

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

На правах рукописи



Ахмитшин Алмаз Анасович

**ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛЕНОЧНОЙ
КОНДЕНСАЦИИ ПАРА И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В
АППАРАТАХ ПРИ НАГРЕВЕ СРЕД С ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТЬЮ**

2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук, профессор
Лаптев Анатолий Григорьевич

КАЗАНЬ – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
ГЛАВА 1 МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ И МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	11
1.1 Дискретно-шероховатые поверхности теплообмена.....	14
1.2 Теплогидравлические характеристики интенсификаторов.....	21
1.3 Общие принципы расчета теплообменных аппаратов.....	27
1.4 Показатели работы теплообменников.....	30
1.5 Объемные интенсификаторы теплообмена в каналах.....	31
1.6 Моделирование теплообмена в каналах с объемными интенсификаторами.....	36
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	42
2.1 Конструкция теплообменника – конденсатора.....	42
2.2 Экспериментальное исследование пластинчатых теплообменников при пленочной конденсации.....	59
2.3 Методика расчета пластинчатых теплообменников для процесса пленочной конденсации.....	68
ГЛАВА 3 ФИЗИЧЕСКОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ.....	82
3.1 Моделирование сопряженного тепломассообмена при пленочной конденсации.....	82
3.1.1 Конденсация при медленных режимах течения ($Re \ll 1$).....	87
3.1.2 Численная реализация алгоритма и структура программы для проведения вычислительного эксперимента.....	93
3.2 Физическое моделирование процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике.....	96
3.3 Результаты и их обсуждение.....	99
ГЛАВА 4 ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКИХ СРЕД С ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТЬЮ В ПЛАСТИНАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ.....	102

4.1	Определение эффективности пластинчатых и трубчатых теплообменников с интенсификаторами с учетом структуры потоков.....	102
4.1.1	Результаты экспериментальных исследований.....	102
4.1.2	Метод единиц переноса для теплообмена.....	106
4.1.3	Коэффициенты теплоотдачи в каналах с интенсификаторами.....	109
4.1.4	Результаты расчетов.....	111
4.1.5	Пример расчета.....	116
4.2	Интенсификация теплообмена в пластинчатом теплообменнике с хаотичными насадками.....	118
4.2.1	Экспериментальная часть.....	118
4.2.2	Обобщение результатов.....	125
4.2.3	Тепловая эффективность.....	129
4.2.4	Сравнительные характеристики интенсификаторов.....	131
4.2.5	Алгоритм предпроектного расчета пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой.....	136
4.2.6	Пример расчета пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой.....	137
4.2.7	Алгоритм расчета пластинчатого теплообменника с насадкой по заданным конструктивным характеристикам.....	137
4.2.8	Применение результатов исследований и научно-технических разработок.....	139
	Заключение.....	142
	Условные обозначения.....	144
	Список литературы.....	148
	Приложение 1.....	161
	Приложение 2 Технические характеристики контрольно-измерительных приборов.....	166

Введение

Актуальность темы

В промышленной нефтехимии и нефтегазопереработке, а также на тепловых станциях применяются процессы нагревания или охлаждения жидких углеводородных смесей с повышенной вязкостью и большими числами Прандтля. К таким жидкостям относятся: мазут, минеральные и синтетические масла, котельное топливо, тяжелые остатки процессов переработки нефти и др. В связи с повышенной вязкостью, особенно при невысоких температурах, движение углеводородных сред в каналах теплообменного оборудования происходит при ламинарном режиме. Известно, что при ламинарном режиме коэффициент теплоотдачи значительно меньше, чем при турбулентном. Поэтому актуальной задачей является разработка интенсифицированных теплообменных аппаратов, которые при небольших числах Рейнольдса обеспечивают турбулизацию вязких сред, а также экспериментальное исследование и математическое моделирование теплогидравлических характеристик таких процессов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 18-43-160008) а также в рамках проекта «Студенческий стартап» (1338ГССС15-L/88735).

Степень разработанности темы исследования

Известен ряд научных школ, которые занимались и занимаются в настоящее время интенсификацией теплообмена и исследованием теплогидравлических характеристик различных аппаратов. Это в первую очередь ученые А.И. Леонтьев, Г.А. Дрейцер, В.В. Олимпиев, С.А. Исаев, В.А. Кирпиков, Ю.А. Кузма-Кичта, Л.М. Коваленко, Ю.М. Бродов, Ю.Г. Назмеев, Ю.Ф. Гортышов, В.К. Мигай, А.А. Жукаускас, А.В. Щукин, И.А. Попов, А.А. Гухман, К.Х. Гильфанов, Khan J.K., Kim L.R., Park J. и др. Большинство работ в этой области посвящено исследованию интенсификации теплообмена в аппаратах при турбулентном режиме работы и значительно меньше – при ламинарном. Однако, именно ламинарный и переходный режимы течения

теплоносителей являются наиболее перспективной областью применения методов интенсификации конвективного теплообмена. Особенно эффективно в этих областях применение дискретно-шероховатых каналов, закрученного движения потока, различных видов накаток на поверхности, выемок, проволочных спиралей, а также объемных интенсификаторов в виде мелких хаотичных элементов (упаковок) и др. Конечной целью любого из методов интенсификации является проектирование аппарата с наименьшей поверхностью теплопередачи при допустимых затратах мощности на прокачку теплоносителей. Однако несмотря на значительные достижения и успехи в данной области требуется продолжение исследований с целью выбора и расчета новых высокоэффективных способов интенсификации теплообмена, особенно при течении сред с повышенной вязкостью.

Целью исследования является физическое и математическое моделирование интенсифицированного теплообмена через разделяющую стенку в пластинчатых теплообменниках с мелкими хаотичными насадками и обобщение результатов в виде расчетных выражений по тепловой эффективности процесса и гидравлическому сопротивлению.

Задачи исследования:

1. Построить математическую модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы в двухмерной постановке с учетом изменения физических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры.

2. На экспериментальной установке получить данные по теплогидравлическим характеристикам при нагреве водяным паром воды, а также вязких углеводородных смесей с применением в каналах пластинчатого теплообменника хаотичной насадки.

3. Сравнить полученные данные по теплогидравлическим характеристикам при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой с известными экспериментальными

данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами.

4. Применить ячеечную модель гидродинамической структуры потоков для расчета поверхности и эффективности теплопередачи в канале с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью.

Объект исследования. Радиально-спиральный теплообменник для конденсации паров третбутилового спирта (ТБС) и воды, а также два пластинчатых теплообменных аппарата с объемными интенсификаторами в виде современных мелких металлических хаотичных насадок для нагрева воды и вязких углеводородных сред.

Методы исследования. Численное и экспериментальное исследования процесса пленочной конденсации воды и ТБС в пластинчатом теплообменнике. Экспериментальное исследование процесса нагрева гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике; применение моделей структуры потоков для расчета тепловой эффективности теплообменников с насадками и комплексов для сравнительных теплогидравлических характеристик интенсификаторов.

Научная новизна

1. Построена математическая модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения импульса, массы и энергии в двухмерной постановке для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы с учетом изменения физических свойств в зависимости от температуры теплоносителя.

2. Получены экспериментальные данные по теплогидравлическим характеристикам процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике (ПТ) и проведено сравнение с результатами численного моделирования путем решения систем дифференциальных уравнений. Исследована конденсация воды и третбутилового спирта и установлено влияние расхода хладагента (воды) на количество образующегося конденсата.

Установлено, что при больших расходах хладагента наступает стабилизация процесса пленочной конденсации. Разработан алгоритм и дан пример расчета ПТ при пленочной конденсации.

3. На экспериментальном стенде получены данные по теплогидравлическим характеристикам нагрева масла в пластинчатом теплообменнике, где в каналах в качестве объемного интенсификатора размещалась мелкая хаотичная металлическая насадка. Получены экспериментальные значения средних коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи для гидравлического масла марки Роснефть НЛР 46, а также значения перепада давления. Показано согласование опытных значений коэффициентов теплоотдачи с расчетами по известным выражениям для числа Нуссельта.

4. С применением ячеечной модели гидродинамической структуры потоков теплоносителей в каналах с хаотичными элементами (насадками) получены выражения для расчета коэффициента тепловой эффективности нагрева масел в трубчатых и пластинчатых теплообменниках. Показано влияние структуры потоков на тепловую эффективность аппаратов для вязких сред и согласование с экспериментальными данными.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы

1. В результате экспериментальных исследований при нагреве гидравлического масла водяным паром (100°C) в пластинчатом теплообменнике установлено, что за счет размещения хаотичной насадки внутри каналов, где теплоносителем является гидравлическое масло, происходит повышение коэффициента теплоотдачи в 1,5-2 раза при числе Рейнольдса от 5 до 20, и в 6-12 раз при числах Рейнольдса от 40 до 400 при переходе от ламинарного режима в турбулентный за счет хаотичных интенсификаторов. Дано сравнение по теплогидравлическим характеристикам теплообменников с другими способами интенсификации.

2. Разработан алгоритм расчета с учетом гидродинамической структуры потока по ячеечной модели поверхности и эффективности теплопередачи в теплообменнике с хаотичными насадками. Теплообменник с интенсификаторами внедрен на промышленном предприятии нефтепереработки.

3. Получен патент на радиально-спиральный теплообменник, а также представлена конструкция пластинчатого теплообменника с объемными интенсификаторами, которые могут использоваться для нагрева углеводородных и иных смесей на промышленных установках предприятий нефтехимии, нефтегазопереработки и ТЭС.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечивается применением аттестованных апробированных средств экспериментального исследования, согласованием полученных результатов по теплоотдаче с известными выражениями, применением известных моделей структуры потоков и согласованием результатов расчетов тепловой эффективности аппаратов с экспериментальными данными.

Автор защищает:

1. Математическую модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения импульса, массы и энергии в двухмерной постановке для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы с учетом изменения физических свойств в зависимости от температуры теплоносителя.

2. Данные по теплогидравлическим характеристикам, полученные на экспериментальном стенде при нагреве минерального гидравлического масла водяным паром в пластинчатом теплообменнике с применением в каналах хаотичной насадки.

3. Сравнение данных по теплогидравлическим характеристикам, полученных при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой, с известными

экспериментальными данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами.

4. Метод расчета поверхности и эффективности теплопередачи в канале с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью с применением ячеечной модели гидродинамической структуры потоков.

Соответствие паспорту специальности 2.4.6

– 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.

- 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.

- Новые конструкции теплопередающих и теплоиспользующих установок и оборудования, обладающих улучшенными эксплуатационными и техникоэкономическими характеристиками. Совершенствование методов расчета и оптимизация параметров, использующих теплоту технологических процессов, оборудования и систем.

Апробация работы

1. Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях», Санкт-Петербург- 2020.

2. Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях», Санкт-Петербург- 2018.

3. Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях», Санкт-Петербург- 2017.

4. Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной химии, Уфа – 2019.

5. Международная научная конференция по проблемам архитектуры и строительства, Казань – 2019.

6. Международная молодежная научная конференция Тинчуринские чтения «Энергетика и цифровая трансформация» – 2023-2025.

7. XXVI- XXVIII Всероссийские аспирантско-магистерские научные семинары, посвященные дню энергетика, Казань – 2022-2025.

По теме диссертационной работы опубликовано 21 работ, 7 из них – в научных изданиях, входящих в перечень ВАК и приравненных к ним. Получен патент на конструкцию радиально-спирального теплообменника.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 118 наименований и приложений. Объем диссертации 167 стр.; 66 рис. и 16 табл.

ГЛАВА 1

МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ И МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Введение

В химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей отраслях промышленности в различных технологических процессах основными теплообменными аппаратами являются кожухотрубчатые и пластинчатые теплообменники. Например, производство теплообменников в России за период с 2020 по 2022 г.г. выросло на 41.8 % [1]. Поэтому повышение эффективности таких аппаратов, а также снижение их массогабаритных характеристик является актуальной задачей для теории и практики теплотехники.

Для создания теплообменных аппаратов с небольшими массогабаритными характеристиками применяются различные методы интенсификации теплопередачи. К основным методам относятся поверхностные и объемные интенсификаторы, которые обеспечивают значительную турбулизацию теплоносителей, разрушение пограничного слоя, а для сред с повышенной вязкостью - переход от ламинарного режима течения к турбулентному при небольших числах Рейнольдса. Интенсификация теплообмена в аппаратах с вязкими средами (мазут, синтетические и минеральные масла, тяжелые остатки углеводородных смесей после нефтепереработки и т.д.) актуальна как для тепловых станций, где в качестве основного или вспомогательного топлива применяется мазут, так и для предприятий нефтехимии и нефтегазопереработки. Несмотря на повышение гидравлического сопротивления теплообменников с интенсификаторами, создание компактных аппаратов во многих случаях оправдано из-за ограниченного пространства в цехах при монтаже различного оборудования, снижения стоимости теплообменников, а также повышения эффективности нагрева или охлаждения жидких сред с повышенной вязкостью.

К поверхностным интенсификаторам теплообмена относятся выступы, лунки, накатки, проволочные вставки и др. Объемные интенсификаторы – это засыпанные в каналы теплообменников мелкие элементы в виде шариков, насадок и др, которые вызывают турбулизацию теплоносителей. Например, известно, что нерегулярные (хаотичные) насадки обеспечивают турбулентное движение среды уже при $Re_{\vartheta} > 40$.

Во второй половине прошлого столетия и по настоящее время различными авторами выполнялись и выполняются масштабные экспериментальные и теоретические исследования влияния различных интенсификаторов на теплообмен и гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов. В обзорных статьях [2-10] выполнен комплексный анализ работ различных исследователей по конструктивным и режимным характеристикам интенсифицированных теплообменников. Ниже дан краткий обзор некоторых современных работ по теме диссертационной работы.

Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и эффективности теплопередачи в профилированных каналах теплообменника получены в работе [11]. Предложена модернизация двухпоточных систем теплообмена на основе метода оптимизации с применением трубчатых и пластинчатых аппаратов для установки гидрокрекинга. В работе [12] выполнено численное моделирование и исследование пластинчатого теплообменника из решения системы дифференциальных уравнений турбулентного переноса. Также разработан метод интенсификации теплопередачи в диффузорных каналах теплообменного аппарата и сравнение с каналом постоянного сечения.

Теплообмен при турбулентном режиме движения теплоносителей в ребристых каналах с периодическими прорезями исследован в работе [13]. Установлено повышение эффективности теплопередачи в несколько раз относительно теплообменника без интенсификаторов. Проведено экспериментальное исследование повышения эффективности теплопередачи и характеристик потока в трубах с гладкими, перфорированными и рифлеными

витыми ленточными вставками [14]. В результате разработаны новые корреляции числа Нуссельта и коэффициента трения для перфорированной ленты и витой ленты с углублениями. В работах [15-17] исследован теплообмен в аппаратах с наклонными канавками на поверхности теплопередачи с учетом локального ускорения ламинарного течения, а также в канале с дискретно-шероховатой поверхностью. Получен профиль безразмерного коэффициента теплоотдачи с учетом интенсификации процесса [18]. Численное моделирование и метод интенсификации теплоотдачи также представлены в работах [19-24]. Анализ конструкций теплообменников сделан в работах [25,26].

Как следует из обзора работ методы и технические решения по повышенной эффективности теплообменных процессов исследованы и разработаны в основном при турбулентном режиме движения теплоносителей и значительно реже при ламинарном, особенно для сред с повышенной вязкостью. Однако именно такие среды и режим являются наиболее перспективными для значительной интенсификации теплообмена на предприятиях нефтепереработки и тепловых станциях, что не раз отмечалось в работах Ю.Г. Назмеева, А.И. Леонтьева, В.А. Кирпикова и др. Так, например, в монографии [27] представлены экспериментальные данные и сделан подробный анализ влияния различных интенсификаторов на теплообмен в аппаратах с жидкими средами повышенной вязкости. Показано, что поверхностные интенсификаторы вызывают переход от ламинарного режима к турбулентному при $Re > 300$.

Представленные в диссертации исследования являются продолжением и развитием работ [28-30], где получены как экспериментальные данные, так и математические модели для трубчатых теплообменников с хаотичными насадками.

1.1. Дискретно-шероховатые поверхности теплообмена

Механизмы интенсификации можно классифицировать как активные и пассивные [1,4, 31-33]. Активные методы основаны на механическом воздействии на поверхность теплообмена, т.е. требуется подвод и поддержание энергии извне. К пассивным методам относятся способы, основанные на изменении формы поверхности теплообмена. Улучшенный теплообмен достигается благодаря изменению поверхности теплообмена или ее геометрических параметров. Помимо увеличения поверхности, для пассивных методов характерно увеличение коэффициента теплоотдачи за счет возмущения потока и его параметров. Также для пассивных методов характерно резкое увеличение потери давления.

Оценка эффективности и выбор способа интенсификации зависит от типа теплообмена (однофазная свободная или вынужденная конвекция, кипение в большом объеме, кипение или конденсация при вынужденной конвекции, конвективный теплообмен), а также типа теплообменника и его назначения [33].

В данной главе рассмотрены поверхностные интенсификаторы теплообмена.

К дискретно-шероховатым поверхностям теплообмена принято относить каналы и трубы с различного рода выступами/впадинами на внутренней поверхности [4, 27, 34-43], а именно:

- 1) винтовые одно- и многозаходные плавные выступы (рис. 1.1), получаемые с помощью накатных роликов или дисков;
- 2) трубы со спирально-винтовой проволочной вставкой (рис. 1.2);
- 3) поперечные периодически расположенные плавные выступы (рис. 1.3), получаемые с помощью роликов или дисков;
- 4) поперечные периодически расположенные прямоугольного и квадратного сечения вставки (рис. 1.4);
- 5) каналы и трубы с внутренней резьбой.

Способ интенсификации теплообмена в трубах, основанный на применении выступов, образованных за счет кольцевой и винтовой накаток, имеет ряд преимуществ по сравнению с другими конструкциями интенсификаторов:

- а) канавки, образованные на наружной поверхности трубы при накатке выступов, интенсифицируют теплообмен и на наружной поверхности;
- б) применение накатанных труб идеально совместимо с технологией сборки кожухотрубчатых теплообменников.

Благодаря довольно высокой эффективности и технологичности конструкции интенсификаторов теплообмена типов 1) – 3) часто принимаются как основные.

Также к каналам с дискретной шероховатостью относят:

- 6) каналы с внутренним одно- и многозаходным винтовым пристенным оребрением (рис. 1.5);
- 7) спирально-профилированные трубы (рис. 1.6);
- 8) каналы с пластинчатыми спиральными вставками (рис. 1.7);
- 9) трубы со спиральной треугольной и прямоугольной накатками (рис. 1.8, 1.9).

