г/кг . Смесь «пар – газ» проходит через паропровод и поступает в теплообменник 1. Газообразная смесь конденсируется в

теплообменнике. Вследствие этого, образовавшаяся вода проходит через трубопровод и поступает в емкость 2, пар возвращается в паропровод и выходит в атмосферу, а образовавшийся конденсат, в свою очередь, стекает. Часть нагретой воды спускается по трубопроводу и поступает в пластинчатый теплообменник 3, нагревая поступающую водопроводную воду с начальной температурой 9°C до 50°C. Расход воды составляет 20 м³/час. Другая часть воды, в свою очередь, из емкости возвращается в теплообменник 1, снова подогревается за счет парогазовой смеси, конденсируется и снова поступает в теплообменник 3.

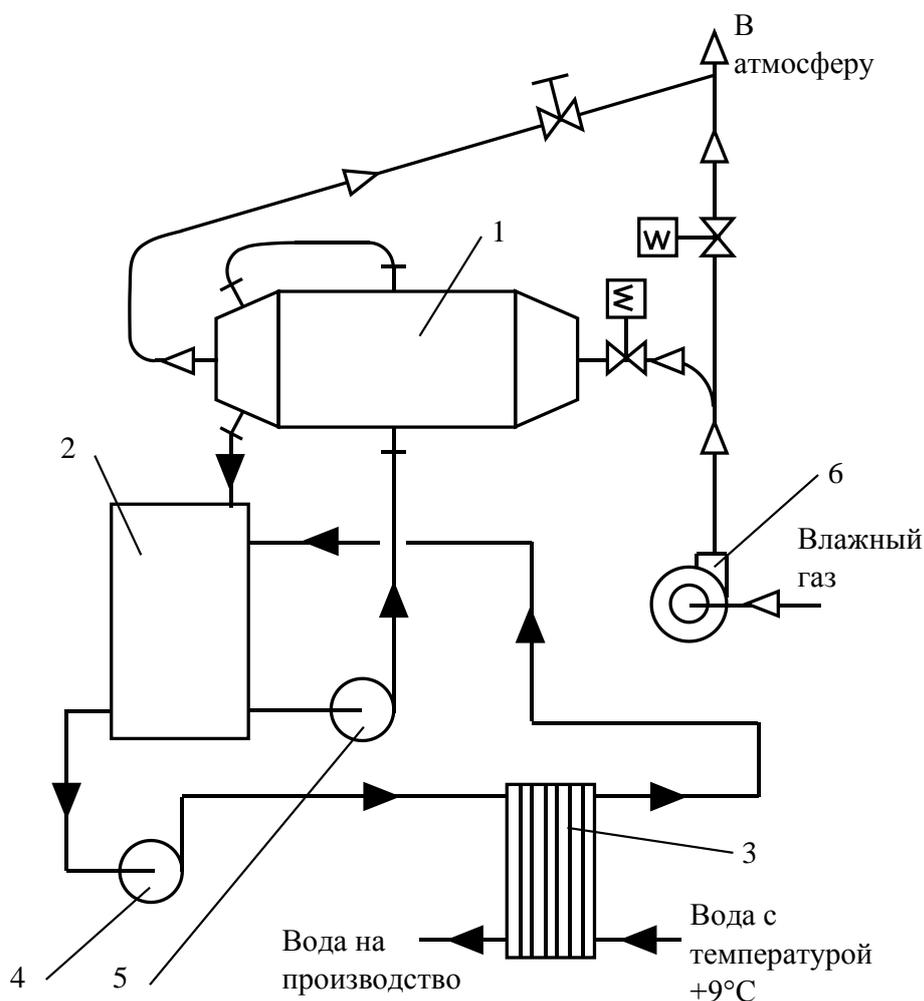


Рис. 4.2. Принципиальная схема установки теплообменника: 1 – теплообменник, 2 – емкость, 3 – теплообменник, 4 – насос, 5 – насос, 6 – вентилятор,  – автоматическая задвижка,  – ручная задвижка

На Рис. 4.3 представлена 3D модель теплообменного аппарата, установленного на промышленном объекте. В таблицах 4-5 даны исходные данные для оценочных расчетов и расчетные данные.



Рис. 4.3. 3D модель теплообменного аппарата, установленного на промышленном объекте

Таблица 4. Исходные данные для оценочных расчетов

Параметр	Значение
Начальная температура парогазовой смеси, °С	250
Влагосодержание в парогазовой смеси, г/кг	290
Начальная температура воды, °С	9
Конечная температура воды, °С	50
Расход воды, л/час	20000

Таблица 5. Расчетные данные

Параметр	Значение
Энтальпия газа начальная, кДж/кг	1106750
Энтальпия газа конечная, кДж/кг	739677
Расход паров воды, кг/с	0,754
Максимально возможный тепловой поток, рассчитан при условии	1885000

полной конденсации паров воды, Вт	
Сколько воды необходимо сконденсировать при требуемом тепловом потоке, кг/с	0,38176
Доля паров, которые необходимо сконденсировать, % от общего потока водяного пара	50,6
Тепловой поток воде, который необходимо обеспечить для достижения требуемой разницы температур, Вт	954389
Расход парогазовой смеси, рассчитанной по паспортным характеристикам центробежного вентилятора, м ³ /час	30000
Доля электрической нагрузки на двигатель центробежного вентилятора	0,39
Массовый расход воздуха, кг/с (плотность взята при соответствующей температуре 0,8 кг/м ³)	2,6
Минимальное значение коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации, Вт/м ² /К	7000
Значение коэффициента теплоотдачи воздуха и перегретого пара, Вт/м ² /К	20
Диаметр труб 25×1,5, м	0,022
Площадь поверхности одной трубы для дымовых газов, м ²	0,000380
Площадь теплообмена при конденсации 250°С и температуре в емкости 75°С, м ²	272,7

Особенности при расчете:

– при наличии в паре даже небольших примесей воздуха или других неконденсирующихся газов коэффициент теплоотдачи резко уменьшается. Содержание в водяном паре 1% воздуха уменьшает его на 60%, а 3% воздуха уменьшает его на 80 %. Поэтому коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси был принят равным коэффициенту теплоотдачи к газам.

– планируется увеличение площади поверхности за счет оребрения. Оребрение наносится оригинальным способом, поэтому эффективность можно только оценить.

– доля использования энергии вентилятора, из-за отсутствия более достоверных данных, была приравнена к доле производительности.

4.2. Восстановление поверхности теплообмена в условиях ее загрязнения при конденсации парогазовой смеси

Для построения методики расчета режима восстановления от загрязнений поверхности зададимся распределением потока тепла во времени (Рис. 4.4).

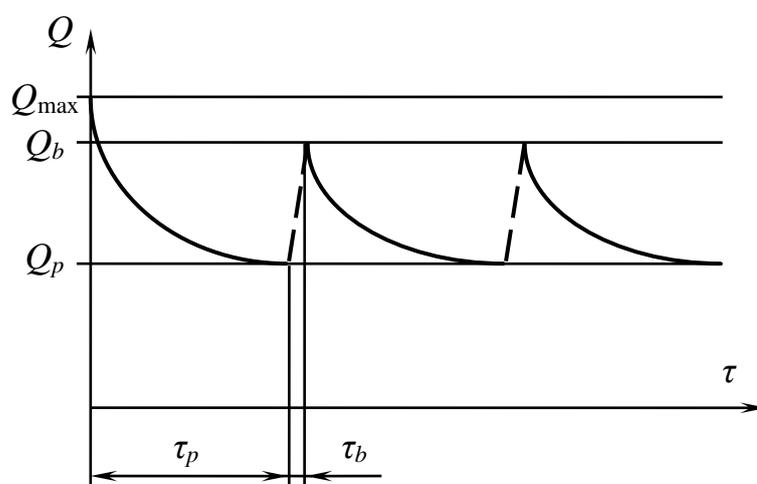


Рис. 4.4. К расчету теплового потока на оребренных трубах подверженных интенсивному загрязнению внешней поверхности

Очевидно, что максимальный поток Q_{\max} при $\tau = 0$. При уменьшении значения теплового потока до Q_p , которое происходит за время τ_p , начинается восстановление поверхности. Полное восстановление поверхности невозможно, поэтому она восстанавливается до значения Q_b . На восстановление поверхности затрачивается время τ_b .

Тепловой поток за один цикл можно определить по формуле:

$$Q_1 = \int_0^{\tau_p} Q(\tau) d\tau \quad (4.1)$$

где τ_p – время работы между процессом восстановления поверхности, с; $Q(\tau)$ – зависимость теплового потока от времени, Вт.

На основе исследований, проведенных ранее, эту зависимость можно описать уравнением:

$$Q(\tau) = A \exp(-B\tau) + C \quad (4.2)$$

При значении интервала времени стремящимся к бесконечности тепловой поток стремиться к нулю, следовательно, $C = 0$. С другой стороны, в начальный момент времени, тепловой поток имеет максимальное значение, таким образом, $A = Q_{max}$. Тогда зависимость преобразуется к виду:

$$Q(\tau) = Q_{max} \exp(-B\tau) \quad (4.3)$$

или, при условии большого количества циклов

$$Q(\tau) = Q_b \exp(-B\tau) \quad (4.4)$$

Здесь параметр B зависит от технологических параметров потока парогазовой смеси, конструктивных размеров оребренной трубы, имеет размерность $1/c$ и определяется для каждого случая отдельно.

Если восстановление поверхности происходит высоконапорным потоком воды, то время на восстановление поверхности на несколько порядков меньше поэтому в оценочных расчетах им пренебрегаем.

После интегрирования можно записать:

$$Q_1 = \frac{Q_b}{B} (1 - \exp(-B\tau_p)) \quad (4.5)$$

Экономия электроэнергии благодаря работе теплообменного аппарата определится:

$$P_Q = Q_1 n_\tau P_1 \quad (4.6)$$

где n_τ – количество циклов работы за год; P_1 – стоимость единицы энергии, руб./Дж.

С другой стороны, увеличение количества циклов работы приведет к росту объема потребляемой воды на восстановление поверхности теплообмена. Эти расходы можно определить по уравнению:

$$P_V = V_1 n_\tau P_{V1} \quad (4.7)$$

где V_1 – объем воды, затрачиваемый на одно восстановление поверхности, м³;
 P_{V1} – стоимость использования воды руб./м³.

Следует отметить, что стоимость использования воды складывается из стоимости воды по тарифу и платы за сброс загрязняющих веществ в составе сточных вод, которые, как правило, значительно больше.

Таким образом, расходы на электричество, с учетом их снижения затрат на подогрев воды теплом парогазовой смеси и увеличении затрат на подачу воды для восстановления поверхности, определяются:

$$P_{\Sigma} = P_e + P_V - P_Q \quad (4.8)$$

Минимум этой функции определится по соотношению:

$$\frac{dP_{\Sigma}}{dn_{\tau}} = V_1 P_{V1} - Q_1 P_1 = 0 \quad (4.9)$$

После преобразования можно получить:

$$V_1 P_{V1} = Q_1 P_1 \quad (4.10)$$

Окончательное выражение связывающие параметры для нахождения минимальных затрат запишется:

$$\frac{Q_b}{V_1 B} (1 - \exp(-B \tau_p)) = \frac{P_{V1}}{P_1} \quad (4.11)$$

Следовательно, время работы между процессом восстановления поверхности определяется:

$$\tau_p = -\frac{1}{B} \ln \left(1 - \frac{P_{V1}}{P_1} \frac{V_1 B}{Q_b} \right) \quad (4.12)$$

Для удобства представления времени загрязнения поверхности введем понятие снижение теплового потока в два раза. Тогда параметр B можно определить по формуле:

$$B = -\frac{1}{\tau_{1/2}} \ln \left(\frac{1}{2} \right) \quad (4.13)$$

Наблюдения за работой теплообменных аппаратов в качестве утилизаторов тепла парогазовой смеси на предприятии по производству бумаги санитарно-

гигиенического назначения показали, что этот период примерно равен 1 месяц. Таким образом, параметр B равен:

$$B = -\frac{1}{30 \cdot 24 \cdot 3600} \ln\left(\frac{1}{2}\right) = 2,7 \cdot 10^{-7} \quad (4.14)$$

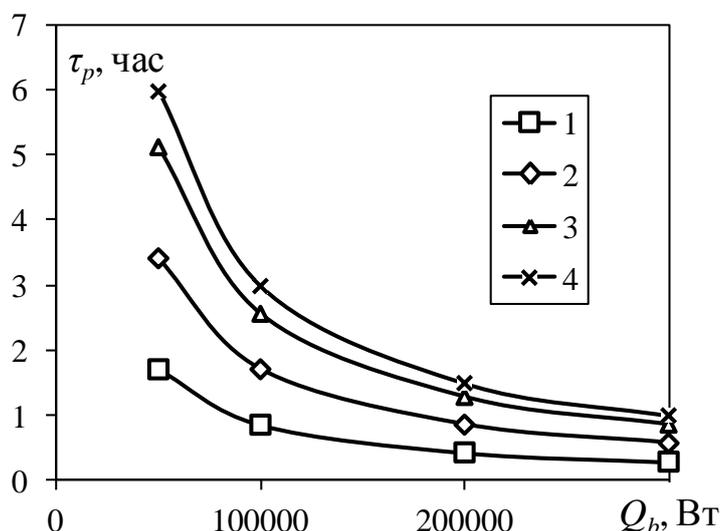


Рис. 4.5. Зависимость времени работы между процессом восстановления от теплового потока и объема воды затрачиваемой на одно восстановление поверхности. $P_{V1} = 750$ руб./м³; $P_1 = 1,23 \cdot 10^{-6}$ руб./Дж; $B = 2,7 \cdot 10^{-7}$ 1/с; V_1 , м³: 1 – 0,5; 2 – 1; 3 – 1,5; 4 – 1,75

Из Рис. 4.5 видно, что период восстановления поверхности заметно снижается с увеличением значения восстановленного теплового потока. Это объясняется необходимостью снижения термического сопротивления, создаваемого слоем отложений. Например, если для поддержания теплового потока 50 кВт необходимо смывать отложения каждые 6 часов, то для поддержания теплового потока в 200-300 кВт необходимо восстанавливать поверхность каждые 30 минут. Также прослеживается сильная зависимость от объема подаваемой воды на одну промывку. Подавая 0,5 м³ воды, необходимо повторять процедуру восстановления каждые 1,7 часов, а при 1,75 м³ это значение составит 6 часов.

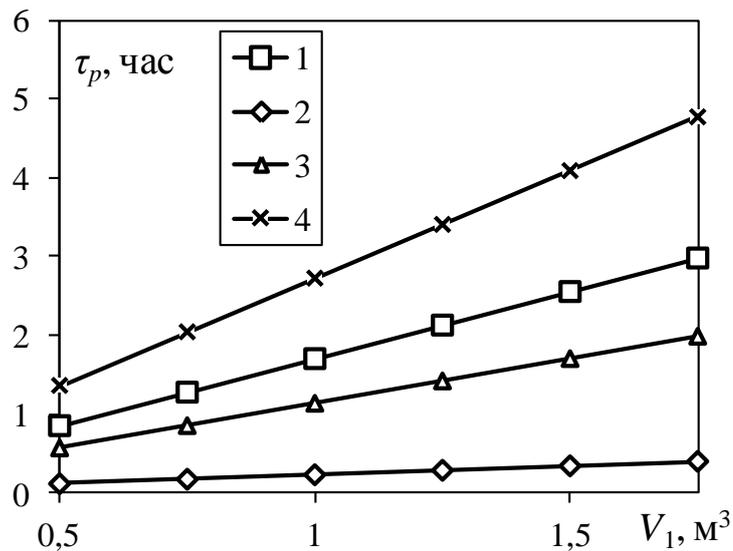


Рис. 4.6. Зависимость времени работы между процессом восстановления от объема воды затрачиваемой на одно восстановление поверхности и стоимости использования воды. $P_1 = 1,23 \cdot 10^{-6}$ руб./Дж; $B = 2,7 \cdot 10^{-7}$ 1/с; $Q_b = 100$ кВт. P_{V1} , руб./м³: 1 – 750; 2 – 100; 3 – 500; 4 – 1200

Ожидаемая зависимость получилась от стоимости воды (Рис. 4.6). Если подавать на одну промывку $1,75 \text{ м}^3$ воды при ее стоимости 100 руб./м^3 , то время работы составит $0,44$ часа, а если стоимость увеличится в 12 раз, то и время, соответственно, должно быть увеличено примерно в 12 раз.

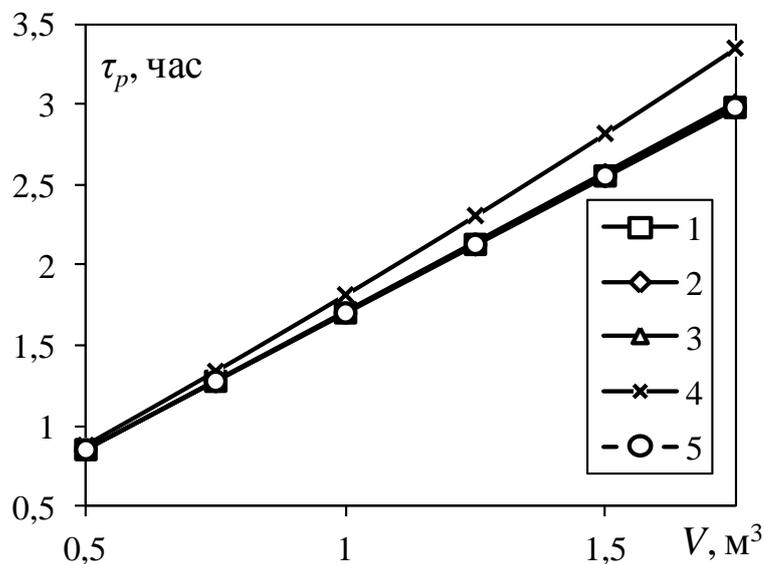


Рис. 4.7. Зависимость времени работы между процессом восстановления от объема воды затрачиваемой на одно восстановление поверхности и стоимости использования воды. $P_{V1} = 750$ руб./м³; $P_1 = 1,23 \cdot 10^{-6}$ руб./Дж; $B = 2,7 \cdot 10^{-7}$ 1/с; $Q_b = 100$ кВт. В, 1/с: 1 – $2,7 \cdot 10^{-7}$; 2 – $2 \cdot 10^{-8}$; 3 –

$$2 \cdot 10^{-6}; 4 - 2 \cdot 10^{-5}; 5 - \text{линия полученная по формуле } \tau_p = \frac{P_{V1} V_1}{P_1 Q_b}$$

Достаточно интересная зависимость получилась при выявлении влияния параметра B на режим восстановления поверхности (Рис. 4.7). Исследования демонстрируют очень слабую зависимость от параметра B . Также исследования показали, что с достаточной для инженерных расчетов точностью можно использовать упрощенную формулу для определения время работы между процессом восстановления поверхности:

$$\tau_p = \frac{P_{v1} V_1}{P_1 Q_b} \quad (4.15)$$

Эта формула позволяет упростить понимание рационального режима работы теплообменника, работающего в условиях интенсивного загрязнения поверхности.