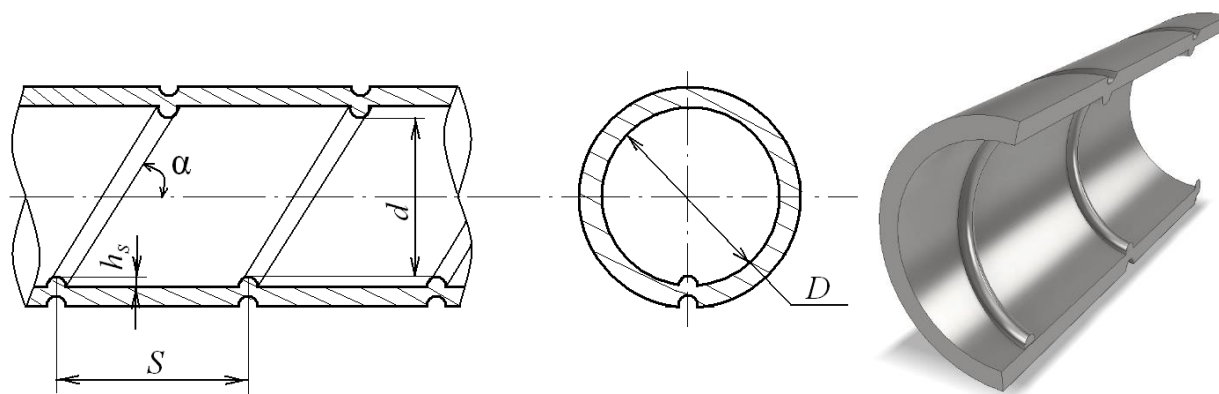


Рисунок 1.1 Общий вид трубы с винтовой накаткой

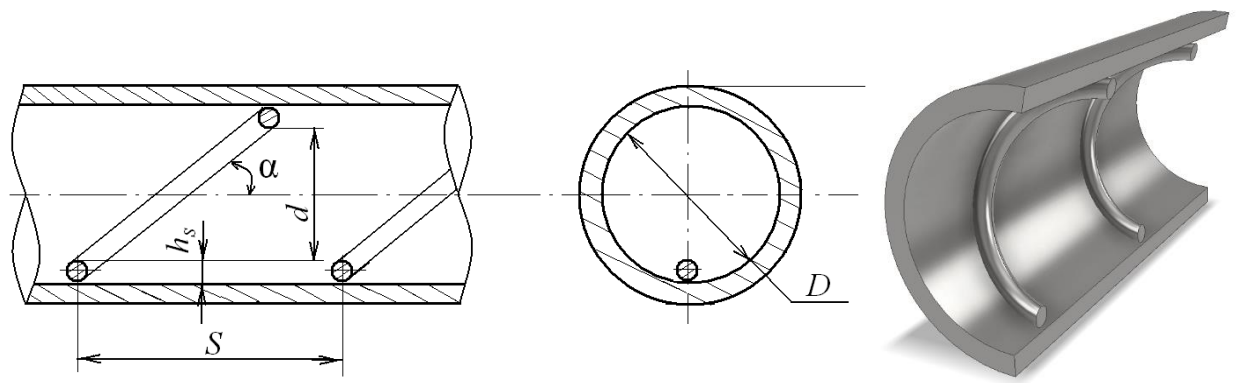


Рисунок 1.2 Труба со спирально-винтовыми проволочными вставками

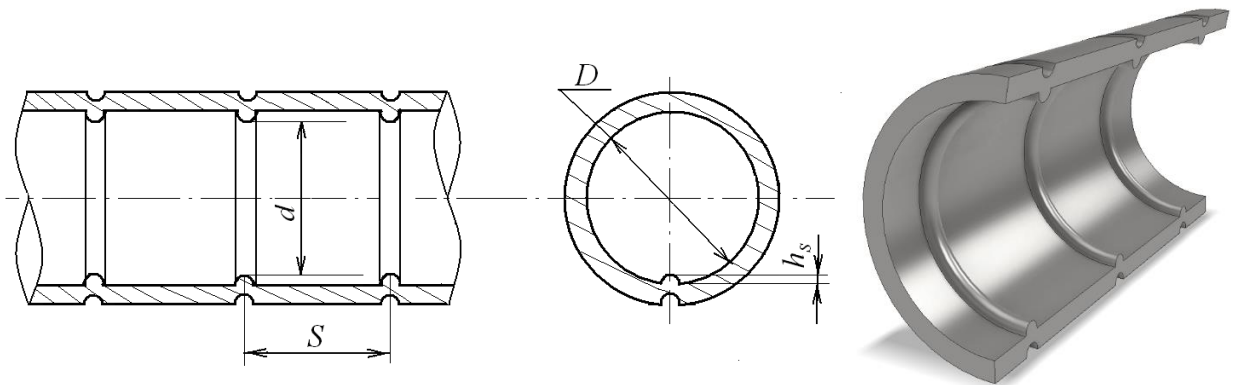


Рисунок 1.3 Труба с поперечной кольцевой накаткой

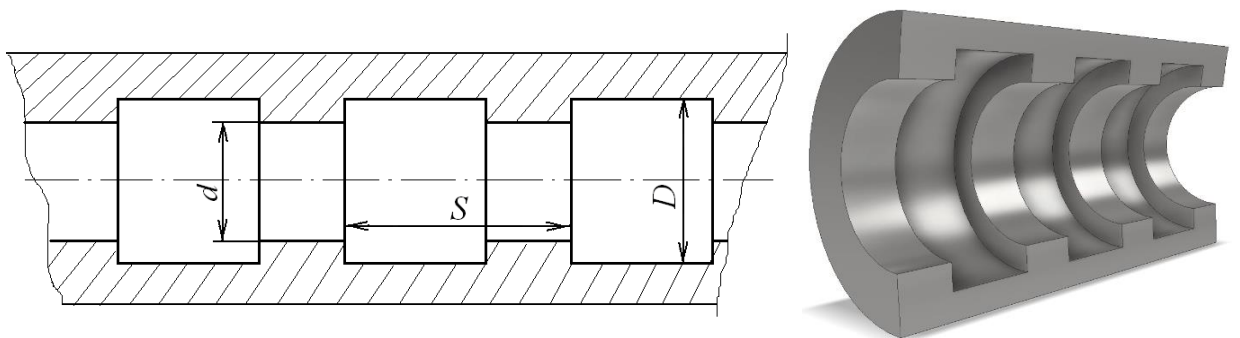


Рисунок 1.4 Канал с поперечным прямоугольным (квадратным) оребрением

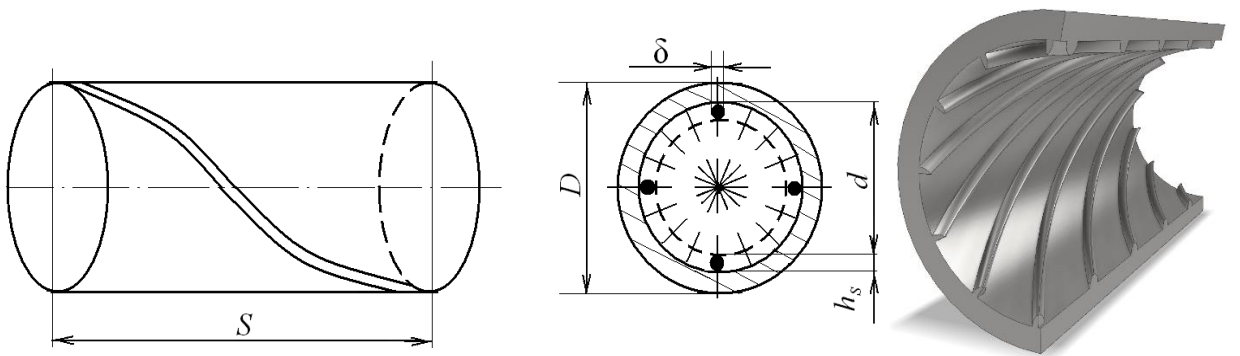


Рисунок 1.5 Канал с внутренним одно- или многозаходным винтовым оребрением

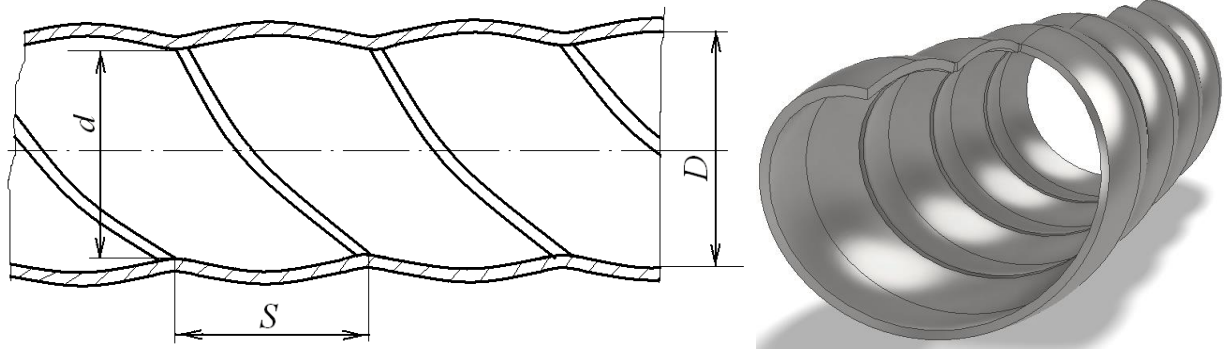


Рисунок 1.6 Спирально-профилированная труба

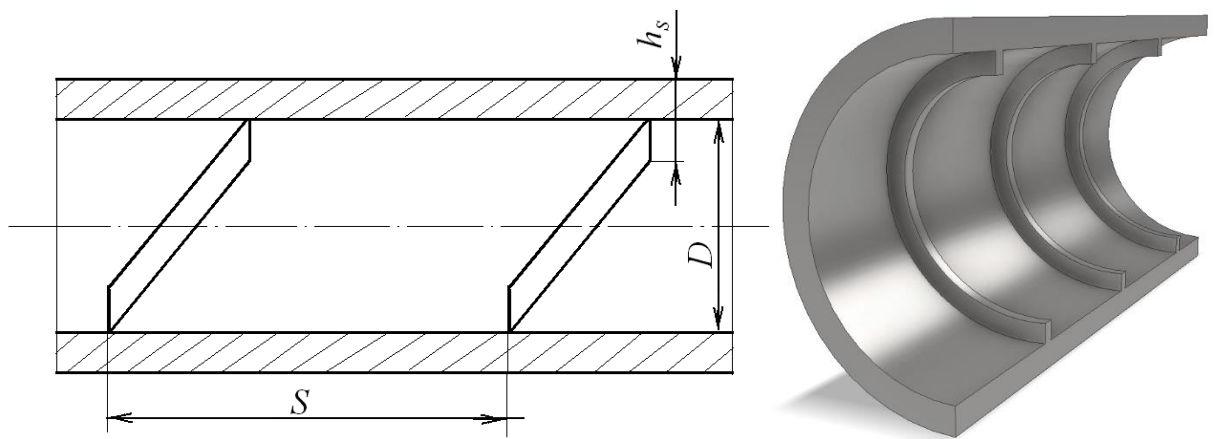


Рисунок 1.7 Труба с пластинчатой спиральной вставкой

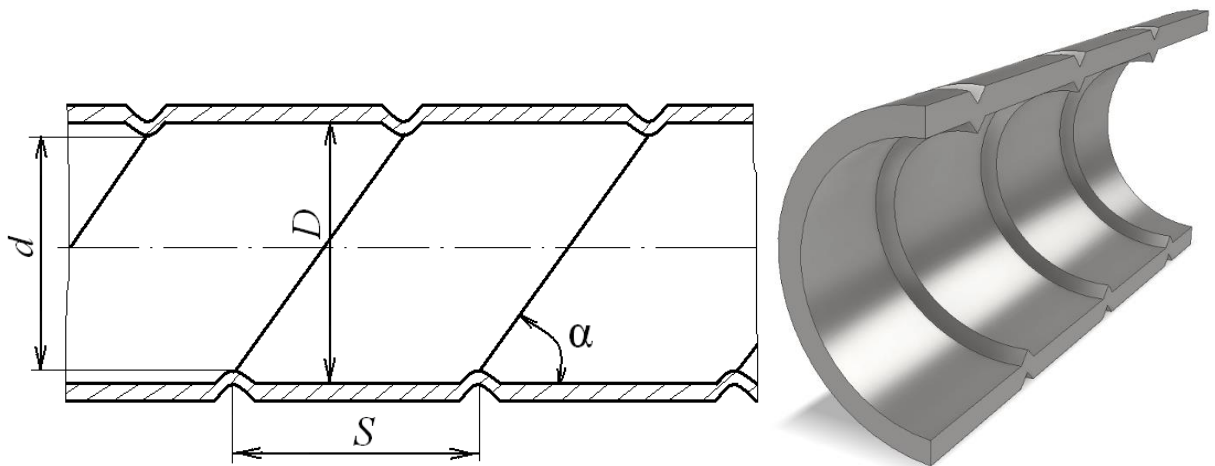


Рисунок 1.8 Труба со спиральной треугольной накаткой

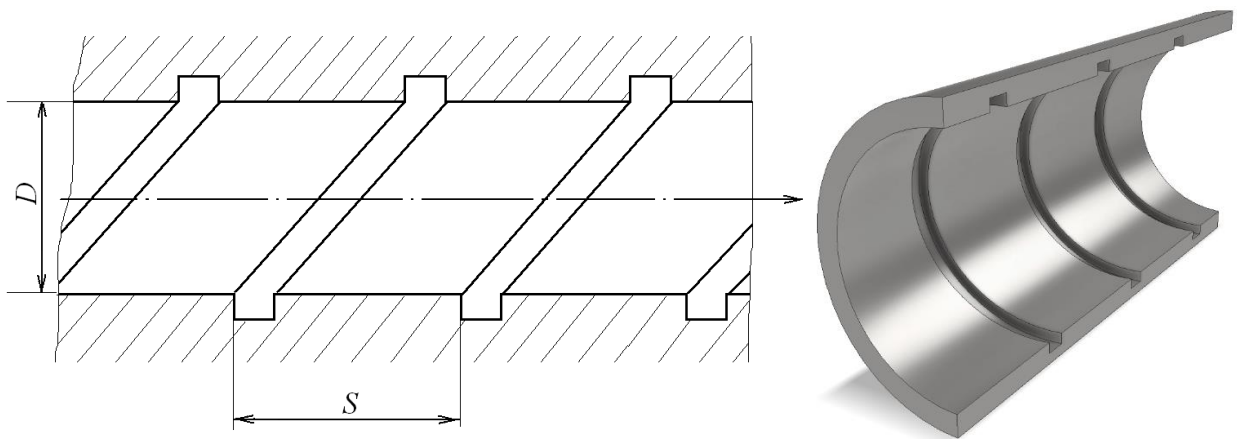


Рисунок 1.9 Труба с одно- и многозаходными прямоугольными или квадратными канавками

Иногда появляется необходимость интенсификации теплообмена в коаксиальных каналах. Тогда могут быть использованы самые различные конструкции интенсификаторов, например, проволочное оребрение внутренней поверхности коаксиального канала (рис. 1.10) и т. п.

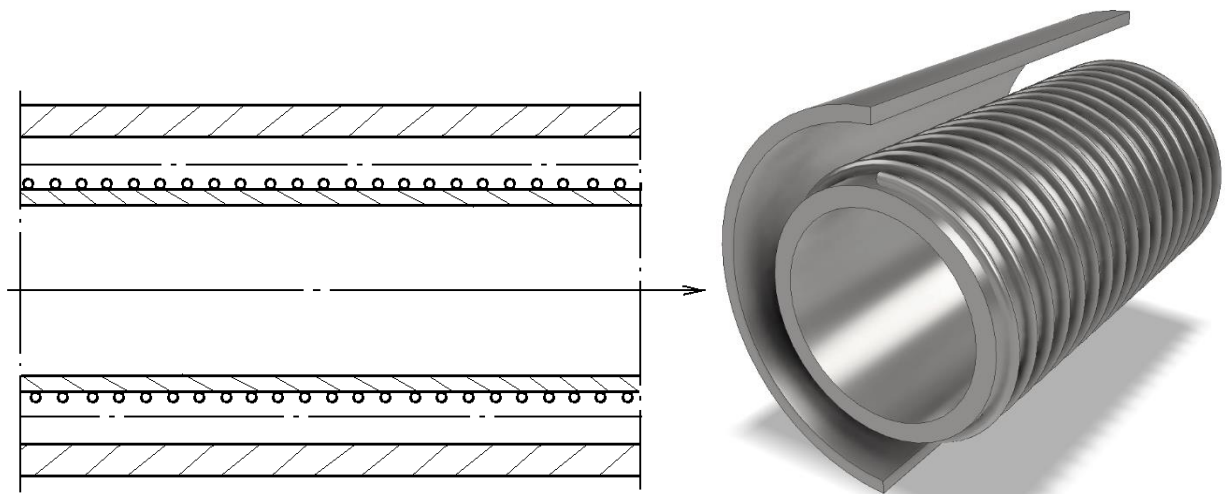


Рисунок 1.10 Коаксиальный канал с проволочным спиральным оребрением внутренней поверхности

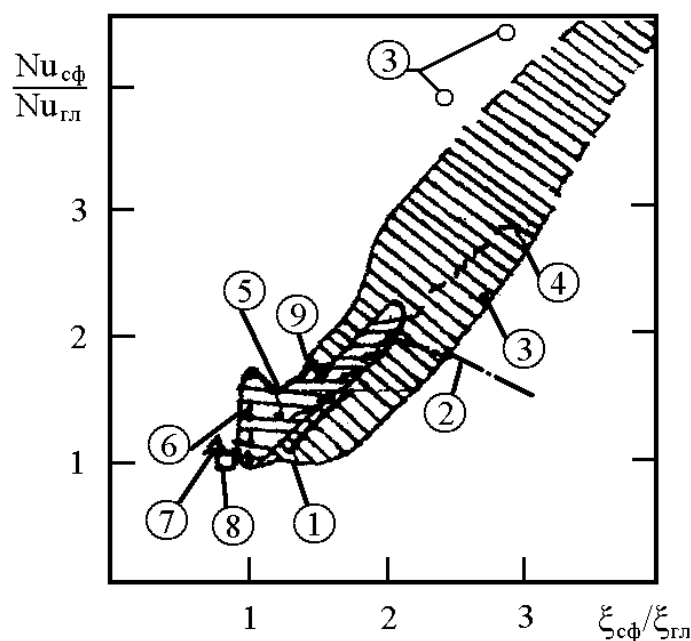


Рисунок 1.11 Относительная теплообменно-гидравлическая эффективность каналов. Результаты исследований 1 – А.А. Александрова и др.; 2 – В.П. Пучуева и др.; 3 – Ю.Ф. Гортышова и др.; 4 – Г.П. Нагоги и др.; 5 – М.Я. Беленького и др. (плоский канал); 6 – В.Н. Афанасьева и др.; 7, 8 – М.Я. Беленького и др. (пучок труб, расположенных в шахматном и коридорном порядке соответственно)

Отсюда можно сделать вывод, что под дискретной шероховатостью понимаются выступы или впадины любой формы (в поперечном и продольном сечениях) на поверхности теплообмена, высота или глубина которых соизмерима с пристенными слоями жидкости.

Обобщенные данные по теплогидравлической эффективности каналов с интенсификаторами представлены на рис. 1.11 [27, 36, 40].

Рядом экспериментов (Г.И. Кикнадзе, Я.П. Чудновский, А.П. Козлов и др.) установлено, что при обтекании потоком лунки в ней образуется смерчеобразный вихрь. Визуализация течения в щелевых каналах с различным сочетанием сферических интенсификаторов на верхней и нижней стенках канала показала, что на распространение вихревой структуры за лункой существенное влияние оказывает число Re набегающего потока и геометрия канала (одностороннее или двухстороннее расположение лунок, их взаимное смещение, относительная высота канала). Приведенная на рис. 1.12

зависимость увеличения гидравлического сопротивления от числа Re в каналах с лунками по сравнению с гладким каналом показывает, что для каналов с полусферическими лунками с $H/d = 0,1$ в диапазоне $10^4 < Re < 2,9 \cdot 10^4$ наблюдается плавное увеличение $\varepsilon/\varepsilon_{г\text{л}}$ при увеличении числа Re . При $Re^* = 2,9 \cdot 10^4$ отношение $\varepsilon/\varepsilon_{г\text{л}}$ достигает максимального значения и в дальнейшем остается неизменным. Характерно, что величина Re^* практически не изменяется для каналов с односторонним расположением лунок при равных H/d и h/d , слабо зависит от формы кромок лунок и является функцией лишь относительной глубины лунок и относительной высоты канала. При уменьшении h/d и увеличении H/d граница Re^* смещается в сторону больших чисел Re [27, 40].

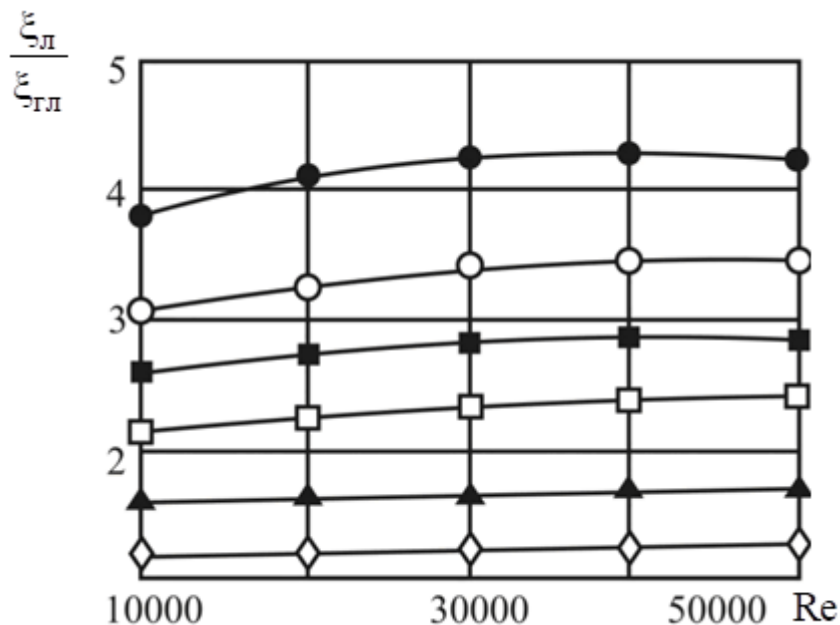


Рисунок 1.12 Относительное гидравлическое сопротивление каналов.

- ■ - одностороннее расположение лунок с гладкими и острыми кромками; ○
 - - двухстороннее расположение лунок с гладкими и острыми кромками; ◇ -
 - одностороннее расположение лунок с гладкими кромками; ▲ -
 - двухстороннее расположение лунок с острыми кромками
- $(h/d = 0,5; H/d = 0,1)$

1.2 Теплогидравлические характеристики интенсификаторов

На рис. 1.13 показано отношение числа Нуссельта с интенсификацией теплообмена к числу Нуссельта гладкой трубы по результатам обработки экспериментальных данных различных авторов [27]. Сравнение значений $\overline{Nu} / \overline{Nu}_0$ показывает, что наибольший эффект получается при использовании в качестве интенсификаторов ленточных завихрителей соотношением $S/D = 19$ и $3,16$ и труб с поперечной накаткой соотношением $d/D = 0,983$ и $0,875$. В то время как использование шнековых завихрителей (линии 1, 1' на рис. 1.13) и особенно проволочного спирального завихрителя (линии 4, 4' на рис. 1.13) особого эффекта не имеют.

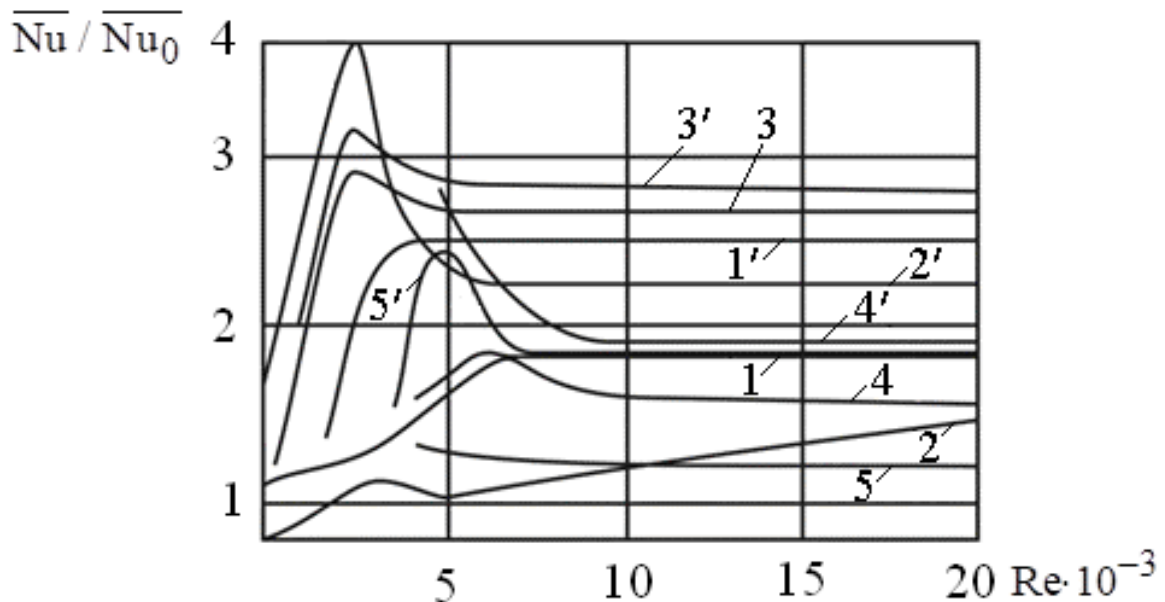


Рисунок 1.13 Экспериментальные данные по теплоотдаче в трубах с интенсификаторами теплообмена: 1, 1' – шнековый завихритель, $\phi = 45$ и 75° ; 2, 2' – поперечная накатка, $d/D = 0,983$ и $0,875$; 3, 3' – спиральная накатка, $S/D = 3,25$ и 1 ; 4, 4' – проволочный спиральный завихритель, $S/D = 2,17$ и $0,724$; 5, 5' – ленточный завихритель, $S/D = 19$ и $3,16$

Далее рассмотрены трубы с винтовой накаткой (табл. 1.1) и приведены результаты экспериментов по интенсификации теплообмена при использовании в качестве рабочей среды трансформаторного масла [27, 40].

Таблица 1.1 – Геометрические характеристики труб с винтовой накаткой

Номер трубы	Внутренний диаметр трубы D , м	Наружный диаметр трубы D_1 , м	Относительный шаг винтовой накатки S/D	Относительная высота выступа винтовой накатки d/D	Эквивалентный диаметр $D_э$, мм
0			-	1,0	1,4
1			0,72	0,72	6,95
2			1,79	0,72	9,96
3			2,86	0,72	10,85
4	0,014	0,016	4,29	0,72	11,29
5			1,79	0,79	10,97
6			1,79	0,82	11,58
7			1,79	0,86	11,98

На следующих рисунках 1.14-1.20 представлены коэффициенты гидравлического сопротивления и числа Нуссельта для труб с винтовой накаткой [27, 40].

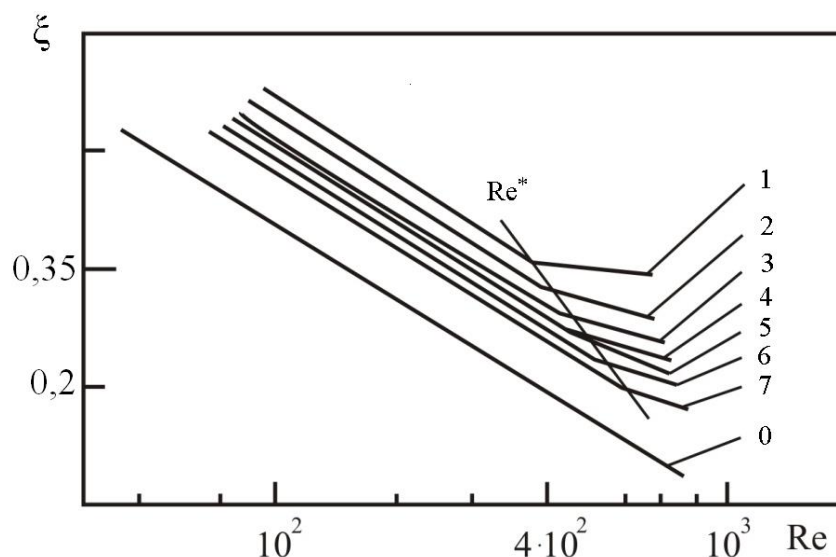


Рисунок 1.14 Зависимости коэффициентов гидравлического сопротивления для трансформаторного масла в трубах с винтовой накаткой: 0–7 – номера труб в соответствии с табл. 1.1

Из рис. 1.14 видно, что увеличение гидравлического сопротивления напрямую зависит от геометрических характеристик канала: наибольшее

увеличение гидравлического сопротивления наблюдалось при использовании трубы с минимальным шагом винтовой накатки $S/D=0,72$ и высотой выступа $d/D=0,72$.

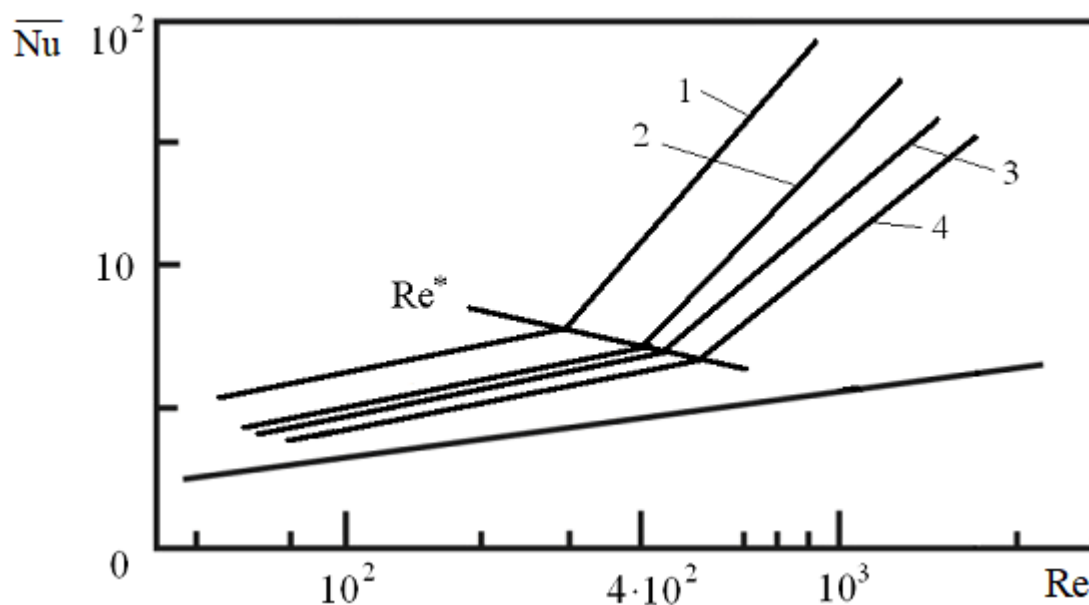


Рисунок 1.15 Зависимости числа Нуссельта от Рейнольдса для $S/D = 0,72; 1,79; 2,86$ и $4,29$ ($d/D = 0,72$) для трансформаторного масла; обозначения те же, что на рис. 1.14

Анализ рис. 1.15 показывает, что применение трубы с винтовой накаткой в качестве интенсификатора увеличивает интенсивность теплообмена в сравнении с трубой с гладкой поверхностью. Наибольший эффект наблюдался при использовании трубы с шагом накатки $S/D = 0,72$. Однако, с ростом значения S/D винтовой накатки можно наблюдать сближение графика с графиком для гладкой трубы. Отсюда напрашивается вывод о значительном влиянии данного параметра на интенсивность теплообмена. Та же зависимость наблюдается при увеличении высоты винтовой накатки.

Рис. 1.16 наглядно показывает зависимость теплогидравлической эффективности от геометрических параметров исследуемого канала (S/D и d/D). По результатам эксперимента авторами было установлено, что

наиболее рациональным будет использование для интенсификации труб с винтовой накаткой с параметрами $S/D=1,79$ и $0,72$, а $D/d=0,72$ [40, 44].