Следует отметить, что возможна организация замкнутого цикла использования воды при восстановлении поверхности. В этом случае необходимо подбирать объем емкости для сбора воды таким образом, чтобы частицы успевали оседать на дно. В емкость, возможно, добавления порошкообразного коагулянта полиакриламид или его аналог. Эксперименты показали хорошую растворимость целлюлозы в серной кислоте. Ее возможно использовать, так как все элементы, соприкасающиеся с текучей средой, изготовлены из стойкого к агрессивным средам материалов. Серную кислоту можно добавлять в поток непосредственно перед форсунками, что может увеличить интенсивность и скорость восстановления поверхности.

В заключение можно отметить, что выбор рационального режима эксплуатации теплообменного аппарата позволит значительно сэкономить расход воды на восстановление поверхности, а также извлечь наибольшее количество тепла из парогазовой смеси. Кроме того, решается еще и экологическая проблема, связанная с выбросами частиц в атмосферу вместе с парогазовой смесью. Уловленные частицы целлюлозы можно спрессовать и высушить, а полученные брикеты использовать, например, в качестве топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны математические модели процесса образования отложений на поверхности цилиндрических и прямых ребер в теплообменных аппаратах при конденсации парогазовой смеси, содержащей твердые частицы.

2. На основе разработанной математической модели для цилиндрического ребра установлено, что с увеличением разности температур ребра и окружающей среды наблюдается увеличение теплового потока. В момент времени 60 суток при увеличении разности температур с 10 до 50°С тепловой поток увеличивается в 3,45 раза, а при повышении разности температур с 10 до 100°С – в 5,9 раз. Причем значительные изменения теплового потока наблюдаются в первые 10 суток.

3. Полученные данные позволили провести численное сравнение процессов теплообмена для труб с различным типом оребрения. Было установлено, что трубы со спиральным оребрением обеспечивают увеличение интенсивности теплоотдачи до 40% по сравнению с цилиндрическим оребрением.

4. Разработана и верифицирована трехмерная модель позволяющая рассчитывать характеристики тепло- и массообмена при движении воды при значениях температур близких к температурам кипения в переходном режиме течения.

5. Доказана применимость модели Ли для решения задач течения воды в трубопроводе при ее частичном испарении. При образовании пара необходимо учитывать процессы испарения и конденсации, например по модели Ли, и проводить расчеты в нестационарном режиме.

6. Во всем рассматриваемом диапазоне исследований адекватные результаты получаются лишь при учете влияния температуры на такие параметры, как поверхностное натяжение, коэффициент теплопроводности воды, коэффициент динамической вязкости воды. Расхождение результатов в этом случае менее 6%.

7. Получена зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для условий

течения воды в диапазоне $Re = 2600-3600$, при ее нагреве до температур близких к температурам кипения.

8. Предложена инженерная методика, позволяющая рассчитать процесс восстановления оребренной поверхности теплообмена после загрязнений путём смывания отложений водой в теплообменном аппарате, установленном на промышленном объекте, занимающемся производством бумаги санитарно-гигиенического назначения и изделий тисью в России. Теплообменный аппарат был установлен компанией ООО «Филиал ВПМ», г. Казань.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

r – радиальная координата ребра, м, где $R_0 \leq r \leq R_D$

τ – время, с

R_0 – радиус цилиндрической трубы, м

R_D – радиус цилиндрического ребра, м

δ_p – толщина цилиндрического ребра, м

$t_0 = \text{const}$ – температура в основании ребра (на трубе), °С

$t_s = \text{const}$ – температура конденсация пара (на внешней границе слоя отложений), °С

$t(r, \tau)$ – температура (температурное поле) ребра, °С

$q(r, \tau)$ – плотность теплового потока через слой отложений, Вт/м²

$\delta(r, \tau)$ – распределение толщины слоя отложений на цилиндрическом ребре, м

λ_0 – коэффициент теплопроводности материала отложений, Вт/(м·К)

h_0 – начальное приближение толщины слоя отложений, параметр стремящийся к нулю, м.

$\vartheta_0 = t_s - t_0 = \text{const}$ – избыточная температура в основании ребра, °С

$Q(r, \tau)$ – тепловой поток по ребру, положительный в сторону основания, Вт

$Q_0(\tau)$ – тепловой поток, отводимый всем ребром к трубе, Вт

$\Lambda = \lambda_p \delta_p = \text{const}$ – термическая проводимость ребра, Вт/К

λ_p – коэффициент теплопроводности ребра, Вт/(м·К)

$P = k\lambda_0 = \text{const}$ – температурный коэффициент роста отложений, т.е. диффузия частиц к поверхности отложений при разнице температур в 1 К, м²/(с·К)

k – тепловой коэффициент приращения отложений, т.е. отношение объема, образующихся отложений к теплоте, проходящей через поверхность, на которой они образуются, м³/Дж

I_0, I_1, K_0, K_1 – функции Бесселя

V – объём отложений с обеих сторон ребра, м³

θ_0 – разность температур ребра и окружающей среды, °С

$\chi = \frac{r}{R_0}$ – безразмерная радиальная координата ребра

$T = \frac{\tau P \vartheta_0}{R_0^4 a^2}$ – безразмерное время

$\Theta(\chi, T) = \frac{\vartheta}{\vartheta_0}$, $\Gamma(\chi, T) = \frac{\delta}{a R_0^2}$ – безразмерные переменные температуры и толщины

слоя отложений

$\Gamma_0 = \frac{h_0}{a R_0^2}$ – безразмерный параметр начального приближения толщины слоя

отложений, параметр стремящийся к нулю

x – координата прямого ребра, м, где $0 \leq x \leq l$

l – высота прямого ребра, м

$\delta(x, \tau)$ – распределение толщины слоя отложений по прямому ребру, м

$\vartheta(x, \tau)$ – распределение избыточной температуры в прямом ребре, °С

$\varphi(\xi)$ и $\psi(\xi)$ – функции от одного безразмерного аргумента, не содержащий определяющей длины, является отношение этих координаты и времени для неограниченного прямого ребра

α_p – расчетный коэффициент теплоотдачи Вт/(м²·К)

W – скорость потока, м/с

t_w – температура стенки трубы, °С

L_m – массовый расход воды, кг/с

d_n – наружный диаметр трубы, м

H – поперечный размер канала, м

α_1 – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный при физическом эксперименте, Вт/(м²·°С)

δ_s – толщина стенки трубы, м

F_w – общая площадь поверхности теплообмена с ребрами, м²

F_s – площадь поверхности теплообмена гладкой части трубы, м²

t_f – температура паровоздушной смеси, °С

$t_{av} = (t_{Lout} + t_{Lin})/2$ – средняя температура воды, °С

t_{Lin}, t_{Lout} – температура воды на входе и выходе трубы, °С

τ_p – время работы между процессом восстановления поверхности, с

n_{τ} – количество циклов работы за год

P_1 – стоимость единицы энергии, руб./Дж

V_1 – объем воды, затрачиваемый на одно восстановление поверхности, м³

P_{V1} – стоимость использования воды руб./м³

```

        Программа R_stiff() написана на языке «C»
//-----
#pragma hdrstop

#include "UnMKP.h"
// #include "UnFour.h"
#include "SysUtils.hpp"
#include "UnitGrTst.h"
#include "Dialogs.hpp"
#include "math.h"
#include <stdio.h >

// #define GRAPH
// #ifdef GRAPH
#include "UnitGr.h"
// #endif
//-----
extern String NFileDat; // Имя файла для сохранения исходных данных
// #define Circle // в "UnMKP.h"
#pragma package(smart_init)
const static int NN0=5003;
static double A0[NN0][3], C[NN0], A[NN0][3], tk[NN0];
static int NN=10; // число узлов по x (шагов NN-1)
static double dlt[NN0]; // дельта осадка
static double m2d = 1.; // <мквдр*delt> = 2*(ламб_ос/ЛАМБ_реб)
static double l=1, tet0=1; // длина ребра, темпер. основания
static double R0=1; // для круглого - диаметр основания
static double delt_h0= .001; // для начала постоянный слой
static double xGr[NN0]; // Для графика, координаты x узлов

double P1_Tau = .01; // коэфф. k (роста осадка), он же P1
//-----
static double Tau = 0., dTau = 1.; // тек. время, внешн. шаг по времени
static int mTau=10000.; // число подшагов внутри dTau
//-----
static double Vh0, Qin=0; // объём начальный, интеграл от Q0
static void pass( void ) // метод прогонки
// NN - число переменных (узлов)
// A[NN][3] - матр.коэфф., C[NN] - пр. части
// и C[NN] - решение
{ double rr, rc;