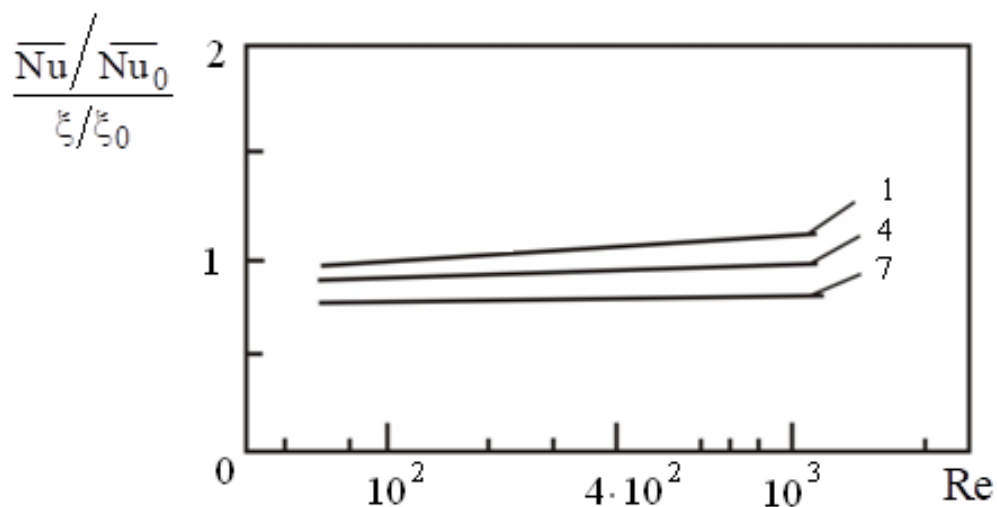


Рисунок 1.16 Теплогидравлическая эффективность труб с винтовой накаткой; обозначения те же, что на рис. 1.14

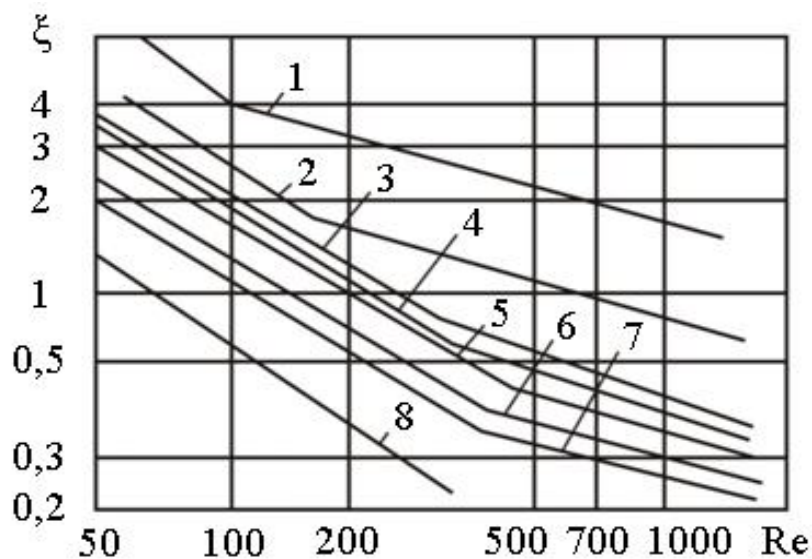


Рисунок 1.17 Зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса в трубах с проволочными вставками: 1 – $d/D = 0,171$, $S/D = 0,714$; 2 – $d/D = 0,171$, $S/D = 1,786$; 3 – $d/D = 0,171$, $S/D = 2,86$; 4 – $d/D = 0,171$, $S/D = 4,3$; 5 – $d/D = 0,107$, $S/D = 1,786$; 6 – $d/D = 0,0857$, $S/D = 1,786$; 7 – $d/D = 0,0714$, $S/D = 1,786$; 8 – гладкая труба

Рассмотрим каналы со спирально-винтовыми проволочными вставками в качестве интенсификаторов. Из рис. 1.17 видно, что при малых значениях Re коэффициент сопротивления увеличивается в 2-6 раз, а при высоких числах Re становится больше в 10 раз, в зависимости от геометрических размеров спиралей [27].

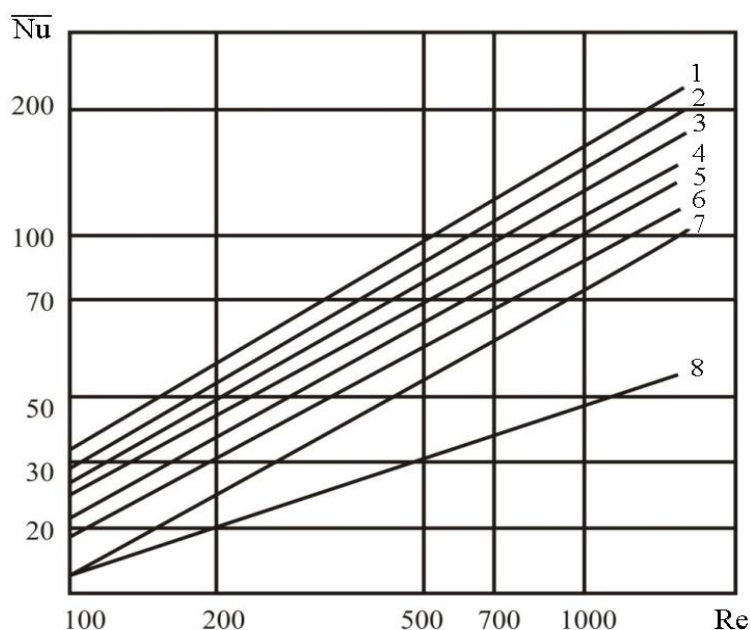


Рисунок 1.18 Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса в трубах с проволочными вставками: обозначения те же, что на рис. 1.19

Рис. 1.18 отображает изменение коэффициента теплоотдачи для труб, в которых установлены проволочные вставки. Изменение показано в виде зависимости $Nu=f(Re)$. Из рисунка видно, что в зависимости от геометрических характеристик спирали число Nu при течении масла увеличивалось на 200-450 %. Стоит учитывать, что данное увеличение не связано с увеличением площади поверхности теплообмена, которое не превышало 10-60% по сравнению с трубой без проволочных вставок.

При использовании в качестве интенсификаторов труб с кольцевыми выступами наибольшая интенсификация теплообмена достигается в ламинарной области (рис.1.19). Сравнительный анализ результатов экспериментов показывает, что степень интенсификации теплообмена зависит от шага накатки кольцевых выступов (рис. 1.20). Так, самая большая

степень интенсификации наблюдалась при отношении $S/D=0,66$. При увеличении относительного шага накатки и ростом высоты накатки степень интенсификации уменьшается [27].

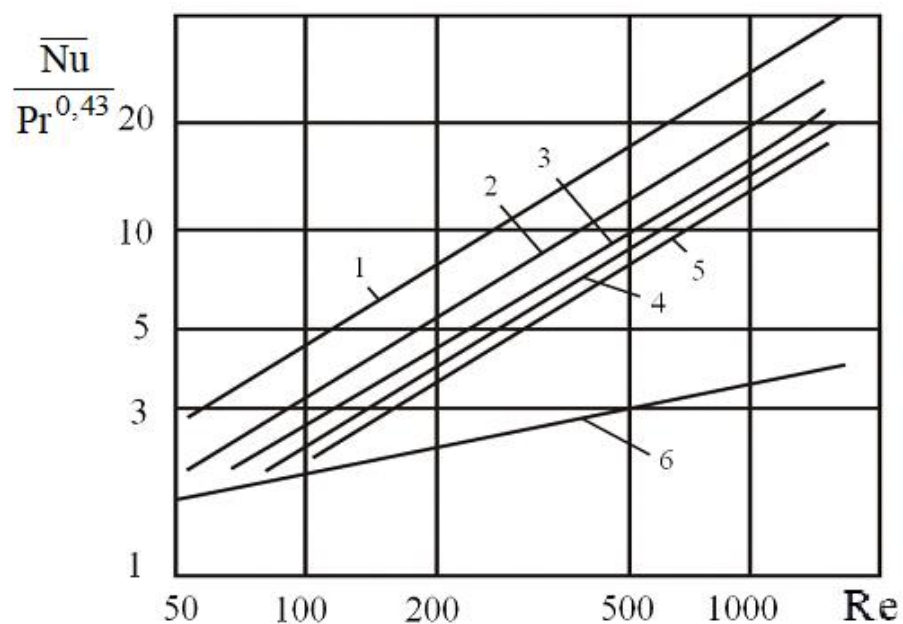


Рисунок 1.19 Безразмерный комплекс по теплоотдаче при течении трансформаторного масла в трубах с кольцевыми выступами при $d/D = 0,92$: 1 – $S/D = 0,66$; 2 – $S/D = 0,33$; 3 – $S/D = 1,22$; 4 – $S/D = 1,66$; 5 – $S/D = 1,94$; 6 – гладкая труба

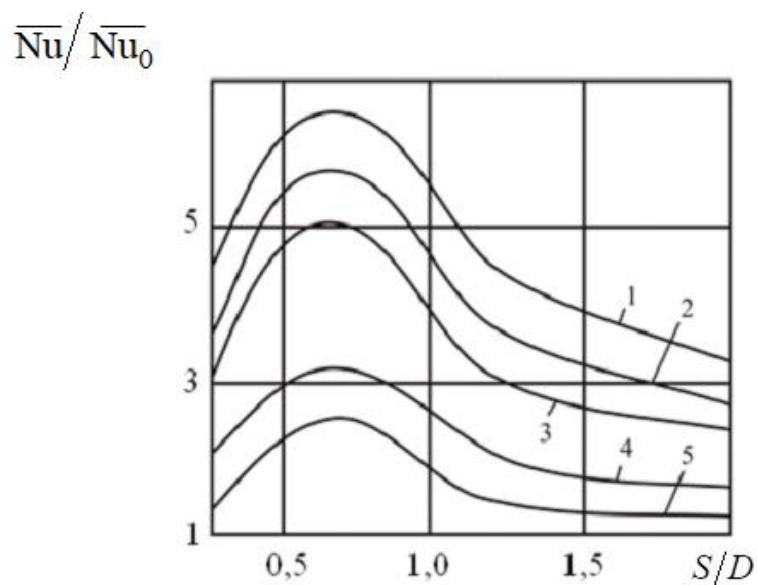


Рисунок 1.20 Влияние относительного шага накатки на интенсивность теплообмена: 1 – $Re = 1000$; 2 – $Re = 700$; 3 – $Re = 500$; 4 – $Re = 200$; 5 – $Re = 100$

Проанализировав результаты экспериментов, можно выявить закономерность, согласно которой режим течения влияет на коэффициент гидравлического сопротивления интенсифицированных труб так же, как и для гладких. Установлено, что шаг накатки кольцевых выступов оказывает значительное влияние на степень повышения гидравлического сопротивления: чем меньше S/D , тем выше ξ/ξ_0 при одном и том же значении числа Рейнольдса.

1.3 Общие принципы расчета теплообменных аппаратов

По принципу действия теплообменники классифицируются на поверхностные и смесительные аппараты. Поверхностные аппараты, т.е. с теплопередачей через разделяющие стенки, подразделяются на рекуперативные и регенеративные. Наибольшее применение в химической технологии находят рекуперативные теплообменники, где направление теплового потока не меняется во времени.

Основными показателями теплообменных аппаратов, используемыми при их проектировании и конструировании, являются: обеспечение заданного температурного режима и гидравлического сопротивления при работе в установленном временном интервале между профилактиками и ремонтами; низкая стоимость; простота конструкции; высокие гидравлические показатели; надежность; небольшие эксплуатационные затраты и т.д.

В основе теплового расчета аппаратов применяются уравнения теплового баланса, теплопроводности через разделяющие стенки, критериальные выражения теплоотдачи и теплопередачи, и гидравлического сопротивления [39, 45-50].

Основные известные расчетные выражения для поверхностных теплообменников представлены ниже.

Уравнение теплопередачи

$$Q = KF\Delta t_{cp}. \quad (1.1)$$

Удельная тепловая нагрузка

$$q = Q/F = K \Delta t_{\text{cp}} \quad . \quad (1.2)$$

Для плоской поверхности коэффициент теплопередачи

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_x} \right]^{-1} \quad . \quad (1.3)$$

Средняя разность температур для противотока и прямотока

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})} \quad . \quad (1.4)$$

Критериальные выражения:

– при развитом турбулентном течении в прямых гладких трубах ($\text{Re}_d > 10^4$)

$$\text{Nu}_d = 0,021 \varepsilon_e \text{Re}_d^{0,8} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \quad , \quad (1.5)$$

где коэффициент ε_e учитывает влияние входного участка трубы и зависит от отношения L/d . При $L/d > 50$, $\varepsilon_e = 1,0$; $\text{Nu}_d = \alpha d / \lambda$.

– в прямых трубах при $\text{Re} < 2300$ на начальном участке

$$\text{Nu}_d = 1,55 \varepsilon_e \left(\text{Pe} \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \quad ; \quad (1.6)$$

– в прямых трубах с учетом естественной конвекции

$$\text{Nu}_d = 1,08 \left(\text{Pe} \frac{d}{L} \right)^{0,4} (\text{Gr Pr})^{0,1} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \quad , \quad (1.7)$$

при $20 \leq (\text{Pe} d / L) \leq 120$; $10^6 \leq (\text{Gr} / \text{Pr}) < 1,3 \cdot 10^7$; $2 \leq \text{Pr} \leq 10$. $\text{Pe} = \text{Re}_d \text{Pr}$ – число Пекле.

Приведенные выше известные выражения для числа Nu_d справедливы для труб без интенсификаторов теплообмена.

Выражения, полученные на основе моделей турбулентного пограничного слоя [51-54]:

Теплоотдача от пластины ($\text{Re}_L > 10^5$)

$$Nu_L = \frac{Re_L \sqrt{C_f / 2} Pr^{0,43}}{R_1 + 2,5 \ln(R_\delta / R_1)}, \quad (1.8)$$

где $Nu_L = \alpha L / \lambda$ - число Нуссельта; $Re_L = u_\infty L / \nu$ - число Рейнольдса; C_f - коэффициент трения; $R_1 = 11,6$; L - длина пластины, м.

Безразмерная толщина пограничного слоя

$$R_\delta = 0,205 Re_L^{0,8} \sqrt{C_f / 2}. \quad (1.9)$$

Теплоотдача в гладкой трубе ($Re_d > 10^4$)

$$Nu_d = \frac{Re_d \sqrt{\xi / 8} Pr^{0,43}}{R_1 + 2,5 \ln(R_\delta / R_1)}, \quad (1.10)$$

где $\xi = 0,0032 + 0,211 Re_d^{-0,237}$ - коэффициент гидравлического сопротивления; $R_1 = 11,6$; безразмерная толщина пограничного слоя

$$R_\delta = 0,25 Re_d \sqrt{\xi / 8}. \quad (1.11)$$

Теплоотдача от шероховатой поверхности в трубе [51]

$$Nu_d = \frac{Re_d \sqrt{\xi / 8} Pr^{0,43}}{11,6 \sqrt{\xi / \xi_{III}} + 2,5 \ln\left(\frac{0,25 Re_d \sqrt{\xi_{III} / 8}}{11,6 \sqrt{\xi / \xi_{III}}}\right)}, \quad (1.12)$$

где ξ_{III} - коэффициент гидравлического сопротивления шероховатой трубы.

На основе модификации гидродинамической аналогии получено [55, 56]

$$Nu_{III} = 0,158 Re_d^{0,857} \left(\sqrt{\xi_{III} / 8}\right)^{0,429} Pr^{0,43}. \quad (1.13)$$

Для каналов с интенсификаторами известны многие десятки различных выражений для чисел Нуссельта [15, 36, 43, 57-63].

Например для проволочного спирального завихрителя ($L = 35,3D$; $0,35 \leq D/S \leq 1,76$; $1,7 \cdot 10^3 \leq Re_d \leq 20 \cdot 10^3$) [27].

$$Nu_d = 1,84 Re^{0,44} Pr^{0,36} (D/S)^{0,33}, \quad (1.14)$$

при $0,13 \leq D/S \leq 1,31$.

1.4 Показатели работы теплообменников

Методы оценки эффективности теплообмена рассмотрены в работах [1, 28, 37, 39 и др.] и представлены ниже.

Показатели характеризуют теплогидравлическую эффективность, надежность, долговечность, простоту конструкции, затраты на эксплуатацию.

Коэффициент полезного действия теплообменника (тепловая эффективность) записывается в форме

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.15)$$

где Q_1 – максимальное возможное количество тепла, которое может быть передано от горячего теплоносителя к холодному в данных условиях; Q_2 – действительное количество тепла, переданное от горячего теплоносителя к холодному, т.е. реальный тепловой поток.

Максимально возможный поток тепла зависит от разности температур и водяного эквивалента теплоносителя. Поток может записываться в виде произведения меньшего водяного эквивалента на полную разность начальных температур теплоносителей.

$$Q = W_{\min} \Delta t_{\max} \quad (1.16)$$

При слабом изменении теплоемкости теплоносителя в заданном интервале температур, записывают тепловую эффективность (1.15) (КПД) теплообменника в виде

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{W_{\min} (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})}{W_{\min} (t_{1\text{к}} - t_{1\text{н}})} = \frac{\delta t_{\delta}}{\Delta t_{\max}}, \quad (1.17)$$

где $\Delta t_{\max} = (t_{1\text{н}} - t_{2\text{н}})$ – максимальный температурный напор или разность температур теплоносителей; δt_{δ} – изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом.

Величина нагрева среды составит

$$\Delta t = \Delta t_{\max} - \delta t_{\delta} \quad (1.18)$$

Из (1.17) и (1.18) записывают КПД

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t}{\Delta t_{\max}} \quad (1.19)$$

Поток тепла к жидкости от конденсирующего пара через элемент подачи поверхности теплопередачи

$$dQ = Gc_p dt = w dt = K dF (t_{\Pi} - t_{\text{ж}}) \quad (1.20)$$

где Gc_p – водяной эквивалент жидкости Дж/(сК); K – коэффициент теплопередачи Вт/(м²К); t_{Π} – температура конденсации пара, °С; $t_{\text{ж}}$ – переменная температура нагреваемой жидкости, °С.

Разделяя переменные в (1.20) записывают интегралы

$$\int_0^F \frac{K dF}{W} = \int_{t_{\text{жк}}}^{t_{\text{жн}}} \frac{dt}{t_{\Pi} - t_{\text{ж}}} \quad (1.21)$$

или

$$\frac{KF}{W} = \ln \frac{t_{\Pi} - t_{\text{жн}}}{t_{\Pi} - t_{\text{жк}}} \quad (1.22)$$

В данном выражении $t_{\Pi} - t_{\text{жн}} = \Delta t_{\max}$, $t_{\Pi} - t_{\text{жк}} = \Delta t$, тогда

$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t} = \exp(-KF / W) \quad (1.23)$$

Отсюда тепловая эффективность (КПД) пароводяного теплообменника записывается в форме

$$\eta = 1 - \exp(-KF / W) \quad (1.24)$$

Данное выражение справедливо как для подогревателей, так и испарителей с жидкостным обогревом.

Представленные выше выражения получены при идеальном вытеснении теплоносителей.

1.5 Объемные интенсификаторы теплообмена в каналах

Различные стационарные проточные заполнители каналов теплообменных аппаратов являются эффективными интенсификаторами процессов теплообмена и смешения сред [28-30, 52, 53, 57-64]. Такими

заполнителями могут быть пористые материалы, шаровые укладки, зернистые слои, мелкие хаотичные насадки, витые элементы и др. Основными характеристиками таких заполнителей являются – удельная поверхность – a_v , $\text{м}^2/\text{м}^3$ и удельный свободный объем (порозность или пористость) – $\varepsilon_{\text{св}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$. Доля свободного сечения для прохождения теплоносителя в среднем равна $\varepsilon_{\text{св}}$.

Для снижения гидравлического сопротивления выбираются слои с максимальным значением свободного объема.

На рисунках и в таблицах представлены металлические хаотичные элементы, которые могут применяться в качестве объемных интенсификаторов теплообмена [65-67].

Таблица 1.2 - Геометрические характеристики хаотичных насадок

Металлические (стальные) кольца Палля					
Размер насадки, мм	a_v , $\text{м}^2/\text{м}^3$	$\varepsilon_{\text{св}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$	Эквивалентный диаметр	Кол-во элементов в 1 м^3	Насыпная плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$
15×15×0,4	368–380	0,9–0,93	0,01	229225–230000	525
25×25×0,6	223–235	0,9–0,954	0,015	52000–53900	471–490
25×25×0,8	220	0,92	–	46000	–
Металлические кольца (стальные) Рашига					
8×8×0,3	630	0,9	–	900000–1500000	750
80×80×8	–	0,74	–	374000	440
10×10×0,5	500	0,88	0,007	770000	960
12×12×0,5	500	–	–	450000	810
15×15×0,25	350	–	–	240000	330
15×15×0,5	350–378	0,917–0,92	0,012	210000–260778	660
16×16×0,3	370	–	–	–	–
25×25×0,5	220	0,92	0,017	46000–55000	640

35×35×1,0	150	-	-	19000	570
50×50×0,8	110	0,95	0,035	5600-7000	430

На рис. 1.21–1.25 даны металлические насадки «Инжехим» [65, 68-70], которые далее использованы в качестве объемных интенсификаторов теплообмена.



Рисунок 1.21 Нерегулярная насадка «Инжехим-2000» [65]



Рисунок 1.22 Вид насадочного слоя

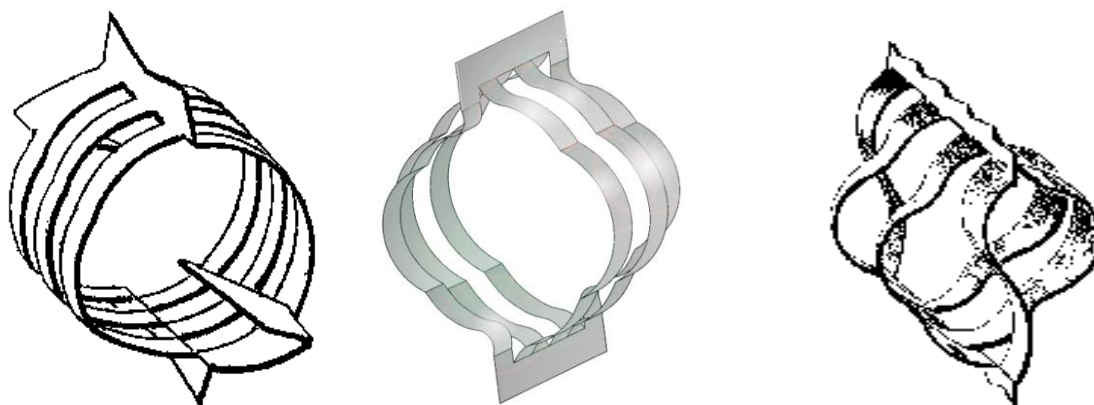


Рисунок 1.23 Элементы насадок «Инжехим» [68]

Геометрические характеристики насадки «Инжехим–2002»
представлены ниже:

материал насадки	листовая сталь 0,5 мм
размер элемента	50×40×35 мм
удельная поверхность a_v	200 м ² /м ³
удельный свободный объем $\varepsilon_{св}$	0,95 м ³ /м ³
количество элементов в 1 м ³ N	31000 шт./м ³
эквивалентный диаметр $d_э$	0,019 м



Рисунок 1.24 Элементы насадки «Инжехим–2002»

Насадка образована четырьмя изогнутыми полосами, попарно через одну смещенными относительно друг друга.



Рисунок 1.25 «Инжехим 2003–М»

Геометрические характеристики насадки «Инжехим 2003–М» представлены ниже:

материал насадки	листовая сталь 0,1 мм
размер элемента	8×7×5 мм
удельная поверхность a_v	745 м ² /м ³
удельный свободный объем $\varepsilon_{св}$	0,91 м ³ /м ³
количество элементов в 1 м ³ N	5330000 шт./м ³
эквивалентный диаметр $d_э$	0,0049 м

В табл. 1.3 представлены характеристики некоторых известных мелких насадок, которые могут применяться для интенсификации теплообмена [65,73].

Таблица 1.3 – Геометрические характеристики мелких хаотичных насадок

Насадка	Материал	Размер, мм	Насыпной вес, кг/м ³	Доля свободного объема $\xi_{св}$, м ³ /м ³	Удельная поверхность α , м ² /м ³
Сетчатые седла Мак Магона	Сталь	6x3,7	530	0,93	2060
Ситчатые цилиндрические кольца	Сталь	4x4x0,7 6x6,1x0,1	380	0,95	2190
Цилиндрические кольца с перегородкой	Сталь	2x2x0,2	1970	0,74	3170
		2,3x2,5x0,2	1900	0,75	2500
Колпачки из сетки	Никель	4,5x2,8	600	0,93	2300
Спирально-призматическая насадка	Нержавеющая сталь	2x2x0,2	1485	0,81	3300
		3x3x0,2	1144	0,86	2580
		4x4x0,2	855	0,94	1220
	То же	5x5x0,2	1380	0,82	1415
		7x7x0,5	1054	0,87	1080

1.6 Моделирование теплообмена в каналах с объемными интенсификаторами

Для математического моделирования процессов тепломассообмена чаще используются приближенные и численные методы. К приближенным методам относятся, например, однопараметрические интегральные методы в теории пограничного слоя, пленочная и пенетрационная модели, методы линеаризации уравнений и др. Приближенные методы с небольшой погрешностью с заданными ограничениями позволяют получать формулы, необходимые для выполнения конкретных инженерных расчетов.

Приближенное математическое описание процессов переноса в пограничном слое связано с моделями Прандтля, Кармана, Ландау и Левича, Дайслера, Тейлора, Клаузера, Шлихтинга, Лапина, Лойцянского и др., а также с развитием (модификацией) гидродинамической аналогии Рейнольдса, Прандтля, Кармана, Шервуда и Чилтона-Кольборна, Ландау-Левича, Дайслера, Ханратти и др.

Известно, что турбулентный пограничный слой, как и всякая устойчивая статистическая система, имеет консервативные свойства. На важную особенность пристенной турбулентности – весьма слабую зависимость некоторых характеристик осредненного течения по отношению к внешним возмущениям – особое внимание обратил С.С. Кутателадзе, совместно с А.И. Леонтьевым. На основе предельных относительных законов теплообмена и трения были созданы расчетные методы [71].

Известны различные модификации аналогии Рейнольдса для отрывных течений за малыми препятствиями на стенках каналов. Нарушение аналогии в отрывных течениях учитывается некоторым коэффициентом K , показывающим степень различия в интенсивности переноса импульса и тепла в отрывном потоке (работы П. Тетервина, В.К. Мигая, Г.А. Дрейцера, Б.А. Дементьева, Б.А. Кадера, А.М. Яглома, В.В. Олимпиева и др.). Так же

используется отношение коэффициентов R_τ/R_q , учитывающее различие профилей скорости и температуры [37].