```

```

        // Прямая прогонка
rr = A[0][1]; rc = C[0];
    for(int i=1; i<NN; i++)
    {
        rr=A[i][0]/rr; rc=C[i]-rc*rr; C[i]=rc;
        rr=A[i][1]-A[i-1][2]*rr; A[i][1]=rr;
    } // for i
// Обратная прогонка
rr=0;
for(int i=NN-1; i>=0; i--)
{
    rr *= A[i][2];
    rr=(C[i]-rr)/A[i][1]; C[i]=rr;
} // for i
} // pass
//-----
static void test() // тест pass // результат 1, 2, 3
{
    A[0][0]=0; A[0][1]=5; A[0][2]=2; C[0]=9;
    A[1][0]=1; A[1][1]=3; A[1][2]=3; C[1]=16;
    A[2][0]=4; A[2][1]=2; A[2][2]=0; C[2]=14;
    NN=3;
    pass();
}
//-----
//-----
// R-оператор - определение tet[i] (в C[i]) по dlt[i]:
#ifdef Circle
//модель круглого ребра:
void R_stiff()
{ int NN1 = NN-1;
    double dri2, dr = 1/NN1, A1r=m2d*dr*dr; // заготовка для
    for(int i=0; i<NN; i++)
    { dri2 = dr/2/(R0+i*dr); // dr/(2*ri)
        C[i]=0; A[i][0]= -(1-dri2); A[i][2]=-(1+dri2);
        A[i][1]=2+A1r/dlt[i];
    } // for i
    C[0]=tet0; A[0][1]=1; A[0][0]=A[0][2]=A[NN1][2]=0.; A[NN1][1]/=2;
    A[NN1][1]-=dri2;
    pass();
} // R_Stiff() круглое
#else
//-----
void R_stiff() //модель прямого ребра:
    // R-оператор - определение tet[i] (в C[i]) по dlt[i]

```

```

{ int NN1 = NN-1;
  double A1r=m2d*(1/NN1)*(1/NN1); // заготовка для
  // for(int i=0; i<NN; i++) dlt[i]=delt_h0; // постоянный осадок
  for(int i=0; i<NN; i++)
  { C[i]=0; A[i][0]=A[i][2]=-1;
    A[i][1]=2+A1r/dlt[i];
  } // for i
  C[0]=tet0; A[0][1]=1; A[0][0]=A[0][2]=A[NN1][2]=0.; A[NN1][1]/=2;
  pass();
} // R_stiff() прямое
#endif
/*
//-----
static void analit( ) //сверка с аналит. решением при пост. dlt[i]=delt_h0
{ double tres[NN0], epsdel[NN0], m=m2d/delt_h0, coshml; // прямое ребро
  m= sqrt(m);
  coshml = cosh(m*1);
  int nn1 = NN-1, j=0;
  for(int i=0; i<NN; i+=1 ) //10
  { double xr = 1/nn1 * i, fr;
    fr = tet0*cosh(m*(1-xr))/coshml;
    tres[j]=C[i]; epsdel[j++]=C[i] - fr;
  } // for i
} // analit()
*/
//-----
static double QLt_2( ) // Половина текущего потока в ребро Q0/LAM/2
{ double dx = 1/(NN-1);
#ifdef Circle
  return M_PI*((tet0-C[1])/dx*(R0+dx/2)+ tet0*m2d/dlt[0]*R0*dx/2.);
#else
  return ((C[0]-C[1])/dx + tet0*dx/2*m2d/dlt[0])/2.;
#endif
} // QLt
//-----
static void StepEuler() // <внешн.> шаг времени мо методом Эйлера
{ double dsTau = dTau/mTau; // продолж. внутр. подшага
  double Qrr;
  R_stiff();
  Qrr=QLt_2()*dsTau;
  for( int j=0; j<mTau; j++ ) // внутр. подшаги
  { Qin+=Qrr;
    for(int i=0; i<NN; i++)
      dlt[i] += (P1_Tau*C[i]/dlt[i])*dsTau; // приращения delta[i]
    R_stiff();
  }
}

```

```

        Qrr = QLt_2()*dsTau; Qin+=Qrr;
    }
    Tau += dTau;
// double dlt00 = sqrt( delt_h0*delt_h0 + 2*P1_Tau*Tau*tet0 ); // для проверки
} // StepEuler()

//-----
static void StartFunc()
{
/*      NN = 501; //101; //51;
        delt_h0 = 0.0001; // .001      date
        l = 1.;
        m2d = 1.;
        Tau = 0.;
*/
try
{ NN = Form1->LabEdLam1->Text.ToInt();
  delt_h0 = Form1->LabEd_c1->Text.ToDouble();
  l = Form1->LabEdLam2->Text.ToDouble();
  m2d = Form1->LabEd_c2->Text.ToDouble();
  R0 = Form1->LabEd_R0->Text.ToDouble();
  tet0 = Form1->LabEd_Tet0->Text.ToDouble();
  P1_Tau = Form1->LabEd_P1->Text.ToDouble();
}catch(EConvertError&)
{ MessageBox( "Это не число!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4;
}catch(...)
{ MessageBox( "Ошибка ввода!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4;
}

if( NN > NN0-2 )
{ MessageBox( "Nx больше допуска!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4;
}

        Form1->LabEdLam1->Enabled = false;
        Form1->LabEd_c1->Enabled = false;
        Form1->LabEdLam2->Enabled = false;
        Form1->LabEd_c2->Enabled = false;
        Form1->LabEd_R0->Enabled = false;
        Form1->LabEd_P1->Enabled = false;
        Form1->LabEd_Tet0->Enabled = false;

        for(int i=0; i<NN; i++)

```

```

                { dlt[i]=delt_h0; xGr[i] = l*i/(NN-1);} // постоянный осадок, узлы x
//      Form1->Label5->Caption = "P1_Tau=" + (String)P1_Tau;

#ifdef Circle
    const char TypS[] = " Круглое ребро, %s";
    Vh0 = 4*M_PI*(R0+l/2.)*l*delt_h0; // с двух сторон
#else
    const char TypS[] = " Прямое ребро, %s";
    Vh0 = 2*l*delt_h0;
#endif

FILE *fdat;
fdat=fopen(NFilDat.c_str(),"wb"); // "wb"
if(fdat==NULL)
    { String mss="Не открывается файл "+ NFilDat + "\n Работа невозможна.";
      MessageDlg(mss, mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
      throw 4; // Без fclose и до new!!!
    }
fprintf(fdat, TypS, DateToStr(Date()).c_str());
fprintf(fdat, " %s\n", TimeToStr(Time()).c_str());
fprintf(fdat, "%s\n%s\n", Form1->LabEdLam1->Text, Form1->LabEd_c1->Text);
fprintf(fdat, "%s\n%s\n", Form1->LabEdLam2->Text, Form1->LabEd_c2->Text);
fprintf(fdat, "%s\n", Form1->LabEd_R0->Text);
fprintf(fdat, "%s\n", Form1->LabEd_P1->Text);
fprintf(fdat, "%s\n", Form1->LabEd_Tet0->Text);
fprintf(fdat, "%s\n%s\n", Form1->LabEd_Bi->Text, Form1->LabEd_Tau->Text);
fprintf(fdat, "%s\n", Form1->LabEd_Res->Text);
fclose(fdat);
} // StartFunc()

//-----
void solut()
{ //test();
//    double xGr[NN0]; // Для графика

static bool start = true;
if( start )
{ start = false;
  StartFunc();
} // if(start)

    dTau = 1.; // 0.1; //1.; // тек. время, внешн. шаг по времени
    mTau= 10000.; //1000; //10000.;
    try
    {