Теоретическая основа рассмотренных в данном разделе подходов заключается в применении известных свойств консервативности законов трения и теплообмена к продольному градиенту давления в пограничном слое, т.е. вид математического описания элементарных актов переноса инвариантен к различным возмущениям и размеру аппарата. Влияние этих факторов не изменяет форму математического описания пограничного слоя, а учитывается параметрически.

Обычно принимается зернистый слой или насадочный, слой с движущимся через него теплоносителем как квазигомогенная среда, в которой усреднение скоростей потока и температур производится в объемах, больших, чем объем отдельного элемента слоя.

Дифференциальное уравнение конвективного теплопереноса без внутренних источников теплоты в цилиндрических координатах записывается в форме [72]

$$c_p \rho u \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda_T \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \lambda_l \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (1.25)$$

где r , x – радиальная и продольная координаты, м; u – скорость теплоносителя, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; t – температура, К; λ_T , λ_l – коэффициенты теплопроводности теплоносителя по осям координат, Вт/мК.

В хаотичной насадке турбулентность начинает развиваться при числе Рейнольдса $Re_3 > (15-40)$, где число $Re = u_{cp} d_3 / \nu$; u_{cp} – средняя скорость среды в слое, м/с; $d_3 = 4\epsilon_{св} / a_v$ – эквивалентный диаметр насадки, м; ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м²/с [67, 72]. При турбулентном режиме общий коэффициент теплопроводности будет равен

$$\lambda_3 = \lambda + \lambda_T, \quad (1.26)$$

где λ_T – коэффициент турбулентной теплопроводности, Вт/мК.

Механизм интенсификации теплоотдачи в хаотичной насадке вызван главным образом турбулизацией потока.

Распределение температур в слое определяется коэффициентом теплопроводности в насадке – λ_3 (эффективный коэффициент).

Для расчета поверхности теплопередачи в теплообменниках с объемными интенсификаторами (в данном случае с хаотичной насадкой) необходимо наличие среднего коэффициента теплопередачи, который связан выражением аддитивности (1.3).

В каналах с насадками сопротивление переносу из ядра потока к стенке трубы не всегда можно принимать сосредоточенным лишь в пограничном слое. Как известно [59, 72, 74] при $Re_3 > (40-50)$ существенное значение приобретает турбулентный перенос теплоты в хаотичном слое. Вблизи стенки происходит постепенное затухание турбулентности и важную роль приобретает молекулярный перенос.

Наиболее подробная модель пристенной теплоотдачи в зернистом слое рассмотрена в работах Яги и Кунии. Предложено общий коэффициент пристенной теплоотдачи представлять в виде суммы, состоящей из конвективной составляющей $\alpha_{ст}^K$ и постоянной составляющей $\alpha_{ст}^0$, не зависящей от скорости теплоносителя. Постоянная составляющая рассчитывается, исходя из модели пристенного слоя как квазигомогенной среды. Конвективная составляющая находится с применением теории пограничного слоя на стенке.

Безразмерный комплекс пристенной теплоотдачи представляется суммой [72]

$$Nu_{ст} = Nu_{ст}^0 + Nu_{ст}^K \quad (1.27)$$

При определении конвективной составляющей используется скорость в слое $u_{ср} = u_0 / \varepsilon_{св}$ и эквивалентный диаметр насадки, где u_0 – скорость в канале без насадки, м/с.

Постоянную составляющую $Nu_{ст}$ необходимо учитывать при малом свободном объеме хаотичного слоя и числе $Re_э < 100$. Для современных насадок $\varepsilon_{св} > 0,9$ и постоянную составляющую можно не учитывать.

Для расчета пристенных коэффициентов теплоотдачи в трубах с зернистым слоем различными исследователями получено [59, 72]

$$Nu_э = A Re_э^m \cdot Pr^n, \quad (1.28)$$

где $Nu_э = \alpha_{ст} d_э / \lambda$ – число Нуссельта.

Абсолютное большинство авторов установили, что показатель степени при числе Прандтля $n = 0,33$, а m – зависит от вида насадки, как и коэффициент пропорциональности A .

Например, для стеклянных шаров

$40 < Re_э < 2000$; $A = 0,082$; $m = 0,8$.

Шары стальные

$30 < Re_э < 700$; $A = 0,082$; $m = 1,14$.

$1250 < Re_э < 8 \cdot 10^3$; $A = 0,1$; $m = 0,8$.

Зернистые слои из нетеплопроводного материала

$150 < Re_э < 4000$; $A = 0,155$; $m = 0,75$.

На основе трехслойной модели турбулентного пограничного слоя с функциями турбулентного обмена Owen P. получено ($Re_э > 40$) [52]

$$Nu_э = \frac{1,85 Re_э^{0,75} Pr^{0,33} (\xi / 2)^{0,25}}{1,48 Re_э^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln(4 Re_э^{0,125} \xi^5)} \quad (1.29)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадки.

С применением модели Кармана установлено ($40 < Re < 10^5$) [51]

$$Nu_3 = \frac{1,85 Re_3^{0,75} (\xi / 2)^{0,25} Pr^{0,33}}{0,67 Re_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln(6,49 (Re \xi)^{0,25})} \quad (1.30)$$

С применением модели Прандтля [53]

$$Nu_3 = 0,175 Re^{0,75} (\xi / 2)^{0,25} Pr^{0,33} \quad (1.31)$$

Результаты расчетов Nu_3 по выражениям (1.29), (1.30) и (1.31) удовлетворительно согласуются ($\pm 10\%$) между собой и с экспериментальными данными различных авторов.

Выводы

Рассмотренные в данной главе пассивные методы интенсификации теплообменных процессов указывают на их разнообразие. Однако общей характеристикой является турбулизация теплоносителей и разрушение пограничного слоя, что дает повышение коэффициентов теплоотдачи. Организация перехода ламинарного течения к турбулентному особенно важна для вязких сред с большими числами Прандтля.

Турбулизация обеспечивает значительное повышение коэффициентов теплоотдачи, а значит и теплопередачи, габариты теплообменников при этом значительно снижаются.

Применение хаотичных элементов, заполняющих весь рабочий объем аппарата или отдельных каналов (труб), является одним из перспективных методов интенсификации. Недостатком такого подхода является повышенное гидравлическое сопротивление и возможные отложения загрязнений на поверхности насадок. Однако современные моющие средства позволяют удалять загрязнения довольно эффективно без разбора теплообменника и демонтажа насадок.

В различной литературе довольно широко исследованы шаровые укладки в каналах теплообменников, а также различные пористые вставки. В промышленности известно большое количество современных новых хаотичных насадочных элементов для тепло- и массообменных колонн [65, 73], обеспечивающих значительное повышение тепло- и массообменных

характеристик аппаратов химической технологии. Такие металлические элементы подходят и для интенсификации теплопередачи в теплообменниках. В связи с этим актуальной задачей является физическое и математическое моделирование интенсифицированного теплообмена в аппаратах с новыми насадками, особенно для жидких сред с повышенной вязкостью, т.к. насадки вызывают интенсивную турбулизацию среды и значительное повышение эффективности теплообмена.

ГЛАВА 2

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В данной главе детально показана конструкция теплообменника радиально-спирального типа, разработанного автором диссертации [81]. Также в главе описывается физическое моделирование процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике [81], предлагается методика его расчета, основанная на математическом [84] и физическом моделировании процесса, протекающего в нем. Также приводятся результаты проверки адекватности построенной модели путем сравнения результатов вычислительного эксперимента, проведенного с помощью математической модели, с известными литературными данными и с результатами физического моделирования, реализованного на специально разработанных экспериментальных стендах.

Целью данной главы является экспериментальное исследование процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике (ПТ), сравнение полученных результатов с данными вычислительного эксперимента, проведенного с использованием математической модели процесса, установление оптимальных значений технологических параметров реализации процесса пленочной конденсации в ПТ, разработка методики расчета ПТ.

2.1 Конструкция теплообменника – конденсатора

В различных отраслях промышленности широко используются тепломассообменные процессы, связанные с конденсацией и испарением. Очень часто процессы конденсации и испарения реализуются в химической технологии при разделении различных смесей, например, углеводородных. Процессы конденсации и испарения в различных режимах их реализации изучаются давно и интенсивно, и имеется множество работ по этой проблематике [75-80]. Однако исследования не завершены, и работы в этой области продолжаются. К настоящему времени разработано множество

аппаратов для реализации процессов пленочной конденсации, но, несмотря на это, актуальной остается проблема, связанная с разработкой новых эффективных устройств для реализации этих процессов и методик расчета с учетом изменения теплофизических свойств перерабатываемых сред.

В диссертации разработан теплообменный аппарат радиально-спирального типа для проведения теплообменных процессов [81]. Разработанный теплообменный аппарат имеет вертикальный корпус с штуцерами подвода и отвода теплоносителей, а также снабжен коллекторами для подвода первого теплоносителя. Блоки теплообменных элементов устанавливаются внутри корпуса один над другим в один или несколько слоев. Каждый блок представляет из себя вертикально установленные теплообменные элементы. Тогда как каждый теплообменный элемент сделан полым с образованием внутри радиально-спирального щелевого канала для первого теплоносителя. Теплообменные элементы располагаются друг к другу таким образом, чтобы образовывались наружные вертикальные щелевые каналы для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Блоки теплообменных элементов имеют форму прямой призмы. Каналы теплообменных элементов радиально-спирального типа каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. Теплообменные блоки устанавливаются друг над другом таким образом, чтобы движение теплоносителя в одном из блоков было направлено от оси теплообменного блока к периферии, а в смежном блоке - от периферии к оси. Теплообменник радиально-спирального типа может быть изготовлен из теплообменных элементов, попарно соединенных между собой так, что движение первого теплоносителя по радиально-спиральным щелевым каналам направлено от оси теплообменного блока к периферии и далее по смежным в паре элементам - от периферии к оси. Преимуществом данного подхода является упрощение конструкции теплообменника радиально-спирального типа, а также увеличение удельной теплообменной поверхности в единице его объема

благодаря возможности заполнения объема теплообменника блоками теплообменных элементов.

Разработанный теплообменник радиально-спирального типа [81] относится к аппаратам для проведения теплообменных процессов и находит применение в промышленности, в быту для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому, а также для формирования теплообменной зоны в реакционных, абсорбционных и ректификационных аппаратах при подаче или отводе тепла от технологического потока.

Традиционно процесс теплообмена осуществляют в теплообменниках, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через стенку из теплопроводящего материала, которая служит поверхностью теплообмена.

Известен аппарат [82] для проведения теплообменных и диффузионных процессов, содержащий цилиндрический корпус с патрубками для ввода и вывода реагента и теплоносителя, блок теплообменных элементов, вертикально установленных внутри корпуса последовательно один за другим с образованием кольцевого ряда вокруг продольной оси корпуса. Каждый из них выполнен полым с двумя изогнутыми противоположными боковыми стенками, кривизна поверхностей которых уменьшается в направлении от продольной оси корпуса к его стенке. Причем теплообменные элементы размещены на равных друг от друга расстояниях с образованием между ними наружных спиралеобразных каналов для перемещения потоков реагента, соосищенных с центральным и периферийным кольцеобразными каналами, соединенными с камерами ввода и вывода реагента, соосищенными соответственно с патрубками ввода и вывода реагента, а внутренние полости теплообменных элементов, служащие каналами для перемещения потоков теплоносителя, соосищены с камерами ввода и вывода теплоносителя, соединенными соответственно с патрубками ввода и вывода теплоносителя. Аппарат дополнительно снабжен размещенными внутри корпуса распределительным и выпускным коллекторами, каждый из которых

образован двумя коаксиально установленными вдоль продольной оси корпуса обечайками, кольцеобразная полость между которыми ограничена в осевом направлении верхней и нижней крышками и сообщена с внутренними полостями теплообменных элементов посредством щелевидных прорезей, выполненных на одной из горизонтально расположенных торцевых стенок теплообменных элементов, и примыкающей к ним одной из крышек соответствующего коллектора. При этом кольцеобразная полость распределительного коллектора служит камерой ввода теплоносителя, а кольцеобразная полость выпускного коллектора является камерой вывода теплоносителя. Кроме того, у каждого теплообменного элемента указанные прорези выполнены в непосредственной близости от его вертикальных стенок, а полость центрального канала для перемещения потоков реагента ограничена вертикальными торцевыми стенками теплообменных элементов, близкорасположенными к продольной оси корпуса. Полость периферийного кольцеобразного канала для перемещения потока реагента заключена между внутренней поверхностью стенки корпуса и удаленными от продольной оси корпуса вертикальными торцевыми стенками теплообменных элементов.

Преимущественным вариантом является выполнение аппарата:

- когда распределительный коллектор размещен в камере вывода реагента, а прорези, посредством которых его кольцеобразная полость сообщена с внутренними полостями теплообменных элементов, выполнены в нижних торцевых стенках теплообменных элементов в непосредственной близости от вертикальных торцевых стенок, близко расположенных к продольной оси корпуса, и в верхней крышке коллектора, при этом выпускной коллектор размещен в камере ввода реагента, а прорези, посредством которых его кольцеобразная полость сообщена с внутренними полостями теплообменных элементов, выполнены в верхних торцевых стенках теплообменных элементов в непосредственной близости от их вертикальных торцевых стенок, удаленных от продольной оси корпуса, и в нижней крышке коллектора, кроме того, в нижней и верхней крышках распределительного

коллектора выполнены центральные отверстия, образующие вместе с полостью его внутренней обечайки сквозной канал, сообщенный с центральным каналом для перемещения потока реагента и с камерой его вывода;

- когда аппарат дополнительно снабжен устройством для распределения реагента по наружным стенкам теплообменных элементов, установленным над распределительным коллектором, размещенным в камере ввода реагента, а прорези, посредством которых кольцеобразная полость распределительного коллектора сообщена с внутренними полостями теплообменных элементов, выполнены в верхних торцевых стенках теплообменных элементов в непосредственной близости от их вертикальных торцевых стенок, удаленных от продольной оси корпуса, при этом выпускной коллектор размещен в камере вывода реагента, а прорези, посредством которых кольцеобразная полость выпускного коллектора сообщена с внутренними полостями теплообменных элементов, выполнены в торцевых стенках теплообменных элементов в непосредственной близости от их вертикальных торцевых стенок, близ расположенных от продольной оси корпуса;

- когда аппарат дополнительно снабжен, по меньшей мере, двумя вертикально установленными внутри корпуса блоками теплообменных элементов с распределительными и выпускными коллекторами;

- когда аппарат дополнительно снабжен направляющими элементами, горизонтально установленными во внутренних и наружных каналах теплообменных элементов на расстоянии друг от друга по высоте каналов;

- когда каждый наружный спиралеобразный канал имеет в плоскости, перпендикулярной продольной оси корпуса, постоянную ширину [69].

Недостатками известного аппарата для проведения теплообменных и диффузионных процессов являются:

- сложность конструкции;
- недостаточная удельная поверхность теплообмена, приходящаяся на единицу объема теплообменника;

– для прокачки первого теплоносителя последовательно через несколько блоков необходимо выводить теплоноситель за пределы корпуса через патрубок отвода предыдущего блока и возвращать его во внутреннюю полость корпуса через патрубок подвода теплоносителя последующего блока, что значительно усложняет конструкцию и приводит к дополнительной потере давления потока и увеличению расхода энергии на его прокачку через теплообменник.

Наиболее близким по технической сущности является теплообменник радиально-спирального типа, [83] содержащий вертикальный цилиндрический корпус с патрубками подвода и отвода теплоносителей, внутри которого установлены один над другим два или более блоков теплообменных элементов с образованием периферийного кольцеобразного и центрального цилиндрического распределительных коллекторов. Каждый блок образован из установленных вертикально и примыкающих друг к другу теплообменных элементов, которые свариваются между собой вертикальными швами и образуют по итогу кольцевой ряд вокруг вертикальной оси корпуса. Каждый теплообменный элемент сделан полым и представляет собой две сваренные по двум горизонтальным сторонам стенки с дистанционными выступами, которые имеют в поперечном сечении форму спирали Архимеда. Данные теплообменные элементы образуют во внутренней полости радиально-спиральный щелевой канал для одного из теплоносителей. Теплообменные элементы прилегают друг к другу, образуя при этом наружные вертикальные щелевые каналы для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Стоит отметить, что внутренние полости спиралевидных теплообменных элементов каждого блока сообщаются с периферийным и центральным коллекторами распределителей, а между смежными блоками теплообменных элементов поочередно в периферийном и центральном распределительных коллекторах установлены горизонтальные перегородки, разделяющие каждый из распределительных коллекторов на отдельные изолированные полости, препятствуя при этом движению потока

теплоносителя вдоль распределительного коллектора и направляя его после истечения из внутренних полостей теплообменных элементов одного блока во внутренние полости теплообменных элементов последующего блока.

Преимущественным является выполнение:

- когда каждый последующий из установленных в корпусе блоков выполнен с противоположным по сравнению с предыдущим блоком направлением кривизны теплообменных элементов;

- когда блоки выполнены с теплообменными элементами, предпочтительно имеющими кривизну, которая обеспечивает закрутку потока теплоносителя, перемещающегося в радиально-спиральном направлении, против часовой стрелки в теплообменнике, предназначенном для использования в северном полушарии Земли, а по часовой стрелке - в южном полушарии.

Недостатками известного теплообменника являются:

- сложность конструкции, вызванная сложностью изготовления и монтажа блоков теплообменных элементов внутри теплообменника;

- недостаточная удельная теплообменная поверхность в единице объема из-за наличия периферийных коллекторов внутри теплообменных блоков, которые занимают часть полезного объема теплообменника.

Задачей изобретения являются упрощение конструкции теплообменника радиально-спирального типа, увеличение удельной теплообменной поверхности в единице объема.

Техническая задача по первому варианту решается тем, что теплообменник радиально-спирального типа, содержащий вертикальный корпус с патрубками подвода и отвода теплоносителей, снабжен коллекторами для первого теплоносителя. Внутри корпуса установлены один над другим два или более блоков теплообменных элементов. Каждый блок сформирован из вертикально установленных теплообменных элементов. Каждый теплообменный элемент выполнен полым с образованием внутреннего радиально-спирального щелевого канала для первого теплоносителя.

Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Согласно изобретению, блоки теплообменных элементов выполнены в форме прямой призмы. Радиально-спиральные щелевые каналы теплообменных элементов каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. При этом щелевые каналы смежных установленных один над другим блоков для протока первого теплоносителя соединены между собой таким образом, что движение теплоносителя в одном из блоков направлено от оси теплообменного блока к периферии, а в смежном блоке - от периферии к оси.

Техническая задача по второму варианту решается тем, что теплообменник радиально-спирального типа, содержащий вертикальный корпус с патрубками подвода и отвода теплоносителей, снабжен коллекторами для первого теплоносителя. Внутри корпуса установлены блоки теплообменных элементов. Каждый блок сформирован из вертикально установленных теплообменных элементов. Каждый теплообменный элемент выполнен полым с образованием внутреннего радиально-спирального щелевого канала для первого теплоносителя. Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Согласно изобретению, блоки теплообменных элементов выполнены в форме прямой призмы. Радиально-спиральные щелевые каналы теплообменных элементов каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. При этом теплообменные элементы блока попарно сварены между собой так, что движение первого теплоносителя по радиально-спиральным щелевым каналам направлено от оси теплообменного блока к периферии и далее по смежным в паре элементам - от периферии к оси.

Применяемые технические решения позволяют упростить конструкцию теплообменника радиально-спирального типа, а также увеличить удельную

теплообменную поверхность в единице объема за счет возможности заполнения объема теплообменника блоками теплообменных элементов.

Заявляемый радиально-спиральный теплообменник по первому варианту изображен на рисунках 2.1-2.6.

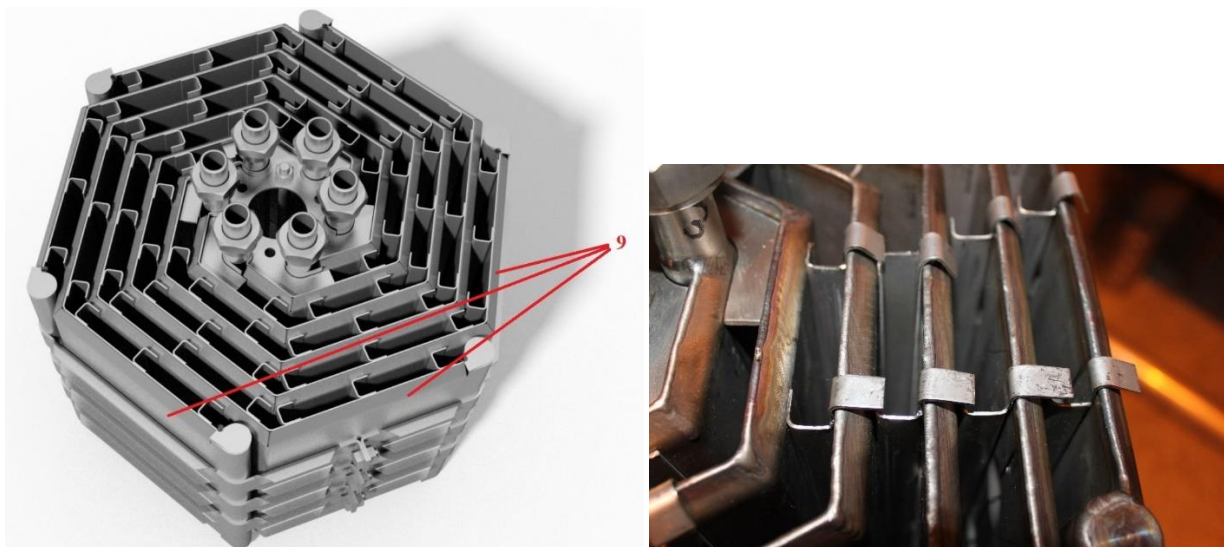


Рисунок 2.1 Общий вид блока пластин

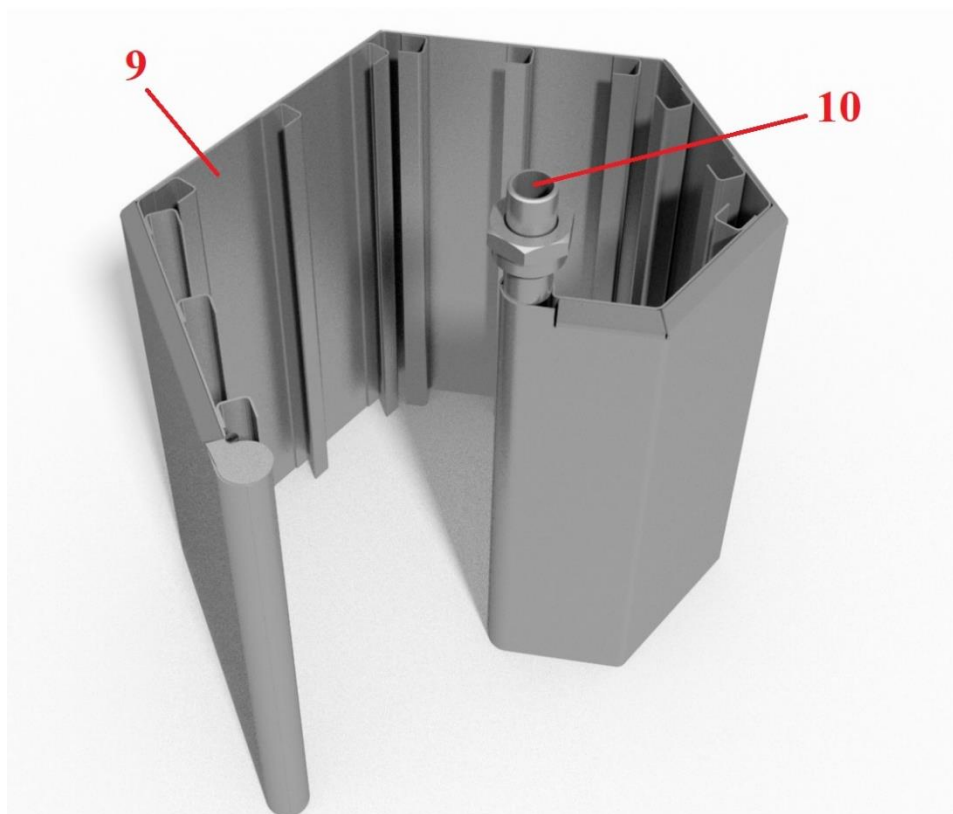


Рисунок 2.2 Общий вид одной пластины (теплообменный элемент)