```

```

    dTau = Form1->LabEd_Bi->Text.ToDouble();
    mTau = Form1->LabEd_Tau->Text.ToInt();
} catch(EConvertError&)
{ MessageDlg( "Это не число!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4;
} catch(...)
{ MessageDlg( "Ошибка ввода!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4;
}
// if( mTau > 30000 )
// { MessageDlg( "mTau больше допуска!", mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK,
0);
//   return;
// }

GrForm->SetLimit( 1, tet0 ); // можно округлять 1 "вверх"???
GrForm->Show();

//   R_stiff();
//   StepEuler();
//   analit();

//   for( int i=0; i<NN; i++) xGr[i] = 1*i/(NN-1);

// for( int k=0; k<5; k++)
{
    StepEuler();
    //   analit( );
    GrForm->AddCur(NN,xGr, dlt );
    //   for(int i=0; i<NN; i++) tk[i]=C[i];
    //   GrForm->AddCur(NN,xGr, tk, clRed);

//?   R_stiff();

    GrForm->AddCur(NN,xGr, C, clRed );
    //   GrForm->GrSize();
    //   GrForm->Show();

}
// GrForm->Show();

Form1->Label1->Caption = "Tau=" + FormatFloat("0.#####", Tau);
Form1->Label2->Caption = "tetN=" + FormatFloat("0.#####", C[NN-1]);
Form1->Label3->Caption = "dlt0=" + FormatFloat("0.#####", dlt[0]);
Form1->Label4->Caption = "dltN=" + FormatFloat("0.#####", dlt[NN-1]);

```

```

double dlt00 = sqrt( delt_h0*delt_h0 + 2*P1_Tau*Tau*tet0 ); // для проверки
    Form1->Label7->Caption = "dlt0a = " + FormatFloat("0.#####", dlt00);
    Form1-> BitBtn1->Enabled = true;
    Form1-> BitBtn2->Enabled = true;
} // solut()
//-----
void SaveRes()
{
    double n_x_r=0;
    int i_step = Form1->LabEd_Res->Text.ToInt();
    double dx = 1/(NN-1);
#ifdef Circle
    char ust[] = "Круглое ребро %s %s\n R0=%lg ";
    const String NamFilR = "ResultR.dat";
    n_x_r = R0;
    const char tit_x_r[] = "r_i";
    // double Qrr = 2*QLt_2();
    double Q_LAM1 = (tet0-C[1])/dx*2.*M_PI*(R0+dx/2);
    // double Q_LAM1 = Qrr+ M_PI*tet0*m2d/dlt[0]*R0*dx;
    // double Q_LAM = Qrr + M_PI*(3*tet0+C[1])/4*m2d/dlt[0]*(R0+dx/4)*dx;
    // double Q_LAM = Q_LAM1 + M_PI*(3*tet0+C[1])/4*m2d/dlt[0]*(R0)*dx;
    double V = ( dlt[0]*R0+dlt[NN-1]*(R0+1) )/2.; // объём осадка
    for(int i=1; i<NN-1; i++) V += dlt[i]*(R0+xGr[i]);
    V *= 4.*M_PI*dx; // с двух сторон
#else
    char ust[] = "Плоское ребро %s %s\n";
    const String NamFilR = "ResultP.dat";
    const char tit_x_r[] = "X_i";
    double Q_LAM1 = (C[0]-C[1])/dx;
    // double Q_LAM = Q_LAM1 + tet0*dx/2*m2d/dlt[0];
    double V = ( dlt[0]+dlt[NN-1] )/2.; // объём осадка
    for(int i=1; i<NN-1; i++) V += dlt[i];
    V *= 2.*dx; // с двух сторон
#endif
static String NFilRez = NULL;
    FILE *fres;
    static bool startf = true;
    if( startf )
    { startf = false;
        NFilRez = ExtractFilePath( _argv[0] ) + NamFilR;
                                                                    // Полный
    }
    путь (вместе с программой) !!!
    fres = fopen(NFilRez.c_str(),"wb"); //
    if(fres==NULL)
    { String mss="Не открывается файл "+ NFilRez + "\n Работа невозможна.";

```

```

        MessageDlg(mss, mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
        throw 4; // Без fclose и до new!!!
    }
    fprintf(fres,ust,DateToStr(Date()).c_str(),TimeToStr(Time()).c_str(),n_x_r);
    fprintf(fres, "L=%lg m^2d=%lg tet0=%lg P1_Tau=%lg h0=%lg Nx=%u\n",
            1, m2d, tet0, P1_Tau, delt_h0, NN ); // И т.д. !!!
    fprintf(fres, " Координаты %s :\n", tit_x_r );
    for(int i=0; i<NN-1; i+=i_step)
        fprintf( fres, "%lg ", xGr[i]+n_x_r );
    fprintf( fres, "%lg\n", xGr[NN-1]+n_x_r );
    fclose( fres );
} // if(startf)
fres = fopen(NFilRez.c_str(),"ab"); //
if(fres==NULL)
{ String mss="Не открывается файл "+ NFilRez + "\n Работа невозможна.";
  MessageDlg(mss, mtError, TMsgDlgButtons() << mbOK, 0);
  throw 4; // Без fclose и до new!!!
}
fprintf(fres, " Время Tau=%lg Объём осадка 2V=%lg"
        " Отн.поток Q/LAM=%lg (%lg). VQI=%lg Teta_i:\n",
//          Tau, V-Vh0, Q_LAM, 2*QLt_2(),
Qin*P1_Tau/m2d*2 );
//          Tau, V, 2*QLt_2(), Q_LAM1,
Qin*P1_Tau/m2d*2+Vh0 );
    for(int i=0; i<NN-1; i+=i_step)
        fprintf( fres, "%lg ", C[i] );
    fprintf( fres, "%lg\n", C[NN-1] );
    fprintf(fres, " Delta_i:\n" );
    for(int i=0; i<NN-1; i+=i_step)
        fprintf( fres, "%lg ", dlt[i] );
    fprintf( fres, "%lg\n", dlt[NN-1] );
    fclose( fres );
} // SaveRes()

```


ЗАКАЗЧИК:

ООО «Филиал ВПМ»
 420087, РФ, г.Казань,
 ул. А. Кутуя, д. 159
 тел./факс: 8(965)6035367
 ИНН/ КПП 1660243763/166001001
 р/сч. 40702810000577545
 к/сч. 30101810145250000974
 АО «ТИНКОФФ БАНК»
 БИК 049205603

ИСПОЛНИТЕЛЬ:

ФГБОУ ВО «КГЭУ»
 420066, Республика Татарстан, г. Казань,
 ул. Красносельская, д.51
 Тел./факс: (843) 519-43-72/(843) 527-92-28
 УФК по РТ (ФГБОУ ВО «КГЭУ»
 л/сч 20116Х79020) БИК 049205001
 ИНН/КПП 1656019286/165601001
 р/сч 40501810292052000002
 БИК 049205001
 в отделении - НБ Республика Татарстан

АКТ
СДАЧИ-ПРИЕМКИ ВЫПОЛНЕННЫХ РАБОТ
ПО ДОГОВОРУ № 10 от 29.10 2020 г.
на тему «Расчет теплообменного аппарата для нагрева воды за счет тепла
парогазовой смеси»

«29» 10 2020 г.

Общество с ограниченной ответственностью «Филиал ВПМ», именуемое в дальнейшем «Заказчик», в лице директора Котова Вячеслава Владимировича, действующего на основании Устава, с одной стороны, и Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский государственный энергетический университет», именуемое в дальнейшем «Исполнитель», в лице проректора по научной работе Ахметовой Ирины Гареевны, действующего на основании доверенности №40-д от 26.08.2020 г., с другой стороны, составили настоящий акт о том, что работа выполнена в полном объеме и полностью удовлетворяет условиям договора.

Краткое описание выполненных работ: Разработка принципиальной схемы установки теплообменника и определение площади поверхности теплообмена.

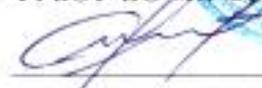
Стоимость выполненных работ составляет 50000 (пятьдесят тысяч) рублей 00 коп. без НДС.

Заказчик:
 Директор
 ООО «Филиал ВПМ»


 _____ В.В. Котов



Исполнитель:
 Проректор по научной работе
 ФГБОУ ВО «КГЭУ»


 _____ И.Г. Ахметова



УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор-проректор по учебной работе ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»

А.В. Леонтьев

« 5 » 12 2024г.

АКТ

внедрения результатов исследования автора, принятые к использованию в учебном процессе при чтении дисциплины «Техническая термодинамика и теплообмен» для студентов в ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»

Настоящим подтверждается, что 2023/2024 учебного года в процессе подготовки студентов направления подготовки 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств (бакалавриат) используются исследования автора, посвященные теплообмену при конденсации парогазовых смесей с твердыми частицами на оребренных поверхностях в теплообменных аппаратах.

Результаты исследований получены сотрудниками кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств» ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» (ассистент каф. Бадретдинова Г.Р., зав. кафедрой, д.т.н., профессор Дмитриев А.В., профессор, д.ф.-м.н., профессор каф. Якимов Н.Д.).

Внедрение результатов исследований обеспечивает повышение качества и эффективности изучения студентами дисциплины «Техническая термодинамика и теплообмен», так как предполагает использование новых методик расчета, которые будут способствовать более глубокому пониманию основных концепций и принципов теплотехники.

Акт составлен в институте теплоэнергетики ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет».