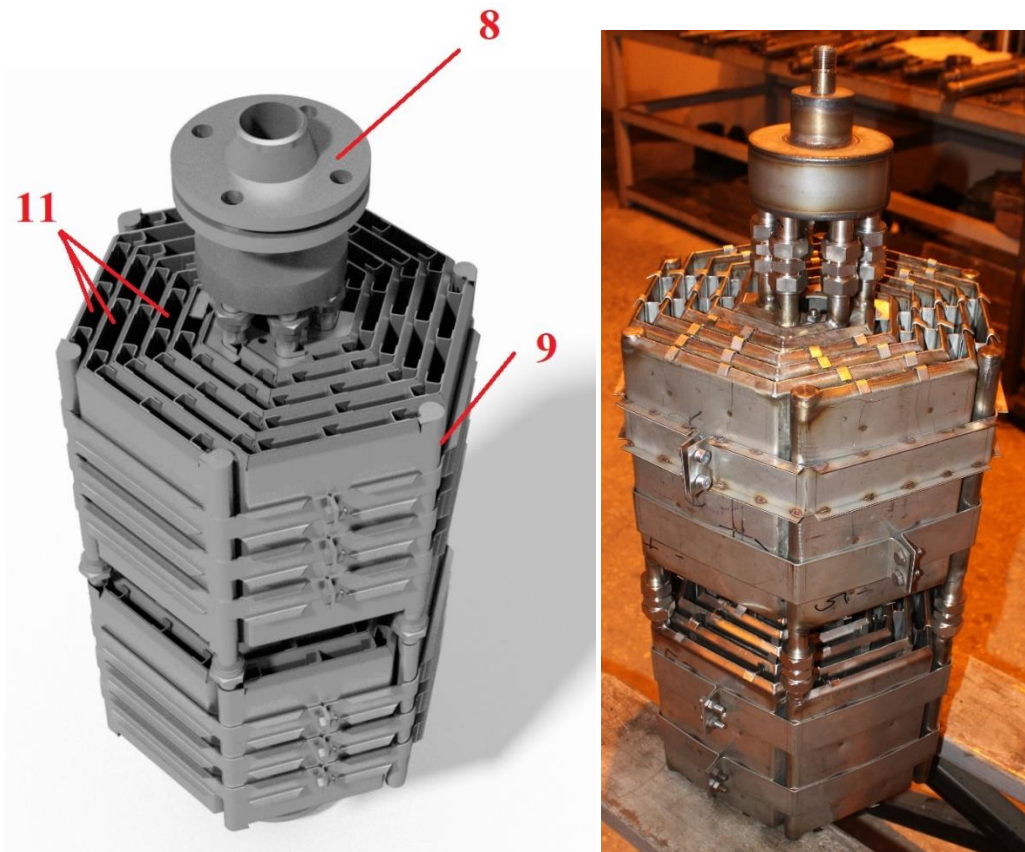


Рисунок 2.3 Общий вид двух собранных блоков пластин

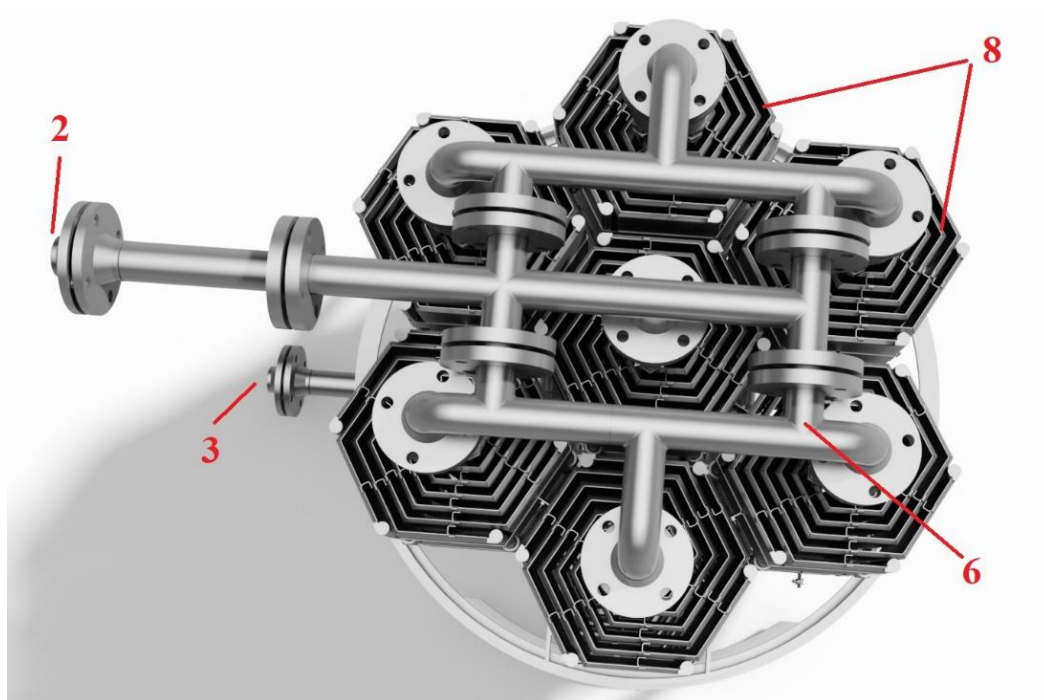


Рисунок 2.4 Теплообменные блоки с коллекторами ввода и вывода

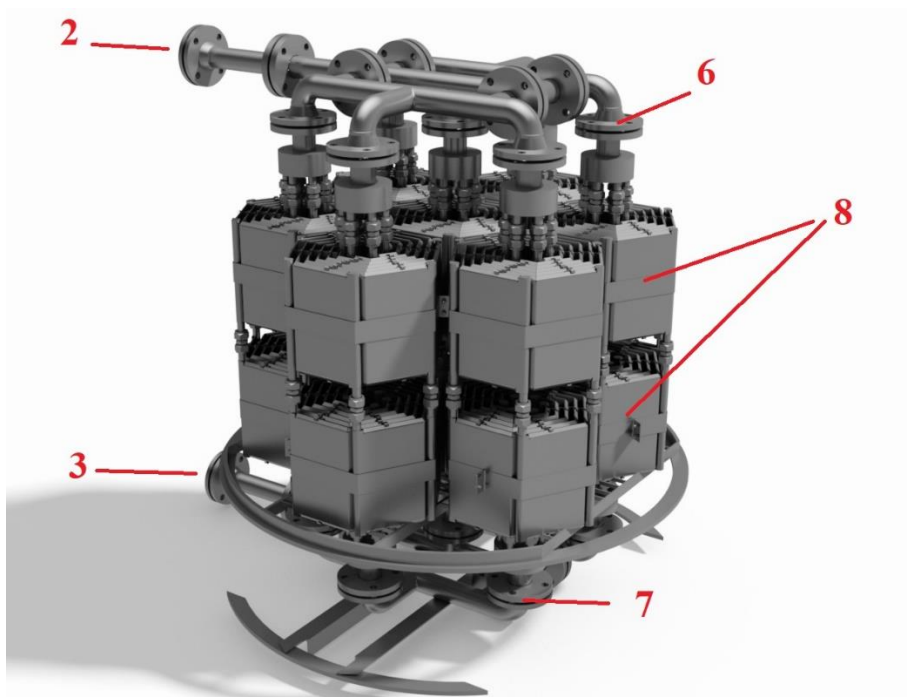


Рисунок 2.5 Теплообменные блоки с коллекторами ввода и вывода

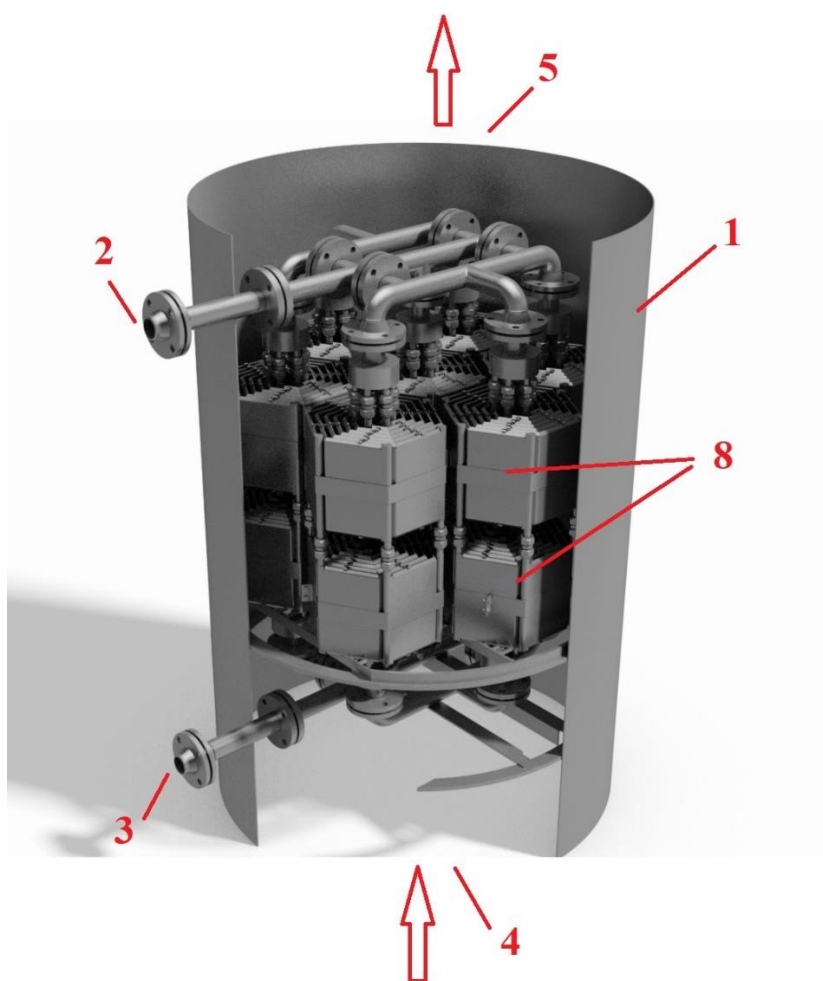


Рисунок 2.6 Теплообменные блоки внутри кожуха

Радиально-спиральный теплообменник содержит корпус 1 со штуцерами подвода 2 и отвода 3 первого теплоносителя, штуцерами подвода 4 и отвода 5 второго теплоносителя. При это второй теплоноситель движется в аксиальном направлении. Теплообменник имеет распределительный коллектор 6 и выходной коллектор 7 для первого теплоносителя. В корпусе 1 вдоль вертикальной оси установлены блоки 8 теплообменных элементов 9 (рис. 2.10). Блок 8 теплообменных элементов выполнен в форме прямой призмы. Каждый блок выполнен из вертикально установленных теплообменных элементов 9. Каждый теплообменный элемент 9 сформирован полым с образованием внутреннего радиально-спирального щелевого канала 10 для первого теплоносителя. Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов 11 для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Радиально-спиральные щелевые каналы теплообменных элементов каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. Радиально-спиральные щелевые каналы 10 смежных установленных один над другим блоков для протока первого теплоносителя соединены между собой таким образом, что движение теплоносителя в одном из блоков направлено от оси теплообменного блока к периферии, а в смежном блоке - от периферии к оси.

Два или более блоков теплообменных элементов, установленных один над другим, могут быть распределены в вертикальном корпусе по его сечению, см. рис. 2.3, 2.5. На рис. 2.1 изображен блок теплообменных элементов в аксонометрии, а на рис. 2.2 - теплообменный элемент.

Заявляемый радиально-спиральный теплообменник по второму варианту изображен на рисунках 2.7-2.12.

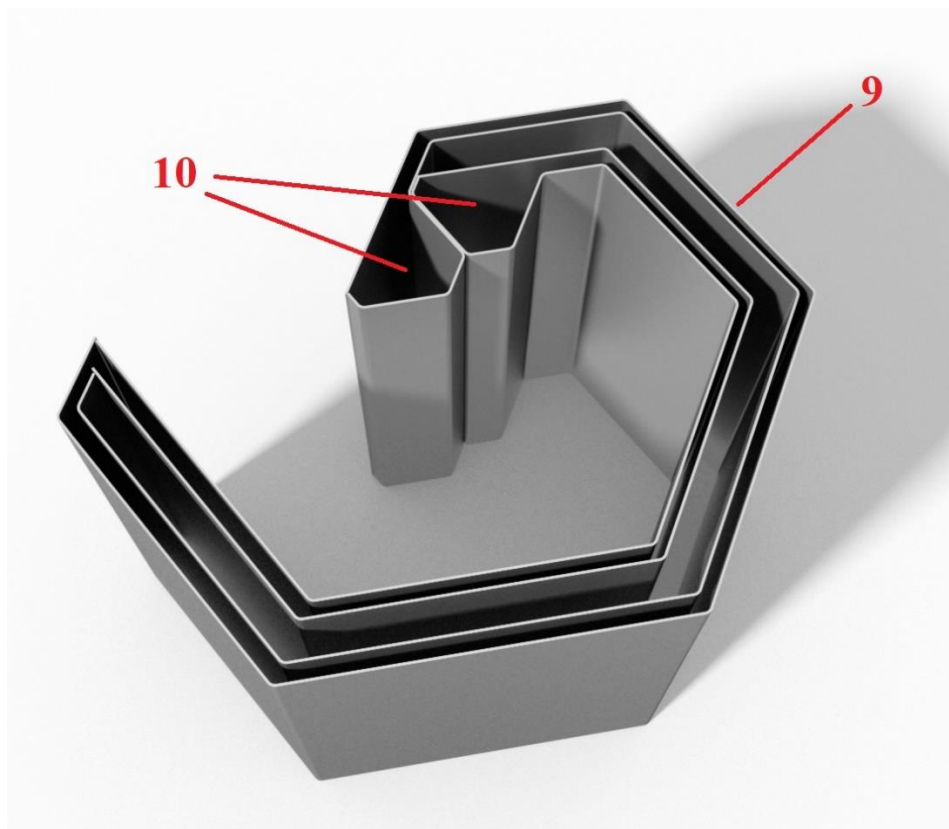


Рисунок 2.7 Общий вид замкнутого контура

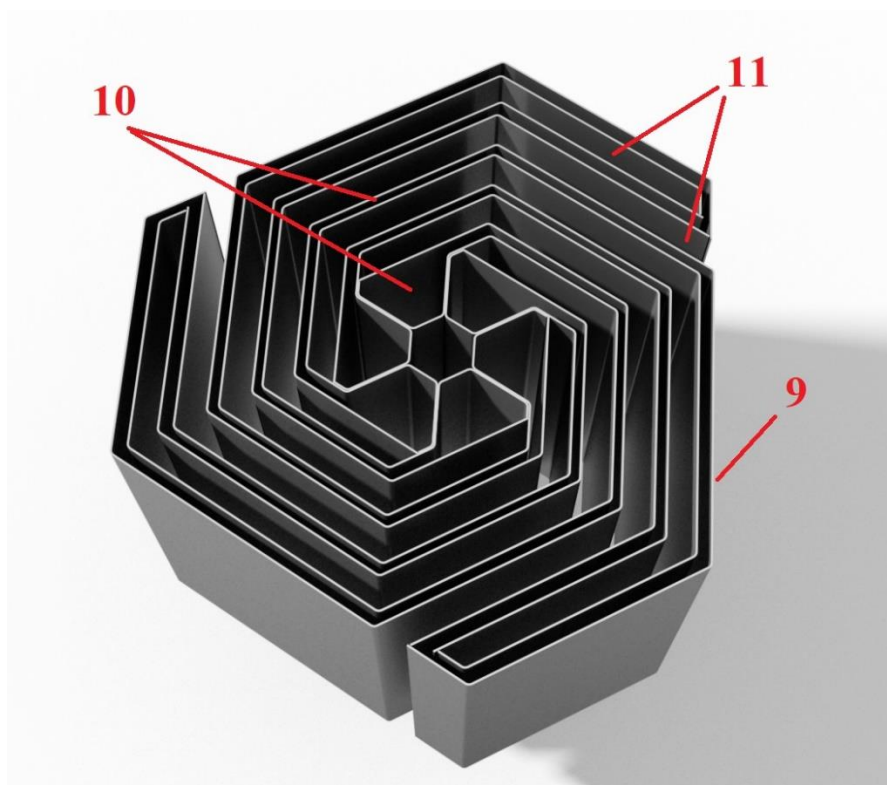


Рисунок 2.8 Общий вид теплообменного блока с замкнутыми контурами

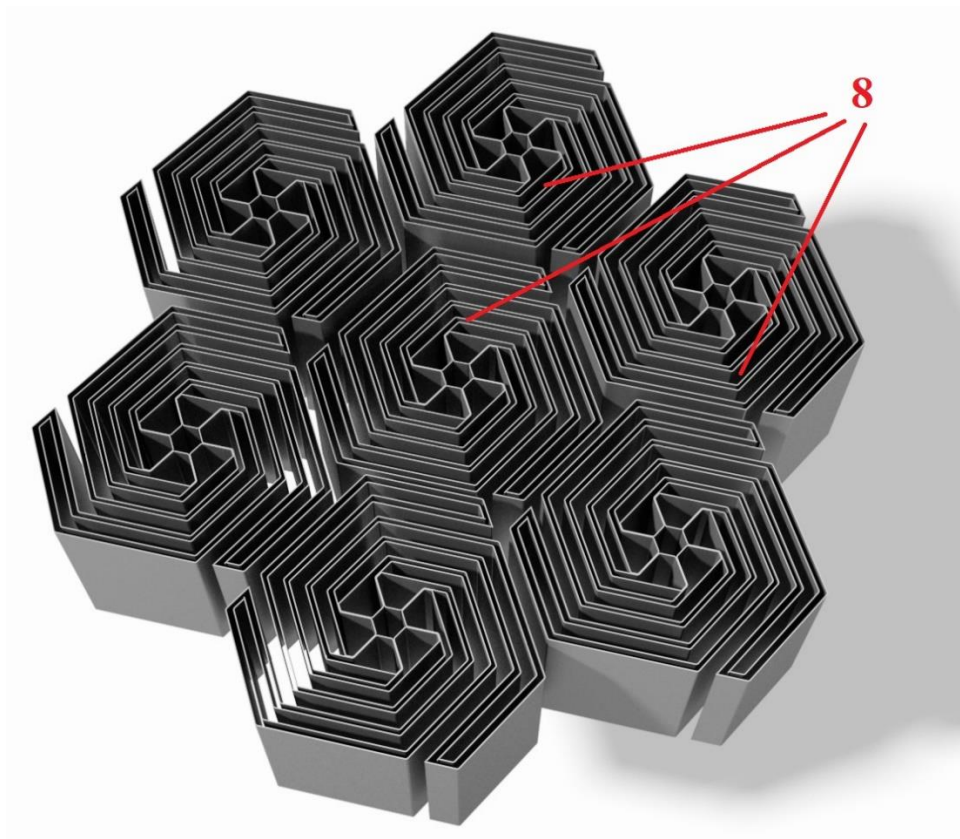


Рисунок 2.9 Расположение теплообменных блоков внутри корпуса

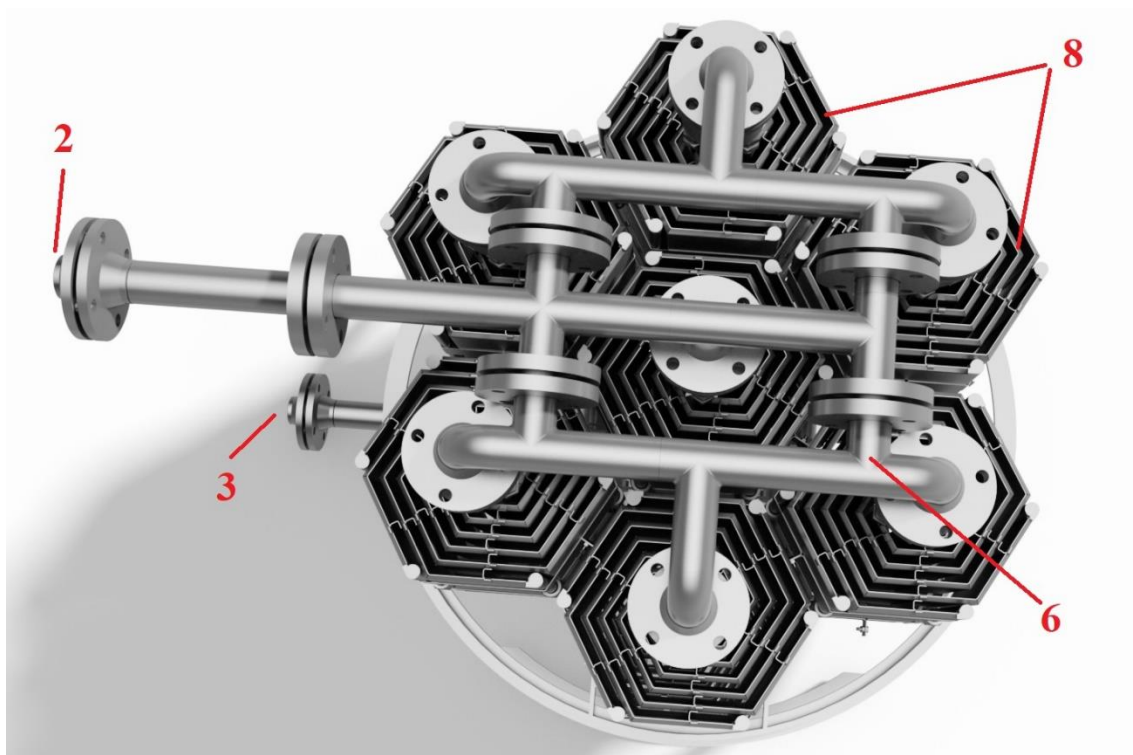


Рисунок 2.10 Теплообменные блоки с коллекторами ввода и вывода

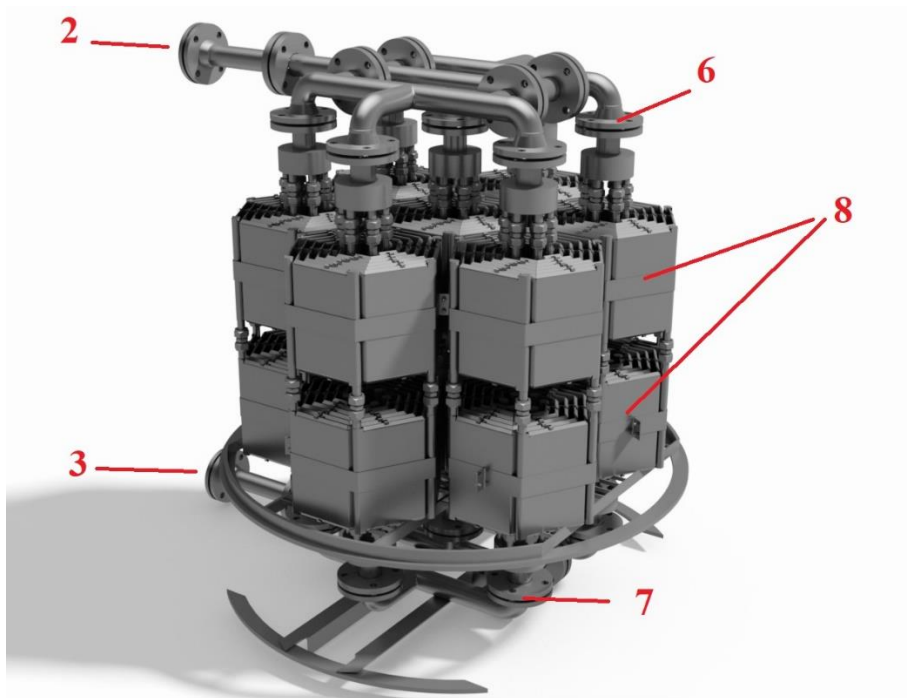


Рисунок 2.11 Теплообменные блоки с коллекторами ввода и вывода

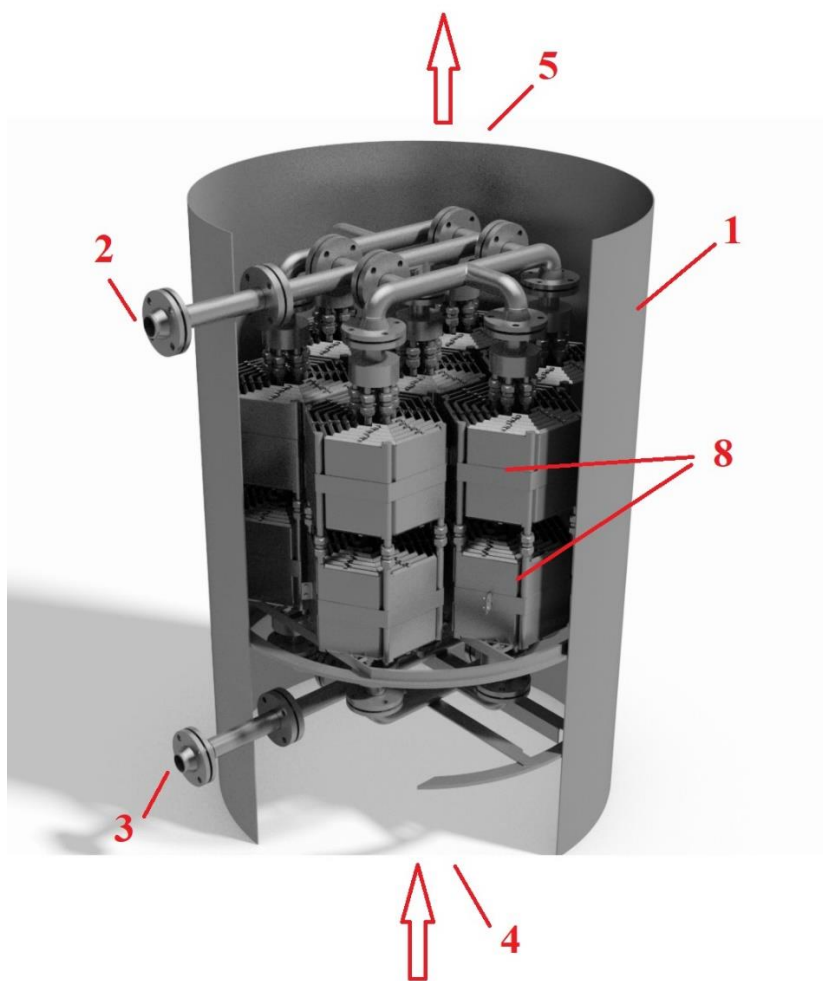


Рисунок 2.12 Теплообменные блоки внутри кожуха

Радиально-спиральный теплообменник содержит корпус 1 со штуцерами подвода 2 и отвода 3 первого теплоносителя, штуцерами подвода 4 и отвода 5 второго теплоносителя. При это второй теплоноситель движется в аксиальном направлении. Теплообменник имеет распределительный коллектор 6 и выходной коллектор 7 для первого теплоносителя. В корпусе 1 вдоль вертикальной оси установлены блоки 8 теплообменных элементов 9 (рис. 2.10). Блок 8 теплообменных элементов выполнен в форме прямой призмы. Каждый блок выполнен из вертикально установленных теплообменных элементов 9. Каждый теплообменный элемент 9 сформирован полым с образованием внутреннего радиально-спирального щелевого канала 10 для первого теплоносителя. Теплообменные элементы расположены друг относительно друга с образованием наружных вертикальных щелевых каналов 11, в которых перемещается в аксиальном направлении второй теплоноситель. Радиально-спиральные щелевые каналы теплообменных элементов каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. При этом теплообменные элементы 9 блока 8 попарно сварены между собой так, что движение первого теплоносителя по радиально-спиральным щелевым каналам 10 направлено от оси теплообменного блока к периферии и далее по смежным в паре элементам - от периферии к оси.