Директор института теплоэнергетики,
к.т.н., доцент

 С.О. Гапоненко

Заведующий кафедрой «АТПП»,
д.т.н., профессор

 А.В. Дмитриев

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аксенов Б.Г., Степанов О.А., Рыдалина Н.В. Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2020. Т. 6. № 2(22). С. 22–40. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-2-22-40
2. Струков А.Р., Львович Э.М. Проблемы экономии тепловой энергии // Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций. 2022. С. 277–279.
3. Куницкий В.А. Использование теплообменного аппарата для рекуперации тепловой энергии сточной душевой воды // Вестник вологодского государственного университета. Серия: Технические науки. 2020. №. 1. С. 19–22.
4. Mokhtar Z., Berghe J.V., Blondeau J. Experimental characterization of a spiral heat exchanger for waste water heat recovery from partially filled sewage pipes // Case Studies in Therm. Eng. 2023. P. 103770. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103770>
5. Rogowski M., Andrzejczyk R. Recent advances of selected passive heat transfer intensification methods for phase change material-based latent heat energy storage units: A review // Int. Com. in Heat and Mass Transf. 2023. Vol. 144. P. 106795. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106795>
6. Gong Q., Yu C., Wang W., Wang Y. Experimental and numerical exploration on improved heat transfer by continuous spiral flow in shell of spiral wound corrugated tube heat exchanger // Case Stud. in Therm. Eng. 2023. Vol. 51. P. 103483. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103483>
7. Tian G., Tian C., Alizadeh A.A., Shirani N., Nasajpour-Esfahani N., Shamsborhan M., Baghaei S. Entropy analysis and mixed convection of nanofluid flow in a pillow plate heat exchanger in the presence of porous medium // Alexandria Eng. J. 2023. Vol. 82. P. 541–556. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.10.019>
8. Минко К.Б., Яньков Г.Г., Артемов В.И., Крылов В.С., Клементьев А.А.

Инженерная модель конденсации пара из движущейся парогазовой смеси на поверхности пучка из гладких горизонтальных труб // Теплоэнергетика. 2021. № 9. С. 51–63. <https://doi.org/10.1134/S0040363621080063>

9. Дмитриев А.В., Якимов Н.Д., Харьков В.В., Бадретдинова Г.Р. Расчет образования осадка на оребренных трубах теплообменника при конденсации парогазовой смеси с твердыми частицами // Инженерно-физический журнал. 2023. Т. 96. № 6. С. 1456–1463.

10. Park K.J., Jung D. Optimum fin density of low fin tubes for the condensers of building chillers with HCFC123 // Energy conversion and management. 2008. V. 49. No. 8. Pp. 2090–2094.

11. Fernández-Seara J., Uhía F.J., Diz R., Dopazo A. Condensation of R-134a on horizontal integral-fin titanium tubes // Applied Thermal Engineering. 2010. V. 30. No. 4. Pp. 295–301.

12. Tokarski M., Ryfa A., Bulinski P., Rojczyk M., Ziarko K., Ostrowski Z., Nowak A.J. Experimental analysis and development of an in-house CFD condensation hood model // Heat and Mass Transfer. 2021. Pp. 1–16.

13. Wei W., Sun F., Shi Y., Ma L. Experimental research of fouling layer and prediction of acid condensation outside heat exchanger used in coal-fired boiler // Applied Thermal Engineering. 2018. V. 131. Pp. 486–496.

14. Chen Q., Finney K., Li H., Zhang X., Zhou J., Sharifi V., Swithenbank J. Condensing boiler applications in the process industry // Applied Energy. 2012. V. 89. No. 1. Pp. 30–36.

15. Shi X., Che D., Agnew B., Gao J. An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011. V. 54. No. 1–3. Pp. 606–615.

16. Дмитриев А.В., Бадретдинова Г.Р., Борисова С.Д., Николаев А.Н. Восстановление поверхности теплообмена в условиях ее загрязнения при конденсации парогазовой смеси // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24. № 1. С. 176–185.

-
17. Charoensuk N., Saekung C., Charoensuk J., Hirai S., Treetong A., Lilavivat V. Fundamental Analyses and Observations of Liquid Droplet on Aluminum Surface for Heat Exchangers // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing. 2019. V. 639. No 1. P. 012025.
18. Morozyuk L., Sokolovska-Yefymenko V., Moshkatiuk A., Ierin V., Basov A. Experimental study and analysis of an air-cooled condenser with the fouling on the heat exchange surface for small-scale commercial refrigeration systems // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. 2023. V. 31. No 1. P. 18.
19. Якимов Н.Д., Дмитриев А.В., Бадретдинова Г.Р., Борисова С.Д. Особенности решения задачи о конденсации пара, содержащего твёрдые частицы на ребре // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24. № 3. С. 121–129.
20. Wang Z. J. et al. Water vapor condensation on substrates with nanoscale hydrophilic spots: A molecular dynamics study // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2023. T. 205. C. 123929.
21. Alsulami R.A., Premnath K., Aljaghtham M. Effects of Navier slip on film condensation heat transfer over upward facing horizontal flat surfaces with free edges // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2021. T. 129. C. 105665.
22. Wen C. et al. Wet steam flow and condensation loss in turbine blade cascades // Applied Thermal Engineering. 2021. T. 189. C. 116748.
23. Dolatabadi A.M. et al. Last stage stator blade profile improvement for a steam turbine under a non-equilibrium condensation condition: A CFD and cost-saving approach // Alexandria Engineering Journal. 2023. T. 73. C. 27-46.
24. Mao H. et al. Numerical and experimental investigation on condensation inside a turbine designed for an 100 kW polymer electrolyte membrane fuel cell system // International Journal of Hydrogen Energy. 2023.
25. Ding H. et al. Unsteady non-equilibrium condensation flow of 3-D wet steam stage of steam turbine with roughness using sliding mesh method // International Journal of Thermal Sciences. 2022. T. 179. C. 107674.

-
26. Tian Z. et al. Combination effect of sectioned microcolumn array and wettability gradient on condensation: CFD numerical approach // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2023. Vol. 149. Pp. 107114.
27. Yao Y. et al. Dropwise condensation heat transfer of the surface with micro columns // *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. Pp. 8883–8895.
28. Yin X. et al. Condensation mode transition and droplet jumping on microstructured surface // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 236. Pp. 121600.
29. Chen G. Interfacial cooling and heating, temperature discontinuity and inversion in evaporation and condensation // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024. T. 218. C. 124762.
30. Soma S. et al. Application of analytical wall functions to CFD analysis of condensation flow // *Nuclear Engineering and Design*. 2024. T. 416. C. 112754.
31. Zhong Z. et al. Condensation heat transfer between a vertical superhydrophobic aluminum surface and moist air under natural convection // *Applied Thermal Engineering*. 2023. T. 229. C. 120591.
32. Kanatani K. The characteristics of laminar film condensation of pure vapor flow in a vertical tube // *Chemical Engineering Science*. 2023. T. 276. C. 118797.
33. Tan B. et al. Experimental and theoretical study of vapor/air mixture condensation inside an inclined blind-end pipe in natural convection with considering fog formation // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. T. 184. C. 122375.
34. Xu Q. et al. Interfacial characteristics of steam jet condensation in subcooled water pipe flow—An experimental and numerical study // *Chemical Engineering Science*. 2022. T. 251. C. 117457.
35. Dehbi A., Janasz F., Bell B. Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach // *Nuclear Engineering and Design*. 2013. V. 258. Pp. 199–210.
36. Бадретдинова Г.Р., Калимуллин И.Р., Зинуров В.Э., Дмитриев А.В. Оценка моделей турбулентности при внешнем обтекании нагреваемой трубы // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2023. Т. 25. № 2. С. 176–186.

-
37. Zhou L., Zhou F., Ge H. Improving Heat Exchange Performance of Massive Concrete Using Annular Finned Cooling Pipes // *Advances in Materials Science and Engineering*. 2021. V. 2021. Pp. 1–14.
38. Ryfa A., Tokarski M., Ostrowski Z., Rojczyk M., Nowak A.J. Influence of working conditions on the condensation efficiency of the prototype condensation hood // *Heat and Mass Transfer*. 2022. Pp. 1–11.
39. Hu H.W., Tang G.H., Niu D. Experimental investigation of convective condensation heat transfer on tube bundles with different surface wettability at large amount of noncondensable gas // *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 100. Pp. 699–707.
40. Liu P., Kandasamy R., Ho J.Y., Wong T.N. An experimental investigation on the effects of air on filmwise condensation of PF-5060 dielectric fluid on plain and finned tube bundles // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. V. 162. P. 120349.
41. Su J., Sun Z., Zhang D. Numerical analysis of steam condensation over a vertical surface in presence of air // *Annals of Nuclear Energy*. 2014. V. 72. Pp. 268–276.
42. Lin Y.T. Laminar film condensation from a downward-flowing steam-air mixture onto a horizontal circular tube // *Applied Mathematical Modelling*. 2009. V. 33. No. 4. Pp. 1944–1956.
43. Wang J.L., Tao Y.B., He Y.L. Numerical simulation of sulfuric acid vapor condensation characteristics on an external three-dimensional finned tube surface // *Applied Thermal Engineering*. 2019. V. 162. Pp. 114213.
44. Gu Y., Ding Y., Liao Q., Fu Q., Zhu X., Wang H. Analysis of convective condensation heat transfer for moist air on a three-dimensional finned tube // *Applied Thermal Engineering*. 2021. V. 195. Pp. 117211.
45. Кладов Д.Б., Ежов В.С., Кобелев Н.С. Исследование динамики теплообмена вентиляционных выбросов при утилизации теплоты с учётом конденсации водяных паров // *Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура*. 2009. № 1 (13). С. 9–15.