Блоки теплообменных элементов могут быть установлены один над другим и распределены в вертикальном корпусе по его сечению, см. рис. 2.11, 2.12. На рис. 2.8 изображен блок теплообменных элементов в аксонометрии, а на рис. 2.7 - пара теплообменных элементов, сваренных между собой.

Теплообменник, изготовленный по первому варианту, работает следующим образом.

Первый теплоноситель через патрубок 2 поступает в распределительный коллектор 6, проходит через радиально-спиральные щелевые каналы 10 теплообменных элементов 9 верхних блоков 8, при этом движение первого теплоносителя направлено от оси теплообменного блока к периферии. Далее теплоноситель поступает в радиально-спиральные щелевые каналы 10

теплообменных элементов 9 смежных блоков 8, движение первого теплоносителя направлено от периферии к оси. Затем теплоноситель поступает в выходной коллектор 7 и через патрубок 3 выводится из теплообменника.

Одновременно второй теплоноситель поступает в теплообменник через патрубок 4 и аксиально перемещается вверх, проходя последовательно через наружные вертикальные щелевые каналы 11 теплообменных блоков 8, после чего выводится из теплообменника через патрубок 5.

Передача тепла от более нагретого теплоносителя к менее нагретому осуществляется при прохождении потоков теплоносителей по соответствующим внутренним радиально-спиральным и наружным вертикальным щелевым каналам через стенки теплообменных элементов.

Теплообменник, изготовленный по второму варианту, работает следующим образом.

Первый теплоноситель через патрубок 2 поступает в распределительный коллектор 6, после этого проходит через внутренние радиально-спиральные щелевые каналы 10 теплообменных элементов 9 блоков 8. Движение первого теплоносителя при этом по радиально-спиральным щелевым каналам направлено от оси теплообменного блока к периферии и далее по смежным в паре элементам - от периферии к оси. После этого теплоноситель направляется в выходной коллектор 7 и через патрубок 3 покидает теплообменник.

В то же время второй теплоноситель поступает в теплообменник через патрубок 4 и аксиально перемещается вверх, проходя последовательно через наружные вертикальные щелевые каналы 11 теплообменных блоков 8, после чего выводится из теплообменника через патрубок 5.

Передача тепла от более нагретого теплоносителя к менее нагретому осуществляется при прохождении потоков теплоносителей по соответствующим внутренним радиально-спиральным и наружным вертикальным щелевым каналам через стенки теплообменных элементов.

Блоки теплообменных элементов и по первому, и по второму варианту выполнены неразборными и герметичными.

С целью увеличения механической прочности щелевые каналы теплообменных элементов могут содержать дистанционные выступы или элементы, которые также являются поверхностными интенсификаторами и улучшают процесс теплообмена.

Размер теплообменных блоков определяется в соответствии с размерами вертикального корпуса, а также размерами технологических люков, предназначенных для монтажа блоков теплообменных элементов при формировании теплообменной зоны внутри реакторов и колонных аппаратов. Расположение теплообменных блоков по сечению и/или один над другим позволяет значительно увеличить удельную теплообменную поверхность в единице объема.

Для упрощения монтажа блоки теплообменных элементов могут быть снабжены фланцами.

Совокупность признаков по первому и второму вариантам позволяет упростить конструкцию теплообменника радиально-спирального типа и увеличить удельную теплообменную поверхность в единице его объема за счет заполнения объема теплообменника блоками теплообменных элементов.

2.2 Экспериментальное исследование пластинчатых теплообменников при пленочной конденсации

В работах [84-87] приводятся результаты математического моделирования процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике [81]. В них определены поля скоростей, давления, толщина пленки конденсата, расход конденсата.

Физическое моделирование процесса пленочной конденсации в ПТ было проведено с целью выявить его качественные и количественные характеристики, оценить влияние расхода и входной температуры хладагента на процесс конденсации парогазовой смеси, оценить влияние его конструктивных особенностей на процесс конденсации, на основе

экспериментальных данных получить основные характеристики ПТ и сравнить результаты математического и физического моделирования.

Для проведения экспериментов были выбраны два вида сырья: вода и третбутиловый спирт (ТБС). При физическом моделировании процесса пленочной конденсации для каждого вида сырья был сконструирован свой экспериментальный стенд.

На рис. 2.13 а) представлена схема экспериментального стенда, разработанного для исследования процесса пленочной конденсации водяного пара в ПТ [81]. Стенд для проведения эксперимента состоит из испарителя E-1 с трубчатым электронагревателем мощностью 10 кВт, емкости для хладагента E-2, насоса подачи хладагента Н-1, пластинчатого теплообменника Т-1 и емкости для сбора конденсата E-3. Объем испарителя (0,2 м³) достаточно для проведения серии экспериментов без дополнительной подпитки ее водой.

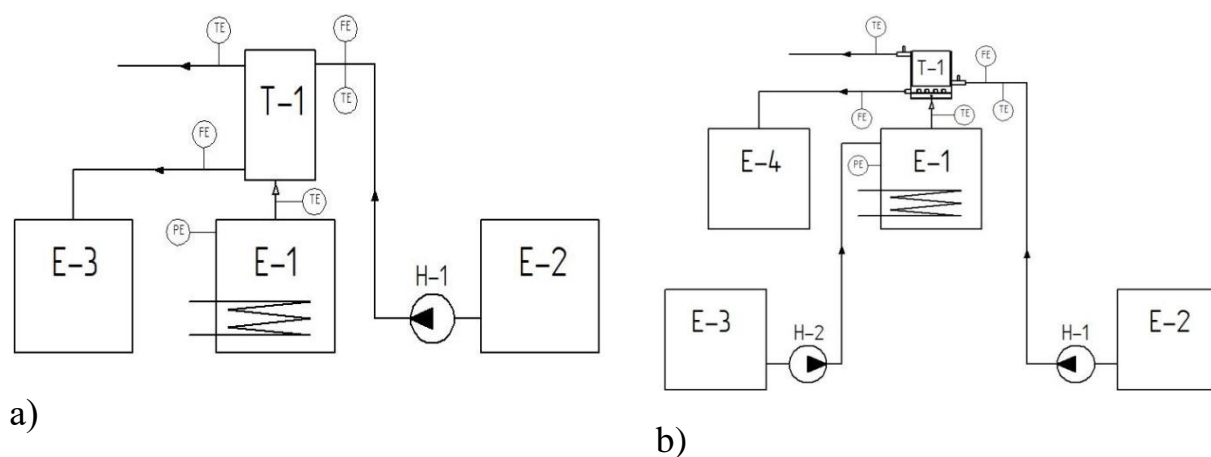
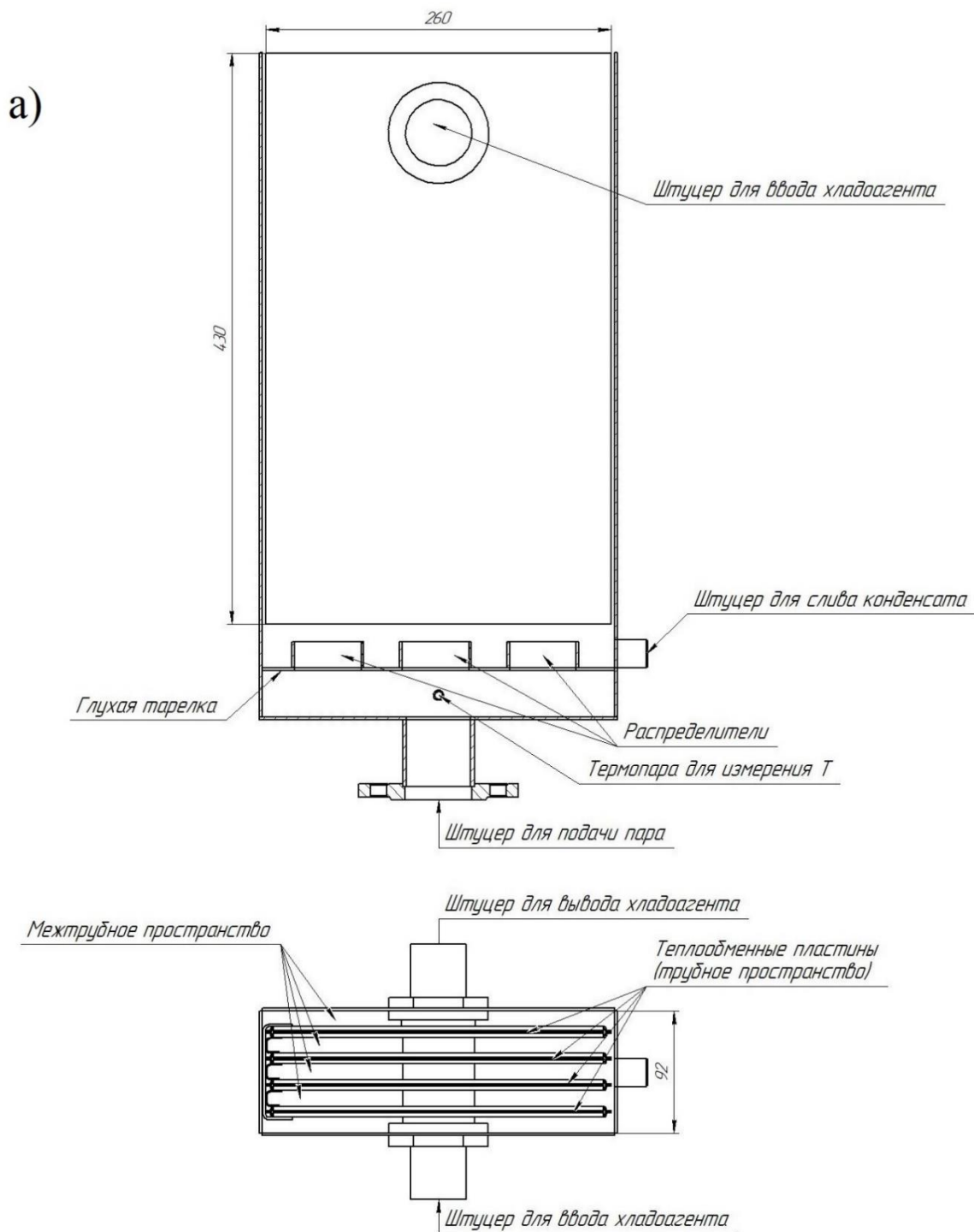


Рисунок 2.13 Схема стендов для экспериментального исследования:

а) пленочной конденсации водяного пара, б) пленочной конденсации паров ТБС

Пластинчатый теплообменник Т-1 (см. рис. 2.14 а)) имеет полезную площадь теплообмена 0,89 м². Внутри ПТ, на входе пара, установлен распределитель для равномерного распределения потока водяного пара по всем пластинам, а также глухая тарелка для сбора образующегося конденсата. С торцов теплообменника приварены штуцера для ввода и вывода хладагента,

а также бобышки термодатчиков, для измерения его температуры. В ПТ для измерения температуры пара перед началом процесса конденсации предусмотрен специальный штуцер. Хладагент подается в трубное пространство, а водяной пар - в межтрубное.



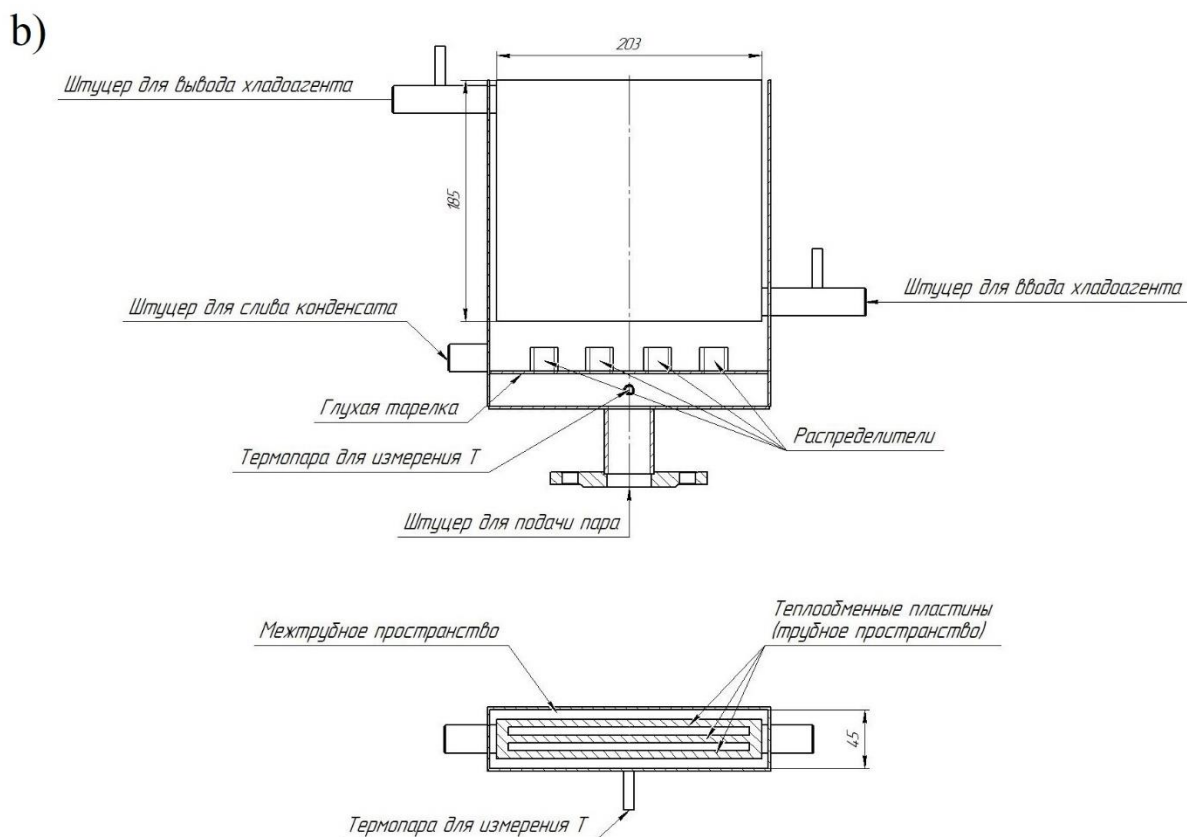


Рисунок 2.14 а) пластинчатый теплообменник Т-1 для проведения экспериментов с водяным паром, б) пластинчатый теплообменник Т-1 для проведения экспериментов с парами ГВС

В ходе экспериментов расход водяного пара измерялся по мощности ТЭНа. Эксперименты были проведены при мощностях ТЭНа 4 кВт, 5 кВт, 6 кВт и 7 кВт соответственно. Температура воды в емкости Е-1 постоянно поддерживалась на уровне 100°C . Образующийся в ходе экспериментов водяной пар поступал в ПТ, в боковой штуцер которого подавался хладагент. Температура хладагента в емкости Е-2 поддерживалась на уровне $(25 \pm 2)^{\circ}\text{C}$. Для чистоты экспериментов были взяты разные расходы хладагента (воды) в пределах от $4,44 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ до $20,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. Образующийся конденсат стекал до глухой тарелки и отбирался в емкость Е-3. Измерение расхода конденсата проводилось с помощью мерной колбы. Результаты экспериментов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты экспериментов по конденсации водяного пара

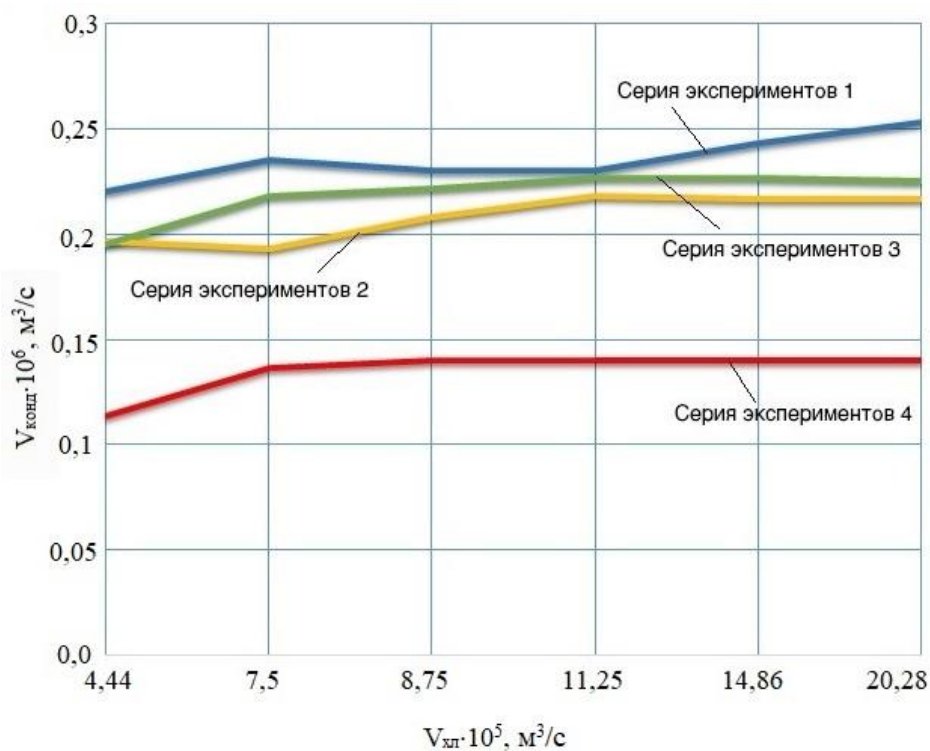
Серия экспериментов №1						
$Q_{\text{нагр.}}, \text{ кВт}$	7	7	7	7	7	7
$T_{\text{паравх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	100,5	100,1	99,9	101,3	101,5	101,4
$T_{\text{хл.вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	55,1	42,6	40,8	37,3	34,4	31,3
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5, \text{ м}^3/\text{с}$	4,44	7,5	8,75	11,25	14,86	20,28
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6, \text{ м}^3/\text{с}$	2,2	2,35	2,3	2,3	2,43	2,53
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5, \text{ кг/с}$	213,33	228,06	223,06	223,06	235,83	245,83
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3, \text{ кг/с}$	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10

Серия экспериментов №2						
$Q_{\text{нагр.}}, \text{ кВт}$	6	6	6	6	6	6
$T_{\text{паравх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	100,2	100,7	100,5	100,5	100,6	100,5
$T_{\text{хл.вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	51,8	49,3	43,8	37,8	34,7	29,7
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5, \text{ м}^3/\text{с}$	5,97	7,22	9,17	12,64	15,72	20,94
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6, \text{ м}^3/\text{с}$	1,97	1,93	2,15	2,2	2,17	2,17
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5, \text{ кг/с}$	190,83	187,5	208,61	213,33	210,28	210,28
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3, \text{ кг/с}$	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66	2,66

Серия экспериментов №3						
$Q_{\text{нагр.}}, \text{ кВт}$	5	5	5	5	5	5
$T_{\text{паравх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	100,2	100,3	100,2	100,2	100,2	100,1
$T_{\text{хл.вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	53,9	44,2	38,1	33,8	32,5	31
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5, \text{ м}^3/\text{с}$	4,44	6,81	9,5	12,92	15,69	20,42
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6, \text{ м}^3/\text{с}$	1,95	2,18	2,03	2,27	2,27	2,23
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5, \text{ кг/с}$	189,17	211,67	197,22	219,44	219,44	215,57
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3, \text{ кг/с}$	2,21	2,21	2,21	2,21	2,21	2,21

Серия экспериментов №4						
$Q_{\text{нагр.}}, \text{ кВт}$	4	4	4	4	4	4
$T_{\text{паравх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	98	98	98,3	98,5	98,6	98,3
$T_{\text{хл.вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	42,1	37,4	35,2	32,8	30,7	28,2
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5, \text{ м}^3/\text{с}$	4,72	6,67	8,5	10,83	14,17	20,42
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6, \text{ м}^3/\text{с}$	1,13	1,37	1,4	1,4	1,4	1,37
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5, \text{ кг/с}$	110	132,5	135,6	135,56	135,56	132,56
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3, \text{ кг/с}$	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77

a)



b)

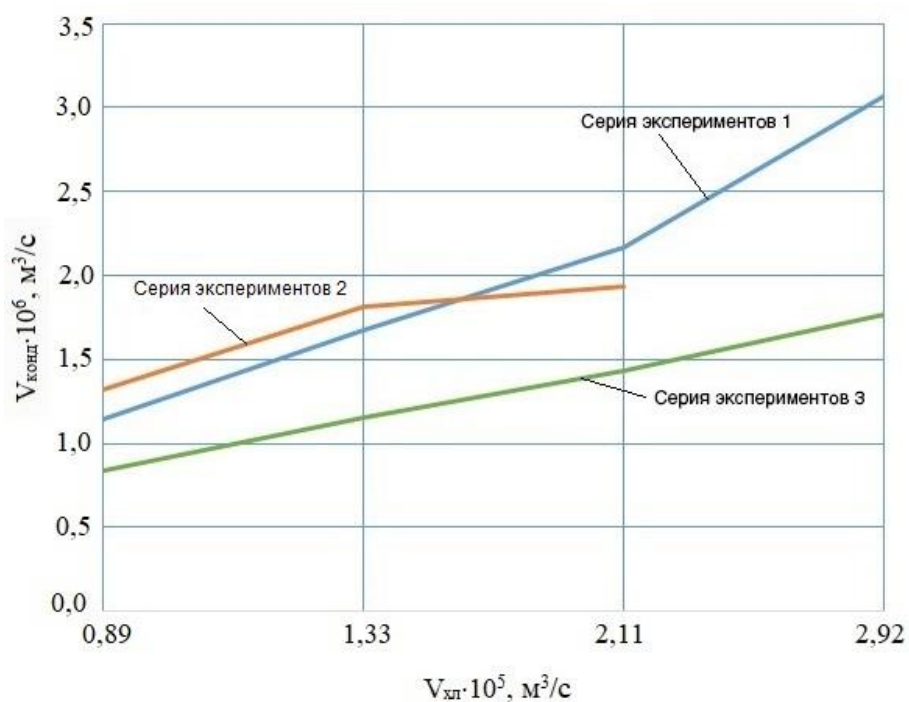


Рисунок 2.15 Влияние расхода хладагента на количество образующегося конденсата: а) по результатам 4-х серий экспериментов табл. 1 (сырье: водяной пар), б) по результатам 3 – х серий экспериментов табл. 2 (сырье: пары ТБС)

По результатам экспериментов построены графики, характеризующие влияние расхода хладагента на количество образующегося конденсата (рис. 2.15 а)).

Анализ графиков показывает, что увеличение расхода хладагента приводит к росту объема образующегося конденсата до определенного (для каждого эксперимента свое значение: например, в серии экспериментов №3 оно равно $20,94 \cdot 10^{-5}$ кг/с) момента. При определенных (для серии экспериментов №2 $12,91 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$) расходах (в зависимости от количества пара, поступающего в ПТ, это значение будет разным) наступает момент, когда скорость хладагента становится настолько высокой, что влияние термического сопротивления пластины становится определяющим и приводит к стабилизации расхода конденсата. По результатам экспериментов также можно сделать вывод о том, что принятая конструкция ПТ пригодна для реализации процесса пленочной конденсации.

Схема стенда для анализа процесса пленочной конденсации паров ТБС представлена на рис. 2.13 б). Стенд включает в себя: испаритель Е-1 объемом $0,0075 \text{ м}^3$, который обвит греющими кабелями мощностью 4 кВт, емкость хладагента Е-2, насос Н-1 для подачи хладагента, емкость подпитки Е-3, насос для подачи ТБС из питательной емкости Н-2, пластинчатый теплообменник Т-1, а также емкость Е-4 для сбора конденсата.

На рис. 2.14 б) представлен пластинчатый теплообменник с полезной площадью теплообмена $0,23 \text{ м}^2$. Для равномерного распределения пара на входе в теплообменник установлен распределитель и также глухая тарелка, в которой собирается образующийся конденсат. С торцов теплообменника приварены штуцера для ввода и вывода хладагента, а также бобышки термпар для измерения его температуры. В ПТ для измерения температуры пара перед началом процесса конденсации предусмотрен специальный штуцер. Хладагент подается в трубное пространство, а водяной пар - в межтрубное.

Расход парообразного ТБС измерялся по мощности ТЭНа. Эксперименты были проведены при мощностях ТЭНа 2,8 кВт, 3,2 кВт и 4 кВт соответственно. Температура ТБС в испарителе Е-1, за счет подогрева, все время поддерживалась на уровне 86°С. Для поддержания постоянного объема ТБС в емкости Е-1 осуществлялась ее подпитка из емкости Е-3 насосом Н-2. Образующийся парообразный ТБС поступал в пластинчатый теплообменник Т-1, где происходила его частичная конденсация. В боковой штуцер ПТ подавался хладагент насосом Н-1 из емкости Е-2. Температура хладагента поддерживалась в емкости Е-2 на уровне (28 ± 2) °С. Для чистоты экспериментов брались разные расходы хладагента (воды) в пределах от $4,17 \cdot 10^{-6}$ м³/с до $3,25 \cdot 10^{-5}$ м³/с. Образующийся конденсат стекал в глухую тарелку и оттуда отбирался в емкость Е-4. Измерение расхода конденсата проводилось с помощью мерной колбы. Результаты экспериментов приведены в таблице 2.2.

По экспериментальным данным построены графики, описывающие влияние расхода хладагента на количество образующегося конденсата (см. рис. 2.15 б)).