-
46. Овсянник А.В., Ключинский В.П., Никитенко В.П. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации смесевых хладагентов и их маслофреоновых смесей на горизонтальных теплообменных поверхностях // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. 2023. № 3. С. 58–66.
47. Deng S., Nie C., Jiang H. et al. Evaluation and optimization of thermal performance for a finned double tube latent heat thermal energy storage // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 130. P. 532–544. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.126
48. Бараненко А.В., Кузнецов П.А., Захарова В.Ю. и др. Применение веществ с фазовыми переходами для аккумулирования тепловой энергии // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2018. Т. 18. № 6. С. 990–1000. DOI: 10.17586/2226-1494-2018-18-6-990-1000
49. Wang Z. et al. Experimental investigation of condensation heat transfer of zeotropic refrigerant/oil mixtures in plate heat exchanger // International Journal of Thermal Sciences. 2023. Т. 185. С. 108067.
50. Wan Z. et al. Experimental study on the boiling/condensation heat transfer performance of a finned tube with a hydrophilic/hydrophobic surface // Applied Thermal Engineering. 2023. Т. 229. С. 120494.
51. Zou L. et al. Synergy investigations for the thermal transportation performance of a coaxial gravity heat pipe with internally finned in evaporator section // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2022. Т. 184. С. 122312.
52. Wang W. W. et al. Thermo-hydrodynamic analytical model, numerical solution and experimental validation of a radial heat pipe with internally finned condenser applied for building heat recovery units // Energy Conversion and Management. 2020. Т. 219. С. 113041.
53. Li M. et al. Numerical and experimental investigation on condensing heat transfer and flow characteristics outside horizontal dentate-fin tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2023. Т. 217. С. 124403.
54. Rahimi A., Farrokhi M., Hatamipour M.S. et al. Mathematical modeling and

-
- experimental study of a two-stage fixed-bed heat storage system for heat recovery of flue gases // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. Vol. 159. P. 120125. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120125
55. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
56. Чиндяков А.А., Смирнов Ю.Б. Теплообмен при псевдокапельной конденсации паровой смеси вода-этанол на гладких и оребренных трубах // *Вестник МЭИ*. 2013. № 1. С. 46–54.
57. Сахин В.В. Теплообмен при фазовых превращениях теплоносителей (теплопередача) // СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2018. 123 с.
58. Мильман О.О., Кондратьев А.В., Птахин А.В. и др. Экспериментальные исследования распределения потоков воздуха в воздушных конденсаторах пара // *Теплоэнергетика*. 2019. № 12. С. 77–85. DOI: 10.1134/S0040363619120051
59. Wu, J., Wang L., Liu Y. Research on film condensation heat transfer of the shell side of the spiral coil heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 125. P. 1349–1355. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.029
60. Elsaid A.M., Ammar M., Lashin A. et al. Performance characteristics of shell and helically coiled tube heat ex-changer under different tube cross-sections, inclination angles and nanofluids // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023. Vol. 49. P. 103239. DOI: 10.1016/j.csite.2023.103239
61. Leipertz A., Fröba A.P. Improvement of Condensation Heat Transfer by Surface Modifications // *Heat Transfer Engineering*. 2008. Vol. 29. № 4. P. 343–356. DOI: 10.1080/01457630701821563
62. Ho J.Y., Leong K.C. A critical review of filmwise natural and forced convection condensation on enhanced surfaces // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 186. P. 116437. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116437
63. Missaoui S. Optimized shape design and thermal characteristics investigation of helically coiled tube type heat exchanger // *Chemical Engineering Research and Design*.

2024. Vol. 201. P. 96–107. DOI: 10.1016/j.cherd.2023.11.034

64. Lu J., Cao H., Li J. Condensation heat and mass transfer of steam with non-condensable gases outside a horizontal tube under free convection // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 139. P. 564–576. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.049.

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

66. Мильман О.О., Крылов В.С., Птахин А.В. и др. Конденсация пара из движущейся парогазовой смеси // *Теплоэнергетика*. 2018. № 12. С. 71–77. DOI: 10.1134/S0040363618120068

67. Кирюхина Н.В., Сережкин Л.Н. Обзор экспериментальных и теоретических исследований процессов тепло- и массообмена при конденсации пара из парогазовой смеси с неконденсирующимися примесями // *Вестник Калужского университета*. 2018. № 2. С. 62–67.

68. Bansal B., Chen X.D. A critical review of milk fouling in heat exchangers // *Comprehensive reviews in food science and food safety*. 2006. Т. 5. №. 2. С. 27–33.

69. Young A. et al. Characterization of crude oils and their fouling deposits using a batch stirred cell system // *Heat Transfer Engineering*. 2011. Т. 32. №. 3–4. С. 216–227.

70. Schnöing L., Augustin W., Scholl S. Fouling mitigation in food processes by modification of heat transfer surfaces: A review // *Food and Bioproducts Processing*. 2020. Т. 121. С. 1–19.

71. Walmsley T.G. et al. Fouling and pressure drop analysis of milk powder deposition on the front of parallel fins // *Advanced Powder Technology*. 2013. Т. 24. №. 4. С. 780–785.

72. Kilkovsky B. et al. Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy technologies–I. Energy recovery from flue gas // *Applied Thermal Engineering*. 2014. Т. 64. №. 1-2. С. 213–223.

73. Khazhidinova A. et al. Influence of contamination of low-temperature heating surfaces of boiler on the intensity of convective heat exchange during the burning of

non-design fuel // Heat Transfer Research. 2022. T. 53. №. 1.

74. Zhang Y. et al. Heat transfer and ash deposition performance of heat exchange surface in waste incineration flue gas // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2020. T. 155. C. 119691.

75. Syrodoy S.V. et al. The efficiency of heat transfer through the ash deposits on the heat exchange surfaces by burning coal and coal-water fuels // Journal of the Energy Institute. 2018. T. 91. №. 6. C. 1091–1101.

76. Wallhäußer E., Hussein M.A., Becker T. Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry // Food Control. 2012. T. 27. №. 1. C. 1–10.

77. Chen X.D. et al. Online fouling/cleaning detection by measuring electric resistance—equipment development and application to milk fouling detection and chemical cleaning monitoring // Journal of Food Engineering. 2004. T. 61. №. 2. C. 181–189.

78. Guérin R. et al. Structure and rate of growth of whey protein deposit from in situ electrical conductivity during fouling in a plate heat exchanger // Chemical engineering science. 2007. T. 62. №. 7. C. 1948–1957.

79. Wallhäußer E. et al. On the usage of acoustic properties combined with an artificial neural network—A new approach of determining presence of dairy fouling // Journal of Food Engineering. 2011. T. 103. №. 4. C. 449–456.

80. Bell I.H., Groll E.A. Air-side particulate fouling of microchannel heat exchangers: experimental comparison of air-side pressure drop and heat transfer with plate-fin heat exchanger // Applied Thermal Engineering. 2011. T. 31. №. 5. C. 742–749.

81. Kukulka D.J., Smith R. Thermal-hydraulic performance of Vipertex 1EHT enhanced heat transfer tubes // Applied Thermal Engineering. 2013. T. 61. №. 1. C. 60–66.

82. Kukulka D.J., Smith R., Li W. Comparison of tubeside condensation and evaporation characteristics of smooth and enhanced heat transfer 1EHT tubes // Applied Thermal Engineering. 2015. T. 89. C. 1079–1086.

83. Siegel J.A., Nazaroff W.W. Predicting particle deposition on HVAC heat exchangers // Atmospheric Environment. 2003. T. 37. №. 39-40. C. 5587–5596.

-
84. Han H. et al. A parameter study of tube bundle heat exchangers for fouling rate reduction // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. T. 72. C. 210–221.
85. Zhan F. et al. Numerical model of particle deposition on fin surface of heat exchanger // *International Journal of Refrigeration*. 2016. T. 72. C. 27–40.
86. Jegla Z., Kilkovský B., Stehlík P. Calculation tool for particulate fouling prevention of tubular heat transfer equipment // *Heat transfer engineering*. 2010. T. 31. №. 9. C. 757–765.
87. Yang L. et al. Thermal-flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers // *International Journal of Thermal Sciences*. 2012. T. 53. C. 166–174.
88. Bell I.H., Groll E.A., König H. Experimental analysis of the effects of particulate fouling on heat exchanger heat transfer and air-side pressure drop for a hybrid dry cooler // *Heat Transfer Engineering*. 2011. T. 32. №. 3-4. C. 264–271.
89. Paz C. et al. Experimental study of soot particle fouling on ribbed plates: applicability of the critical local wall shear stress criterion // *Experimental thermal and fluid science*. 2013. T. 44. C. 364–373.
90. Hosseini S.B., Khoshkhoo R.H., Malabad S.M.J. Experimental and numerical investigation on particle deposition in a compact heat exchanger // *Applied Thermal Engineering*. 2017. T. 115. C. 406–417.
91. Zhan F. et al. Experimental investigation on particle deposition characteristics of wavy fin-and-tube heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2016. T. 99. C. 1039–1047.
92. Teng K.H. et al. Calcium carbonate fouling on double-pipe heat exchanger with different heat exchanging surfaces // *Powder Technology*. 2017. T. 315. C. 216–226.
93. Xu S., Wang C., Wang W. Failure analysis of stress corrosion cracking in heat exchanger tubes during start-up operation // *Engineering Failure Analysis*. 2015. T. 51. C. 1–8.
94. Gong Y. et al. Failure analysis on leaked jacket pipe of double-pipe heat exchanger in high-pressure polyethylene facility // *International Journal of Pressure Vessels and*

Piping. 2020. T. 187. C. 104166.