Анализ графиков показывает, что увеличение расхода хладагента увеличивает количество образующегося конденсата до определенного значения. Расходы, при которых наступает момент, когда скорость хладагента будет настолько высокой, что влияние термического сопротивления пластины станет определяющим и это приведет к стабилизации расхода конденсата, в данных сериях экспериментов были не достигнуты. По результатам проведенных экспериментов также можно сделать вывод о том, что принятая конструкция ПТ пригодна для реализации процесса пленочной конденсации углеводородного сырья.

Таблица 2.2 - Результаты экспериментов по пленочной конденсации паров ТБС

Серия экспериментов №1				
$Q_{\text{нагр.}}$, кВт	4	4	4	4
$T_{\text{паравх}}$, °С	88,7	88,4	87,9	88,1
$T_{\text{хл.вых}}$, °С	28,3	27,9	27,5	26,9
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5$, м ³ /с	71,1	61,9	55,3	52,1
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6$, м ³ /с	0,89	1,33	2,11	2,92
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5$, кг/с	1,14	1,68	2,17	3,07
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3$, кг/с	80,56	118,33	152,78	216,11

Серия экспериментов №2			
$Q_{\text{нагр.}}$, кВт	3,2	3,2	3,2
$T_{\text{паравх}}$, °С	89,2	89,8	90
$T_{\text{хл.вых}}$, °С	29,4	30,0	28,8
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5$, м ³ /с	75,1	55,7	51,5
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6$, м ³ /с	0,42	2,28	2,78
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5$, кг/с	1,32	1,82	1,81
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3$, кг/с	92,78	128,06	130,94

Серия экспериментов №3				
$Q_{\text{нагр.}}$, кВт	2,8	2,8	2,8	2,8
$T_{\text{паравх}}$, °С	90,4	89,6	89,4	89,2
$T_{\text{хл.вых}}$, °С	29,7	29,5	29,3	28,9
$V_{\text{хл}} \cdot 10^5$, м ³ /с	69,2	60,2	54,4	49,7
$V_{\text{конд}} \cdot 10^6$, м ³ /с	1,028	1,58	2,22	3,25
$G_{\text{конд}} \cdot 10^5$, кг/с	0,84	1,15	1,43	1,77
$G_{\text{пара}} \cdot 10^3$, кг/с	59,44	81,11	101,11	124,44

Сравнение результатов вычислительного эксперимента, проведенного с использованием математической модели, разработанной автором, и данных физического моделирования процесса пленочной конденсации в ПТ показывает их удовлетворительное согласование (см. Рис. 2.16).

Максимальное различие в величинах расхода конденсата между расчетными и экспериментальными данными не превышает 10%, поэтому математическую модель процесса можно считать адекватной и использовать данные вычислительных экспериментов, проведенных с ее применением, в инженерной методике расчета ПТ.

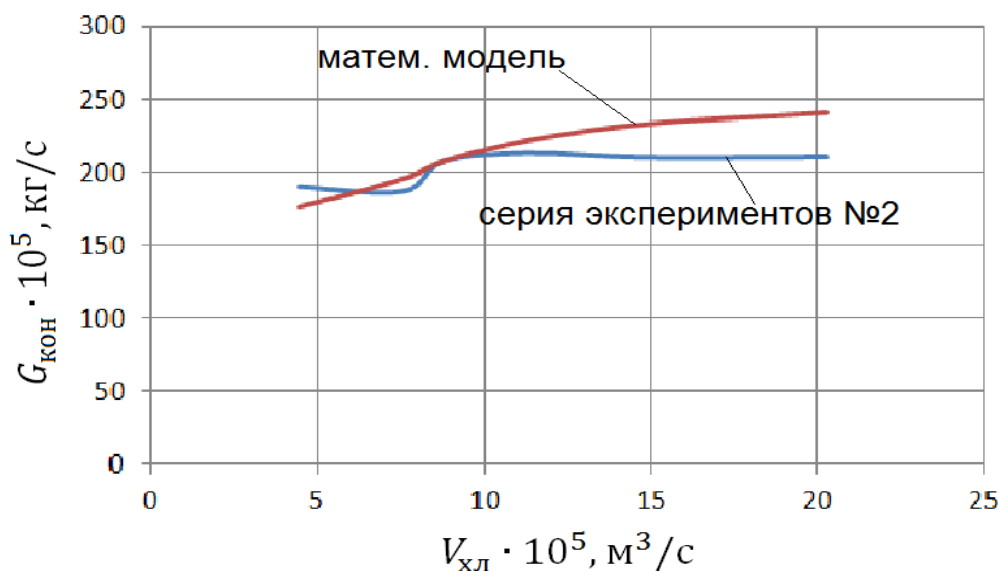


Рисунок 2.16 Графики зависимости массового расхода конденсата от объема хладагента

2.3 Методика расчета пластинчатых теплообменников для процесса пленочной конденсации

Для эффективной реализации и оптимального оформления процесса пленочной конденсации в ПТ необходимо определить зависимости между рядом конструктивных параметров и технологическими параметрами реализации процесса. Для этого предлагается следующая инженерная методика расчета ПТ.

Основные этапы инженерной методики расчета ПТ.

1. Для расчета ПТ задаются значениями базовых конструктивных и технологических параметров. Далее по заданным параметрам и установленным закономерностям проведения процесса рассчитываются значения остальных параметров. За базовые технологические параметры реализации процесса берутся массовый расход углеводородной смеси – G_c

(кг/с), подаваемой в ПТ; ее входная температура – $t_{свх}(^{\circ}\text{C})$, температура конденсации – $t_{скон}(^{\circ}\text{C})$, средняя температура пленки конденсата – $t_{консп}(^{\circ}\text{C})$, и соответствующие ей теплофизические характеристики при входной температуре – $(\lambda_{свх}, \rho_{свх}, c_{свх}, r_c, \mu_{свх})$; температуры на входе и выходе хладагента – $t_{хлвх}(^{\circ}\text{C})$, $t_{хлвых}(^{\circ}\text{C})$ и соответствующие им значения теплофизических характеристик при средней температуре – $(\lambda_{хлср}, \rho_{хлср}, c_{рхлср}, \mu_{хлср})$, а также толщина канала для течения хладагента – h (м) и толщина канала для течения углеводородной смеси – H (м).

Расчетными параметрами являются значения площади рабочей поверхности реализации процесса – $F_{тр}(\text{м}^2)$ и массовый расход хладагента – $G_{хл}(\text{кг/с})$.

2. Необходимая площадь рабочей поверхности ПТ для реализации процесса пленочной конденсации F может быть найдена из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}}, \quad (2.1)$$

где Q (Вт) – количество теплоты, необходимой для переработки одного из агентов, K ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) – коэффициент теплопередачи, $\Delta t_{ср}$ ($^{\circ}\text{C}$) – средняя разность температур.

2.1. Количество теплоты Q , в соответствии со значениями заданных базовых параметров, определяется по формуле теплового баланса для одного из участвующих в процессе агентов:

– для хладагента, не меняющего агрегатное состояние в теплообменнике:

$$Q = G_{хл} \cdot c_{хлср} \cdot (t_{хлвых} - t_{хлвх}); \quad (2.2)$$

– для углеводородной парогазовой смеси при конденсации насыщенных паров или при кипении:

$$Q = G_c \cdot r_c; \quad (2.3)$$

– для углеводородной перегретой парогазовой смеси с охлаждением ее до температуры конденсации:

$$Q = G_c \cdot r_c + G_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{свх} - t_{скон}) + G_c \cdot c_{рскон} \cdot (t_{скон} - t_{конср}). \quad (2.4)$$

2.2. Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$ в ПТ с прямоточным и противоточным движением теплоносителей определяется как средняя логарифмическая между большей Δt_{δ} и меньшей Δt_M разностями температур агентов на его концах:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_M)}. \quad (2.5)$$

Если Δt_{δ} и Δt_M одинаковы или различаются друг от друга не более, чем в два раза, $\Delta t_{ср}$ вычисляется как среднеарифметическая этих величин:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(\Delta t_{\delta} + \Delta t_M)}{2}. \quad (2.6)$$

2.3 Коэффициент теплопередачи K определяется из уравнения аддитивности термических сопротивлений теплопередачи при теплообмене через пластину:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + r_{з1} + \frac{\delta_{пл}}{\lambda_{пл}} + r_{з2} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (2.7)$$

Где α_1, α_2 - коэффициенты теплоотдачи от пластины со стороны углеводородной смеси и хладагента соответственно; $\delta_{пл}$ - толщина пластины; $r_{з1}, r_{з2}$ - тепловые проводимости загрязнений со стороны углеводородной смеси и хладагента соответственно.

3. Расчет значений искомых параметров ПТ, при заданных значениях исходных данных, производится, как правило, в несколько итераций, так как определение точного значения коэффициента теплопередачи K на первой итерации маловероятно, из-за того, что коэффициенты теплоотдачи α_1, α_2 зависят от значений параметров рассчитываемого ПТ. На первой итерации

выбирается приближенное значение коэффициента теплопередачи K (например, можно выбрать из таблицы 2.3 [88]) и вычисляется приближенное значение рабочей поверхности ПТ $F_{\text{пр}}$ (то есть выбирается первоначальный вариант конструкции ПТ). Далее проводится уточненный расчет значений α_1 , α_2 , и K , а после этого и требуемой рабочей поверхности $F_{\text{тр}}$.

4. Путем сравнения значений $F_{\text{тр}}$ и $F_{\text{пр}}$ принимается решение о необходимости выполнения следующей итерации. Если значение $F_{\text{тр}}$ больше $F_{\text{пр}}$ или если они отличаются значительно, то нужно заново пересчитать значение коэффициента теплопередачи K по этапу 5. Если значение $F_{\text{тр}}$ не значительно меньше $F_{\text{пр}}$, заново пересчитывать значение коэффициента теплопередачи K не надо, следует сразу перейти к этапу 6.

5. Выбор формул для определения значений коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 при вычислении уточненного значения коэффициента теплопередачи K по формуле (2.7) зависит от характера реализуемого в ПТ процесса теплообмена (кипение, испарение, конденсация), от вида поверхности теплообмена (плоская пластина, гофрированная пластина), а также от характера движения теплоносителей (ламинарное, турбулентное), которые участвуют в процессе.

5.1 Коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 при движении теплоносителей в каналах вычисляются по известным формулам.

а) коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в каналах вычисляется по формуле [50, 71]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_k}{\lambda} = a \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot (Pr / Pr_{\text{пл}})^{0,25}. \quad (2.8)$$

Значение коэффициента a в формуле (2.8) зависит от площади пластины, режима течения теплоносителя и определяется по таблице [88]:

Площадь поверхности пластины F , м ²	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Турбулентный режим течения	0,065	0,1	0,135	0,135	0,135

Ламинарный режим течения	0,46	0,6	0,6	0,6	0,6
--------------------------	------	-----	-----	-----	-----

Значения степеней n и m выбираются в зависимости от режима течения теплоносителя и поверхности пластины:

- при ламинарном режиме течения ($Re \leq 50, Pr \geq 80$) $n = m = 0,33$;
- при турбулентном режиме течения (в пределах $Re = 50 \dots 3000$ и $Pr = 0,7 \dots 80$) $n = 0,73; m = 0,43$.

б) при конденсации пара в ПТ для всех типов пластин коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата пластине вычисляется по формулам [88]:

при $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{ст1}} \leq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\alpha = 1,15 \cdot 4 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{кон}}^3 \cdot \rho_{\text{кон}}^2 \cdot r \cdot g}{\mu_{\text{кон}} \cdot \Delta t \cdot L_{\text{к}}}}; \quad (2.9)$$

при $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{ст1}} > 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Nu = b \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4}; \quad (2.10)$$

где $\lambda_{\text{кон}}, \rho_{\text{кон}}, \mu_{\text{кон}}$ – коэффициент теплопроводности, плотность, динамическая вязкость пленки конденсата соответственно при средней определяющей температуре $t_{\text{пл}} = (t_{\text{кон}} + t_{\text{ст1}}) / 2$, здесь $t_{\text{кон}}$ – температура пленки конденсата, $t_{\text{ст1}}$ – температура пластины со стороны пара; r – теплота фазового превращения; g – ускорение свободного падения; $L_{\text{к}}$ – приведенная длина канала;

$$Re = \frac{q \cdot L_{\text{к}}}{\mu_{\text{кон}} \cdot r} = \frac{G_{\text{с}} \cdot L_{\text{к}}}{\mu_{\text{кон}} \cdot F_{\text{к}}}, \quad (2.11)$$

здесь q – удельная тепловая нагрузка ($\text{Вт}/\text{м}^2$), $F_{\text{к}}$ – поперечное сечение канала для течения пара (м^2). Значение коэффициента b в формуле (2.10) зависит от площади рабочей поверхности пластины и определяется по таблице [89]:

Поверхность пластины $F, \text{ м}^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Коэффициент b	800	322	240	240	201

5.2 Гидравлическое сопротивление для каждого агента ΔP , (Па) вычисляется по формуле [89]:

$$\Delta P = x \cdot \xi \cdot \frac{L_k \cdot \rho \cdot w^2}{d_3} + 3 \cdot \frac{\rho \cdot w_{шт}^2}{2}, \quad (2.12)$$

где x – число пакетов для данного агента, включенных последовательно, (штук); d_3 – эквивалентный диаметр каналов (м); w и $w_{шт}$ – скорость в каналах и штуцерах на входе и выходе соответственно (когда скорость жидкости в штуцерах менее 2,5 м/с их гидравлическое сопротивление может не учитываться); ξ - коэффициент гидравлического сопротивления:

– при ламинарном течении

$$\xi = \frac{j_1}{Re}; \quad (2.13)$$

– при турбулентном течении

$$\xi = \frac{j_2}{Re^{0,25}}. \quad (2.14)$$

Значения коэффициентов j_1 и j_2 для различных значений рабочей поверхности пластины определяются по таблице [89]:

Поверхность пластины F , м ²	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Коэффициент j_1	425	425	324	320	400
Коэффициент j_2	19,6	19,3	15,0	15,0	17,0

Переход к пункту 2.3 этапа 2.

6. С определением требуемой поверхности $F_{тр}$ завершается процесс выбора варианта конструкции ПТ.

7. Для заданных и вычисленных значений параметров G_c , $G_{хл}$, $t_{\min.хлвх}$, $t_{\max.хлвх}$, $t_{\min.хлвых}$, $t_{\max.хлвых}$ при принятой конструкции ПТ для определения оптимальных значений режимных параметров ведения процесса

пленочной конденсации углеводородных смесей необходимо решить задачу оптимизации:

А именно, найти:

$$\max G_{\text{кон}}(\bar{x}), \min C_{\text{энерго}}(\bar{x}), \quad (2.15)$$

при

$$x_{i \min} \leq x_i \leq x_{i \max}, i = 1, \dots, n; \quad (2.16)$$

где $G_{\text{кон}}$ – расход конденсата, $C_{\text{энерго}}$ – энергозатраты на реализацию процесса, $x_{i \min}$, $x_{i \max}$ – минимальное и максимальное значения параметра x_i .

После получения результатов решения представленной задачи определяется допустимое множество решений, представляющее собой набор несравнимых альтернатив параметров оптимизации. Выбор значений параметров $x_{i \text{опт}}$, $i = 1, \dots, n$, которые обеспечивают получение максимально возможного расхода конденсата $G_{\text{кон.макс}}$ и минимальных энергозатрат на реализацию процесса $C_{\text{энерго.мин}}$, осуществляется из этого множества на основе дополнительных исследований или на основе предпочтений лица, принимающего решения (ЛПР).

В задаче оптимизации по формулам (2.15) – (2.16) для критериев оптимизации отсутствуют аналитические выражения, и значения этих критериев вычисляются при решении задачи расчета режимных параметров реализации процесса пленочной конденсации в ПТ по математической модели процесса [85], поэтому ее можно решить только с помощью специальных методов, например, адаптивного подхода [90]. Этот подход предполагает использование человеко-машинных процедур для определения предпочтений ЛПР, при реализации которых исследуется множество альтернатив. Например, алгоритм решения задачи оптимизации (2.15) - (2.16) по методу Соболя-Статникова:

1) область, в которой удовлетворяются ограничения задачи (2.16), покрывается равномерно распределенной сеткой точек;

2) в каждой точке сетки вычисляются значения критериев оптимизации (значения критериев оптимизации вычисляются с использованием математической модели процесса), результаты вычислений упорядочиваются по значениям критериев и записываются в специальные таблицы испытаний (ТИ);

3) ЛПР анализирует эти ТИ, при чем независимо друг от друга, уделяя особое внимание следующим обстоятельствам:

- в каких диапазонах изменяются значения критериев $G_{\text{кон}}$ и $C_{\text{энерго}}$;
- как много значений $G_{\text{кон}}$ и $C_{\text{энерго}}$ отвечают хорошим решениям;
- каковы средние уровни значений критериев в своих ТИ и как сильно разбросаны вокруг них остальные значения (решения) $G_{\text{кон}}$ и $C_{\text{энерго}}$.

Проанализировав ситуацию, ЛПР назначает границы изменения критериев задачи, образующие условия приемлемости проектного решения. На следующем этапе ЭВМ в автоматическом режиме проверяет совместимость вновь включенных критериальных ограничений с ограничениями задачи (2.16). Наличие совместимости свидетельствует о наличии решения задачи. Если нет совместимости, то нужно ослабить критериальные ограничения или же увеличить число точек в области поиска и после этого повторить диалоговую процедуру определения границ. После многократного выполнения данной процедуры получится допустимое множество решений, удовлетворяющее ограничениям задачи (2.16). Далее ЛПР может сам выбрать наилучшее решение путем подробного исследования полученного допустимого множества решений.

Полученный на предыдущем этапе результат может иметь и иное использование - формулируется решающее правило, т.е. конструируется обобщенный критерий и ищется его оптимум в допустимой области. При этом решения, которые получаются в результате реализации по предыдущему методу изложенной диалоговой процедуры, можно использовать в качестве

начального приближения. При необходимости, с целью оптимизации процесса в целом, можно вернуться к этапу 2 методики и повторить итерационные расчеты, что позволит определить оптимальные конструктивные характеристики ПТ.

Пример. Рассмотрим расчет по изложенной выше методике рабочей поверхности ПТ, необходимой для конденсации насыщенных паров воды при атмосферном давлении и массовом расходе $G_c = 0,00266$ кг/с. В качестве хладагента берется вода с входной температурой $t_{\text{хл.вх min}} = 25$ °С и выходной температурой $t_{\text{хл.вх max}} = 40$ °С, высота каналов для течения хладагента $h = 0,006$ м, высота каналов для течения пара $H = 0,012$ м. Ориентировочную рабочую поверхность ПТ выберем равную $F_{\text{ор}} = 0,89$ м². Схема теплопередачи в рассчитываемом ПТ приведена на рис. 2.17:

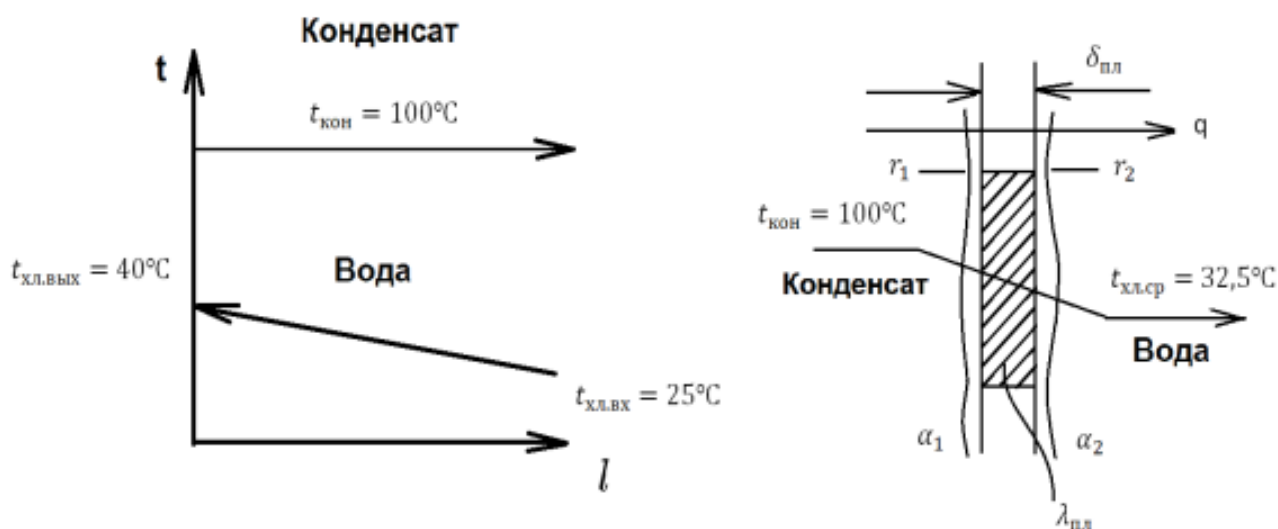


Рисунок 2.17 Схема теплопередачи в пластинчатом теплообменнике

Выбран однопакетный вариант исполнения ПТ с восемью пластинами с габаритными размерами 0,430 x 0,260 x 0,001 м (длина, ширина и толщина пластин соответственно). Таким образом, ПТ имеет несимметричную компоновку – с 5-ю проходами для пара и 4-мя проходами для хладагента.

Вначале определяется количество тепла Q , которое необходимо для конденсации водяного пара с массовым расходом G_c :

$$Q = G_c \cdot r_c = 0,002658 \cdot 2260000 = 6007,08 \text{ Вт.} \quad (2.17)$$

Из уравнения теплового баланса находится необходимый массовый расход хладагента:

$$G_{\text{хл}} = \frac{Q/c_{\text{рхл}}}{(t_{\text{хлввых}} - t_{\text{хлвх}})} = \frac{6007,08/4174}{15} = 0,0959 \text{ кг/с.} \quad (2.18)$$

Средняя температура хладагента определяется по формуле:

$$t_{\text{срхл}} = 0,5 \cdot (t_{\text{хлвх}} + t_{\text{хлввых}}) = 0,5 \cdot (25 + 40) = 32,5 \text{ °С.} \quad (2.19)$$

Средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$ вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{75 - 60}{\ln(75 / 60)} = 67,22 \text{ К;} \quad (2.20)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{\text{скон}} - t_{\text{хлвх}} = 100 - 25 = 75 \text{ °С}$ – большая разность температур на концах ПТ; $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{скон}} - t_{\text{хлввых}} = 100 - 40 = 60 \text{ °С}$ – меньшая разность температур на концах ПТ; $t_{\text{скон}} = 100 \text{ °С}$ – температура конденсации водяного пара при атмосферном давлении.

Теплофизические характеристики конденсата определяются при температуре конденсации воды $t_{\text{скон}} = 100 \text{ °С}$, а не при средней определяющей температуре пленки конденсата $t_{\text{плкон}} = 0,5(t_{\text{скон}} + t_{\text{пл}})$, так как толщины пластин в ПТ $\delta_{\text{пл}} = 0,001 \text{ м}$ и температура со стороны пленки конденсата $t_{\text{пл}}$ практически совпадают с $t_{\text{скон}}$. В дальнейших расчетах принимается $\Delta t = t_{\text{скон}} - t_{\text{пл}} = 1 \text{ К}$.

Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи принимается по данным таблицы 4.8 [86]. При вынужденном движении хладагента рекомендуется при конденсации органических паров принимать [73] $K_{\text{ор}} = 300 \div 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, возьмем $K_{\text{ор}} = 550 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. С учетом принятого ориентировочного значения коэффициента теплопередачи вычисляется предварительная требуемая рабочая поверхность ПТ по формуле:

$$F_{\text{Тр}} = \frac{Q}{(K_{\text{ор}} \cdot \Delta t_{\text{ср}})} = \frac{6007,08}{(550 \cdot 67,22)} = 0,16 \text{ м}^2. \quad (2.21)$$

Так как $F_{\text{ор}} = 0,89 \text{ м}^2 \gg F_{\text{Тр}} = 0,16 \text{ м}^2$. Из этого неравенства следует, что значения $F_{\text{ор}}$ и $F_{\text{Тр}}$ существенно отличаются друг от друга, поэтому необходимо вычислить уточненное значение коэффициента теплопередачи K , чтобы более точно определиться с требуемой рабочей поверхностью ПТ.

Вычисляется уточненное значение коэффициента теплопередачи K при следующих технических характеристиках пластин:

- эквивалентный диаметр каналов для пара $d_{\text{э}}$, м, 0,022;
- поперечное сечение каналов для пара $S \cdot 10^5$, м^2 , 0,312;
- эквивалентный диаметр каналов для хладагента $d_{\text{эк}}$, м, 0,012;
- поперечное сечение каналов для хладагента $S_{\text{х}} \cdot 10^5$, м^2 , 156;
- приведенная длина канала $L_{\text{к}}$, м, 0,40;
- габаритные размеры, м:

длина	0,43;
ширина	0,26;
толщина	0,001.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации паров воды, поскольку принято $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{ст1}} = 1\text{K} < 10\text{K}$, вычисляется по формуле:

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{кон}}^3 \cdot \rho_{\text{кон}}^2 \cdot r \cdot g}{\mu_{\text{кон}} \cdot \Delta t \cdot L_{\text{к}}}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,683^3 \cdot 958,4^2 \cdot 2260000 \cdot 9,81}{0,0002838 \cdot 1,0 \cdot 0,4}} = \quad (2.22)$$

$$= 17781,28 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Скорость хладагента в 4 - х ($m = 4$) каналах:

Критерий Рейнольдса для хладагента $Re_{\text{хл}}$:

$$w_{\text{хл}} = \frac{G_{\text{хл}}}{m \cdot \rho_{\text{хл}} \cdot f} = \frac{0,0959}{4 \cdot 996 \cdot 0,00156} = 0,015 \text{ м/с}. \quad (2.23)$$

Критерий Прандтля $Pr_{\text{хл}}$:

$$\text{Re}_{\text{хл}} = \frac{w_{\text{хл}} \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho_{\text{хл}}}{\mu_{\text{хл}}} = \frac{0,0154 \cdot 0,0117 \cdot 996}{0,00077} = 232,99. \quad (2.24)$$

$$\text{Pr}_{\text{хл}} = \frac{\mu_{\text{хл}} \cdot c_{\text{рхл}}}{\lambda_{\text{хл}}} = \frac{0,00077 \cdot 4174}{0,621} = 5,20. \quad (2.25)$$

Коэффициент теплоотдачи от пластин ПТ к хладагенту определяется по формуле [91]:

$$\text{Nu}_{\text{хл}} = \frac{\alpha_{\text{хл}} \cdot d_{\text{экхл}}}{\lambda_{\text{хл}}} = 0,135 \cdot \text{Re}_{\text{хл}}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \quad (2.26)$$

$$\alpha_{\text{хл}} = 0,621 / 0,0117 \cdot 0,135 \cdot 232,99^{0,73} \cdot 5,20^{0,43} = 776,78. \quad (2.27)$$

Из таблицы XXXI [92] выбирается:

$r_1 = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – тепловая проводимость загрязнений со стороны водяного пара;

$r_{\text{хл}} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – тепловая проводимость загрязнений со стороны воды среднего качества;

$\lambda_{\text{пл}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – теплопроводность нержавеющей стали;

$\delta_{\text{пл}} = 0,001 \text{ м}$ – толщина пластины.