95. Ni T.W. et al. Failure analysis on unexpected perforation of heat exchanger tube in methacrylic acid reboiler of specialty chemical plant // *Engineering Failure Analysis*. 2020. T. 108. C. 104267.

96. Abd-Elhady M.S., Rindt C.C.M., Van Steenhoven A.A. Influence of the apex angle of cone-shaped tubes on particulate fouling of heat exchangers // *Heat Transfer Engineering*. 2011. T. 32. №. 3–4. C. 272–281.

97. Piepiórka-Stepuk J., Diakun J., Mierzejewska S. Poly-optimization of cleaning conditions for pipe systems and plate heat exchangers contaminated with hot milk using the Cleaning In Place method // *Journal of cleaner production*. 2016. T. 112. C. 946–952.

98. Liu Z. et al. Distribution characteristics, growth, reproduction and transmission modes and control strategies for microbial contamination in HVAC systems: A literature review // *Energy and Buildings*. 2018. T. 177. C. 77–95.

99. Wu Y. et al. Bioaerosol deposition on an air-conditioning cooling coil // *Atmospheric Environment*. 2016. T. 144. C. 257–265.

100. Waring M.S., Siegel J.A. Particle loading rates for HVAC filters, heat exchangers, and ducts // *Indoor air*. 2008. T. 18. №. 3. C. 209–224.

101. Forrest E. et al. Influence of surface contamination on the wettability of heat transfer surfaces // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. T. 91. C. 311–317.

102. Guo Z. et al. Mechanisms and strategies for ash deposition reduction in flue gas heat exchanger // *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2022. T. 24. №. 1. C. 77–93.

103. Wang F.L. et al. Real-time fouling characteristics of a typical heat exchanger used in the waste heat recovery systems // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. T. 104. C. 774–786.

104. Siebeneck K. et al. Aging and thermal conditioning of modified heat exchanger surfaces—impact on crystallization fouling // *Heat Transfer Engineering*. 2017. T. 38. №.

7–8. С. 818–828.

105. Liu D. Z. et al. Evaluation of a sol-gel-based stainless steel surface modification to reduce fouling and biofilm formation during pasteurization of milk // *Journal of dairy science*. 2017. Т. 100. №. 4. С. 2577–2581.

106. Kapustenko P.O. et al. Accounting for local thermal and hydraulic parameters of water fouling development in plate heat exchanger // *Energy*. 2019. Т. 174. С. 1049–1059.

107. Tang S.Z. et al. Fouling and thermal-hydraulic characteristics of aligned elliptical tube and honeycomb circular tube in flue gas heat exchangers // *Fuel*. 2019. Т. 251. С. 316–327.

108. Li J., Du W., Cheng L. Numerical simulation and experiment of gas-solid two phase flow and ash deposition on a novel heat transfer surface // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Т. 113. С. 1033–1046.

109. Mavridou S.G., Bouris D.G. Numerical evaluation of a heat exchanger with inline tubes of different size for reduced fouling rates // *International journal of heat and mass transfer*. 2012. Т. 55. №. 19–20. С. 5185–5195.

110. Голованчиков А.Б., Шурак А.А., Меренцов Н.А. Моделирование работы кожухотрубного теплообменника с учетом энерго- и ресурсосбережения // *Химия. Экология. Урбанистика*. 2021. (2021-1). С. 26–29.

111. Дмитриев А.В., Зинуров В.Э., Гумерова Г.Х. Оценочный расчет процесса теплообмена в камере сгорания при сжигании природного газа // *Вестник технологического университета*. 2018. № 2(21). С. 99–103.

112. Sun K., Lu L., Jiang H. A computational investigation of particle distribution and deposition in a 90 bend incorporating a particle-wall model // *Building and Environment*. 2011. Vol. 46, N6. pp. 1251–1262.

113. Lu H., Lu L. Effects of rib spacing and height on particle deposition in ribbed duct air flows // *Building and Environment*. 2015. Vol. 92. pp. 317–327.

114. Guo Z., Li N., Klemeš J.J., et al. Mechanisms and strategies for ash deposition reduction in flue gas heat exchanger // *Clean Technologies and Environmental Policy*.

2022. Vol. 24, N1. pp. 77–93.

115. Xu Z., Sun A., Han Z., et al. Simulation of particle deposition in a plate-fin heat exchanger using a particle deposition model with a random function method // *Powder Technology*. 2019. Vol. 355. pp. 145–156.

116. Tang S.Z., Li M.J., Wang F.L., et al. Fouling and thermal-hydraulic characteristics of aligned elliptical tube and honeycomb circular tube in flue gas heat exchangers // *Fuel*. 2019. Vol. 251. pp. 316–327.

117. Davoudi E., Vaferi B. Applying artificial neural networks for systematic estimation of degree of fouling in heat exchangers // *Chemical Engineering Research and Design*. 2018. Vol. 130. pp. 138–153.

118. Jiang H., Lu L., Sun K. Simulation of particle deposition in ventilation duct with a particle–wall impact model // *Building and environment*. 2010. Vol. 45, N5. pp. 1184–1191

119. Jiang H., Lu L., Sun K. Computational fluid dynamics (CFD) modelling of particle deposition in a two-dimensional turbulent channel air flow: study of influence factors // *Indoor and Built Environment*. 2012. Vol. 21, N2. pp. 264–272.

120. Lu H., Lu L., Jiang Y. Numerical simulation of particle deposition in duct air flows with uniform, expanding or contracting cross-section // *Energy and Buildings*. 2016. Vol. 128. pp. 867–875.

121. Guo K., Zhang N., Smith R. Design optimisation of multi-stream plate fin heat exchangers with multiple fin types // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 131. pp. 30–40.

122. Zhan F., Ding G., Zhuang D. Numerical model of particle deposition on wet fin surfaces of heat exchanger under dehumidifying conditions // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. Vol. 149. pp. 119258.

123. Li M.J., Tang S.Z., Wang F.L., et al. Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchangers for middle/low temperature waste heat utilization: A review on simulation and experiment // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 126. pp. 737–761.

-
124. YaLing H.E., SongZhen T.A.N.G., FeiLong W.A.N.G., et al. Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchanger for middle and low temperature flue gas waste heat recovery // *Chinese Science Bulletin*. 2016. Vol. 61, N17. pp. 1858–1876.
125. Wang F.L., Tang S.Z., He Y.L., et al. Heat transfer and fouling performance of finned tube heat exchangers: Experimentation via on line monitoring // *Fuel*. 2019. Vol. 236. pp. 949–959.
126. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Теплообмен. М.: Издательский дом МЭИ, 2011.
127. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках, 1982. 472 с.
128. Зинуров В.Э., Дмитриев А.В., Шарипов И.И., Галимова А.Р. Экспериментальное исследование теплообмена от парогазовой смеси при передаче тепла через ребристую поверхность // *Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика*. 2021. Т. 7. № 2(26). С. 60–74. DOI: 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74
129. Barraza R., Nellis G., Klein S., Reindl D. Measurements of convection heat transfer coefficients for hydrocarbon mixtures during boiling in a heated horizontal pipe from 100 K to room temperature // *Physics Procedia*. 2015. Vol. 67. P. 557–562.
130. Guichet V., Delpech B., Jouhara H. Experimental investigation, CFD and theoretical modeling of two-phase heat transfer in a three-leg multi-channel heat pipe // *Int. J. of Heat and Mass Transf.* 2023. Vol. 203. P. 123813.
131. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
132. El Hasadi Y. M. F., Padding J. T. Do logarithmic terms exist in the drag coefficient of a single sphere at high Reynolds numbers? // *Chemical Engineering Science*. 2023. T. 265. С. 118195.
133. Zhao Y. et al. Direct contact condensation heat transfer characteristics of vapor with noncondensable gases in horizontal tubes // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023. T. 49. С. 103260.

-
134. Manninen M., Taivassalo V., Kallio S. On the mixture model for multiphase flow // In: Technical Research Center of Finland. VTT Publications. 1996. Vol. 288. P. 67.
135. Long J. et al. A novel relaxation drift model for simulating liquid-vapor momentum non-equilibrium in two-phase ejectors // Case Studies in Thermal Engineering. 2023. T. 52. C. 103758.
136. Галин Н.М., Кириллов Л.П. Тепломассообмен (в ядерной энергетике) М.: Энергоатомиздат, 1987. 376 с.