Общее термическое сопротивление пластины вычисляется по формуле:

$$R_{\text{пл}} = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta_{\text{пл}}}{\lambda_{\text{пл}}} + \frac{1}{r_{\text{хл}}} = \frac{1}{5800} + \frac{0,001}{17,5} + \frac{1}{2900} = 0,00057 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}. \quad (2.28)$$

Далее вычисляется уточненное значение коэффициента теплопередачи:

$$\frac{1}{K_{\text{ут}}} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{пл}} + \frac{1}{\alpha_{\text{хл}}} = \frac{1}{17781,28} + 0,00057 + \frac{1}{776,78} = 0,0019 = \quad (2.29)$$

$$K_{\text{ут}} = 521,37 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

По основному уравнению теплопередачи вычисляется требуемая рабочая поверхность ПТ:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q}{(K_{\text{ут}} \cdot \Delta t_{\text{ср}})} = \frac{6007,08}{(521,37 \cdot 67,22)} = 0,17 \text{ м}^2. \quad (2.30)$$

Результаты расчетов показали, что $F_{ор} = 0,89 \text{ м}^2$ была взята с большим запасом. Для конденсации водяного пара, имеющего расход $G_c = 0,00266 \text{ кг/с}$ вполне достаточно было пластинчатого теплообменника с двумя пластинами и рабочей поверхностью $F_{тр} = 0,24 \text{ м}^2$.

По результатам расчетов определено значение основного конструктивного параметра ПТ, по значению которого собственно и определяется его конструкция.

Далее, формулируется следующая задача оптимизации для выбранной конструкции ПТ: определить значения режимных параметров (в качестве режимных параметров реализации процесса выбираются входная и выходная температуры хладоагента), обеспечивающие получение максимального расхода конденсата при минимальных энергозатратах на реализацию процесса для заданного расхода водяного пара. Математическая модель задачи запишется в следующем виде:

Найти

$$\max G_{кон}, \min C_{энерго}; \quad (2.31)$$

при

$$15^\circ\text{C} < t_{хлвх} < 34^\circ\text{C} \quad (2.32)$$

$$35^\circ\text{C} < t_{хлвых} < 80^\circ\text{C}, \quad (2.33)$$

$$t_{\max.хлвх} < t_{\min.хлвых}. \quad (2.34)$$

После решения задачи (2.31)-(2.34) определяется допустимое множество решений, удовлетворяющее ограничениям (2.32)-(2.34). Выбор конкретных значений $t_{хлвх.опт}$ и $t_{хлвых.опт}$ остается за ЛПР.

Выводы

Разработана конструкция пластинчатого теплообменника радиально-спирального типа, даны конструктивные характеристики аппарата. В представленной конструкции удалось увеличить удельную теплообменную

поверхность в единице его объема за счет возможности заполнения объема теплообменника блоками теплообменных элементов.

Анализ результатов физического моделирования процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике типа [81] показал, что принятая конструкция пригодна для реализации процесса пленочной конденсации.

На базе построенной математической модели процесса пленочной конденсации на пластинчатых теплообменниках и программы расчетов реализован физический эксперимент. Из результатов расчета следует, что процесс пленочной конденсации зависит от физико-механических свойств хладагента и паровой фазы, от их входных температур, расхода (скорости течения) хладагента.

По результатам экспериментов и расчетов по математической модели установлено, что увеличение расхода хладагента увеличивает количество образующегося конденсата лишь до определенного значения. При некоторых расходах хладагента его скорость становится таковой, что влияние термического сопротивления пластин становится определяющим, что в свою очередь приводит к стабилизации расхода конденсата. Установлено влияние входной температуры на расход конденсата. Сравнение результатов вычислительного эксперимента на основании построенной математической модели с экспериментальными данными показало их удовлетворительное согласование (относительная погрешность порядка 10-12%).

По результатам численного расчета и экспериментального исследования установлена зависимость процесса пленочной конденсации от многих параметров и взаимовлияние их на гидродинамическую обстановку в аппарате, проанализировав которые возможно поставить и решить вопросы оптимального аппаратного оформления соответствующего процесса конденсации.

ГЛАВА 3

ФИЗИЧЕСКОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ

В данной главе построена математическая модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и газовой фазы в двухмерной постановке. Учитывается изменение физических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры в уравнениях сохранения импульса. Граничные условия сопряжения записаны на внутренней стенке области течения хладагента, на внешней стенке, по которой течет пленка конденсата, а также на границе раздела пленка – газ. Представленная краевая задача упрощена и решается приближенными и численными методами совместно с условием для определения неизвестной толщины пленки для различных постановок гидродинамической задачи. Проведены вычислительный и физический эксперименты с целью изучения основных параметров и закономерностей процесса.

3.1 Моделирование сопряженного теплообмена при пленочной конденсации

Рассматривается ламинарный установившийся режим пленочной конденсации, который может быть реализован, например, в конденсаторах типа [81]. Конденсатор (теплообменник) состоит из блоков, теплообменные элементы которых выполнены в форме прямой полый призмы из тонких металлических листов, с образованием внутреннего щелевого канала для теплоносителя (хладагента) (рис. 3.1, 3.2). Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов для перемещения в аксиальном направлении теплоносителя - газа (пара).

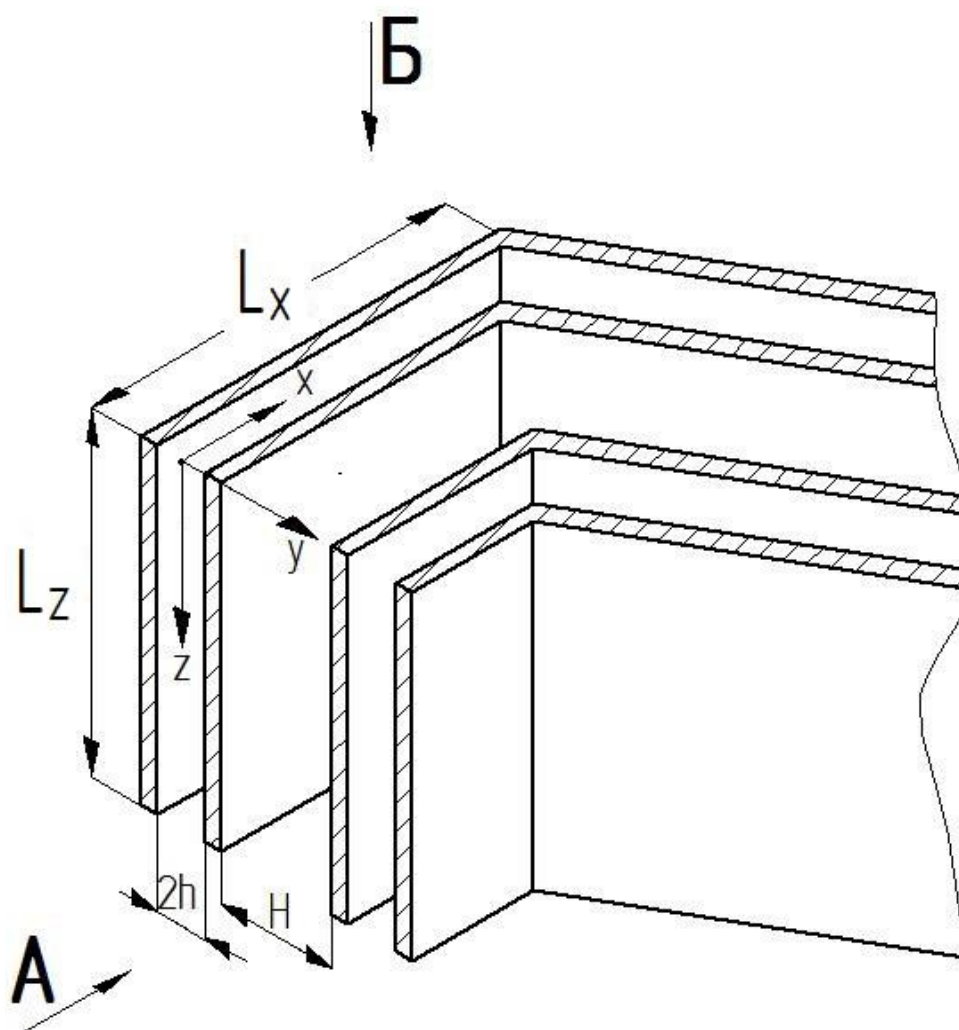


Рисунок 3.1 Фрагмент теплообменника конденсатора

При работе конденсатора хладагент течет внутри щелевого канала полой призмы. За счет охлаждения стенок канала и теплообмена через стенки канала с вертикально движущейся газовой фазой образуется пленка конденсата, которая стекает по поверхности канала (рис. 3.2). Теплообменник теплоизолирован с внешней стороны, теплотери в окружающую среду менее 1% и не учитываются в модели.

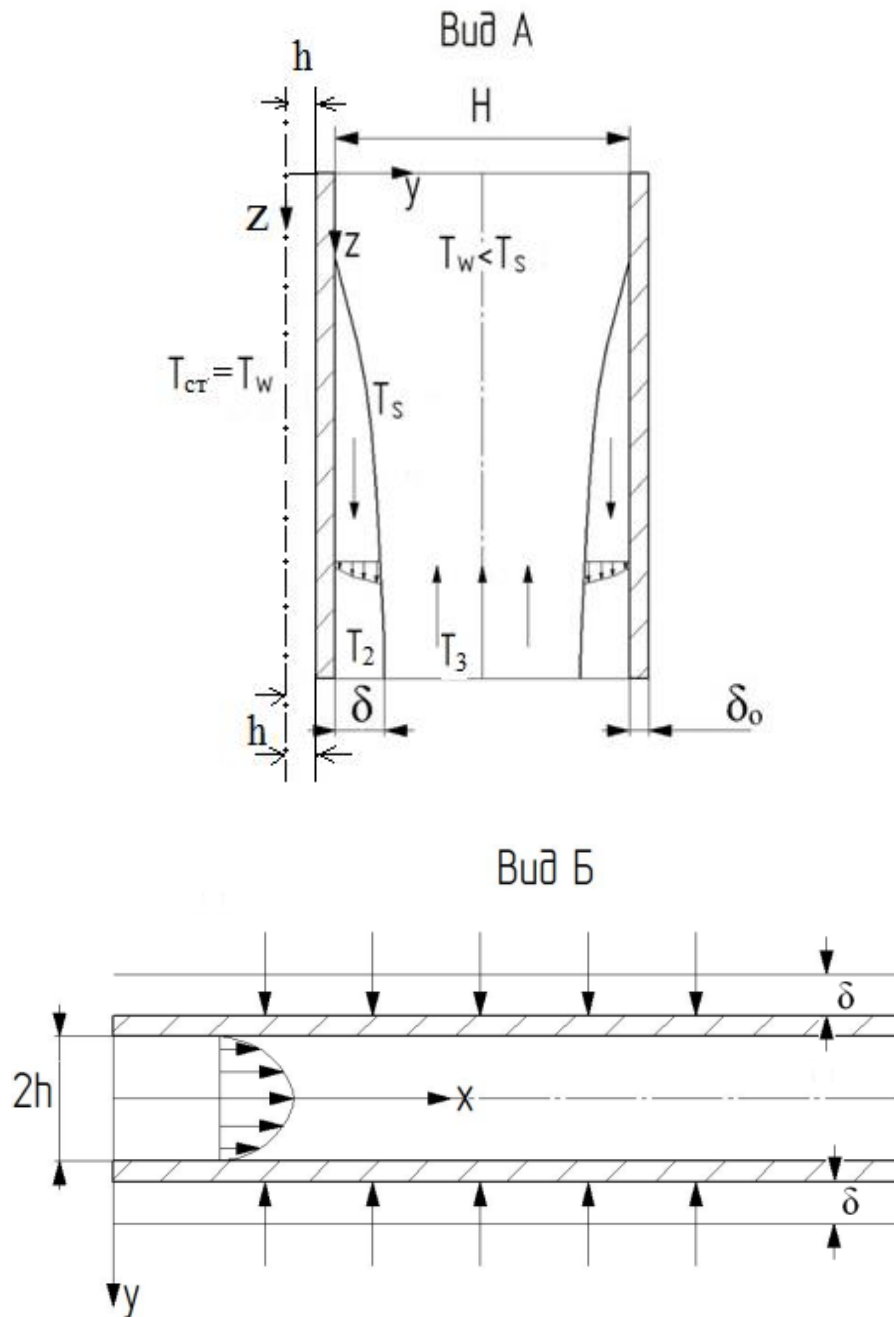


Рисунок 3.2 Схема течения рабочих сред при пленочной конденсации

В области течения хладагента и газа (рис. 3.2) выполняются соотношения $Lz \approx Lx \gg 2h (H > 2h)$. Тогда, исходная система уравнений, описывающая установившееся плоское ламинарное течение хладагента внутри призмы, пленки конденсата и газовой фазы (пара) в декартовой системе координат x, y, z записывается в виде (полное математическое описание процесса):

$$\frac{\partial V_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial V_{1y}}{\partial y} = 0, \quad (3.1)$$

$$\rho_1 \left(V_{1x} \frac{\partial V_{1x}}{\partial x} + V_{1y} \frac{\partial V_{1x}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p_1}{\partial x} + F_{1x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial V_{1x}}{\partial y} \right), \quad (3.2)$$

$$-\frac{\partial p_1}{\partial y} + F_{1y} = 0, \quad (3.3)$$

$$-\frac{\partial p_1}{\partial z} + F_{1z} = 0, \quad (3.4)$$

$$\rho_1 c_{1p_1} \left(V_{1x} \frac{\partial T_1}{\partial x} + V_{1y} \frac{\partial T_1}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right), \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial V_{2y}}{\partial y} + \frac{\partial V_{2z}}{\partial z} = 0, \quad (3.6)$$

$$\rho_2 \left(V_{2y} \frac{\partial V_{2z}}{\partial y} + V_{2z} \frac{\partial V_{2z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p_2}{\partial z} + F_{2z} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial V_{2z}}{\partial y} \right), \quad (3.7)$$

$$-\frac{\partial p_2}{\partial x} + F_{2x} = 0, \quad (3.8)$$

$$-\frac{\partial p_2}{\partial y} + F_{2y} = 0, \quad (3.9)$$

$$\rho_2 c_{2p_2} \left(V_{2y} \frac{\partial T_2}{\partial y} + V_{2z} \frac{\partial T_2}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right), \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial V_{3y}}{\partial y} + \frac{\partial V_{3z}}{\partial z} = 0, \quad (3.11)$$

$$\rho_3 \left(V_{3y} \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} + V_{3z} \frac{\partial V_{3z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p_3}{\partial z} + F_{3z} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_3 \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} \right), \quad (3.12)$$

$$-\frac{\partial p_3}{\partial x} + F_{3x} = 0, \quad (3.13)$$

$$-\frac{\partial p_3}{\partial y} + F_{3y} = 0, \quad (3.14)$$

$$\rho_3 c_{3p_3} \left(V_{3y} \frac{\partial T_3}{\partial y} + V_{3z} \frac{\partial T_3}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} \right), \quad (3.15)$$

$$\lambda_4 \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} = 0. \quad (3.16)$$

Здесь уравнения (3.1) – (3.5) описывают движение хладагента внутри полой прямой призмы, уравнения (3.6) – (3.10) течение стекающей пленки, а уравнения (3.11) – (3.15) движение газа (пара), а (3.16) – теплопередачу через стенку; $F_{1y} = F_{1x} = 0$, $F_{1z} = \rho_1 g$; $F_{2y} = F_{2x} = 0$, $F_{2z} = \rho_2 g$; $F_{3x} = F_{3y} = 0$, $F_{3z} = \rho_3 g$; $\mu_i = \mu_i(T_i), i = \overline{1,3}$ (учитывается только изменение вязкости от температуры), индексы 1,2,3 соответственно относятся к хладагенту, пленке жидкости и газовой фазе.

Данная система уравнений решается при соответствующих граничных условиях, причем граничные условия на поверхности конденсации могут иметь разные формулировки в зависимости от реальных условий работы конденсаторов, которые имеют вид:

$$\frac{\partial V_{1x}}{\partial y} = 0, \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, V_{1y} = 0, \text{ при } y = 0; \quad (3.17)$$

$$V_{1x} = V_{1y} = 0, \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y}, \text{ при } y = \pm h; \quad (3.18)$$

$$T_4 = T_2, \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}, V_{2y} = V_{2z} = 0,$$

$$-\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \alpha(T_{10} - T_{\text{CT}}) \approx \alpha(T_{1\text{cp}} - T_{4\text{cp}}) \text{ при } y = h + \delta_0; \quad (3.19)$$

$$\mu_2 \frac{\partial V_{2z}}{\partial y} = \mu_3 \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} + \frac{d\sigma_2}{dz}, V_{2z} = V_{3z}, T_2 = T_3 = T_{2S}, p_2 = p_3 + \sigma_2 \frac{d^2\delta}{dz^2}$$

$$\text{при } y = h + \delta_0 + \delta; \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial y} = 0, \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} = 0, V_{3y} = 0, \text{ при } y = \delta_1 = h + \delta_0 + \frac{H}{2}; \quad (3.21)$$

$$V_{1x} = V_{1vx}, T_1 = T_{1vx}, p_1 = p_{1vx}, \text{ при } x = x_{vx}; \quad (3.22)$$

$$V_{2z} = V_{2zv}, T_2 = T_{2v}, \text{ при } z = z_{vx} = z_0; \quad (3.23)$$

$$V_{3z} = V_{3zv}, T_3 = T_{3v}, V_{3y} = 0, p_3 = p_{3v}, \text{ при } z = L_z, \quad (3.24)$$

где α - коэффициент теплоотдачи (с учетом термического сопротивления стенки), σ_2 - коэффициент поверхностного натяжения пленки, T_{10} -

температура охлаждающей среды (хладогента), $T_{ст}$ - температура стенки, T_{2S} - температура насыщения,

$$T_{10} \approx T_{1cp} = \frac{1}{h} \int_0^h T_1 dy = B_1 \frac{h^2}{6} + C_1$$

$$T_{ст} \approx T_{4cp} = \frac{1}{\delta_0} \int_h^{h+\delta_0} T_4 dy = C_4 \left(h + \frac{\delta_0}{2} \right) + C_5, \quad (3.25)$$

Решение краевой задачи (3.1) – (3.5), (3.6) – (3.10), (3.11) – (3.16), (3.17) – (3.21) и (3.22) – (3.24) представляет собой сложную математическую задачу. Поэтому рассмотрим решение этой задачи в упрощенном виде для некоторых конкретных частных случаев.

3.1.1 Конденсация при медленных режимах течения ($Re \ll 1$)

В этом случае задача существенно упрощается и в уравнениях сохранения импульса можно пренебречь левыми частями (инерционными членами). Такие режимы течения выполняются во многих случаях пленочной конденсации и уравнения сохранения (3.1) – (3.5), (3.6) – (3.10), (3.11) – (3.16) удастся проинтегрировать (решить) при граничных условиях (3.17) – (3.21) и (3.22)–(3.24).

Алгоритм решения уравнений (3.1) – (3.5), (3.6) – (3.10), (3.11) – (3.16):

1. Из уравнений (3.3) – (3.4), (3.8) – (3.9), (3.13) – (3.14) соответственно следует, что

$$p_1(x, z) = \rho_1 g z + p_1(x), \quad p_2 = p_2(z), \quad p_3 = p_3(z), \quad (3.26)$$

где $p_1(x)$, $p_2(z)$, $p_3(z)$ – пока неизвестные функции, которые будут определены в дальнейшем.

2. Для интегрирования уравнений сохранения энергии (3.5), (3.10), (3.15) используем приближенный метод Слезкина [26], согласно которому соответственно вводятся функции

$$B_1(x, z) = \frac{\rho_1 c_1 p_1}{\lambda_1 \cdot h} \int_0^h (V_{1x} \frac{\partial T_1}{\partial x} + V_{1y} \frac{\partial T_1}{\partial y}) dy, \quad (3.27)$$

$$B_2(x, z) = \frac{\rho_2 c_2 p_2}{\lambda_2 \cdot \delta} \int_{h+\delta_0}^{h+\delta_0+\delta} (V_{2y} \frac{\partial T_2}{\partial y} + V_{2z} \frac{\partial T_2}{\partial z}) dy, \quad (3.28)$$

$$B_3(x, z) = \frac{\rho_3 c_3 p_3}{\lambda_3 \left(\frac{H}{2} - \delta \right)} \int_{h+\delta_0+\delta}^{h+\delta_0+\frac{H}{2}} (V_{3y} \frac{\partial T_3}{\partial y} + V_{3z} \frac{\partial T_3}{\partial z}) dy, \quad (3.29)$$

где $B_1(x, z), B_2(x, z), B_3(x, z)$ и $\delta(x, z)$ – пока неизвестные функции.

Тогда после интегрирования уравнений

$$B_1(x, z) = \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2}, \quad B_2(x, z) = \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}, \quad B_3(x, z) = \frac{\partial^2 T_3}{\partial y^2} \text{ и } \lambda_4 \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} = 0 \quad \text{при}$$

соответствующих граничных условиях получают следующие выражения для температур T_1, T_2 и T_3, T_4 :

$$T_1 = B_1(x, z) \frac{y^2}{2} + C_1, \quad T_2 = B_2(x, z) \frac{y^2}{2} + C_2 \cdot y + \tilde{C}_2, \\ T_3 = B_3(x, z) \left(\frac{y^2}{2} - \delta_1 \cdot y \right) + C_3, \quad T_4 = C_4 \cdot y + C_5, \quad \delta_1 = h + \delta_0 + \frac{H}{2}, \quad (3.30)$$

где $C_1, C_2, \tilde{C}_2, C_3, C_4, C_5$ – постоянные интегрирования, которые были определены из граничных условий (3.17) – (3.21):

$$C_2(x, z) = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} B_1 h - B_2(h + \delta_0), \quad (3.31)$$

$$C_4(x, z) = \frac{\lambda_1}{\lambda_4} B_1 h, \quad (3.32)$$

$$C_2(x, z) = T_{2S} - \frac{(h + \delta_0 + \delta(z))^2}{2} - C_2(h + \delta_0 + \delta(z)), \quad (3.33)$$

$$C_5(x, z) = \frac{B_2}{2} (h + \delta_0)^2 + C_2(h + \delta_0) - C_4(h + \delta_0) + C_2, \quad (3.34)$$

$$C_1(x, z) = -\frac{\lambda_2}{\alpha} [B_2(h + \delta_0) + C_2] + C_4 \left(h + \frac{\delta_0}{2} \right) - B_1 \frac{h^2}{6} - C_5, \quad (3.35)$$

$$C_3(x, z) = T_{2S} - B_3 \left[\frac{(h + \delta_0 + \delta)^2}{2} - \delta_1 (h + \delta_0 + \delta) \right]. \quad (3.36)$$

3. Из уравнений (3.1) – (3.2), (3.6) – (3.7), (3.11) – (3.12) определяются поля скоростей $V_{1x}, V_{1y}, V_{2y}, V_{2z}, V_{3y}, V_{3z}$ при известных зависимостях температуры T_1, T_2, T_3 (3.30). При этом были использованы полиномиальные

зависимости вязкостей $\mu_i(T_i)$ от температуры $\frac{\mu_i(T_{i0})}{\mu_i(T_i)} = 1 + \sum_{k=1}^{n_i} \alpha_{ik} T_{ik}^k$,

$$(T_i = T_i - T_{i0}) \quad (3.37)$$

3.1. Например, из уравнения (3.2) определяется V_{1x} с учетом зависимости (3.37)

$$\begin{aligned} V_{1x}(x, y) &= \int_h^y \frac{p_1'(x) \cdot y}{\mu_1(T_1)} dy = \\ &= \tilde{p}_1'(x) \left\{ \frac{(y^2 - h^2)}{2} + a_{11} [W_{11}(x, y, z) - W_{11}(x, h, z)] + \right. \\ &\quad \left. + a_{12} [W_{12}(x, y, z) - W_{12}(x, h, z)] \right\}, \end{aligned} \quad (3.38)$$

где $\tilde{p}_1'(x) = \frac{p_1'(x)}{\mu_1(T_{10})}$,

$$W_{11}(x, y, z) = B_1 \frac{y^4}{8} + (C_1 - T_{10}) \cdot \frac{y^2}{2},$$

$$W_{12}(x, y, z) = B_1^2 \frac{y^6}{24} + 2B_1 (C_1 - T_{10}) \cdot \frac{y^4}{8} + (C_1 - T_{10})^2 \cdot \frac{y^2}{2}.$$

3.2. При известном $V_{1x}(x, y)$ из уравнения (3.1) после соответствующих операций дифференцирования и интегрирования с учетом граничного условия $V_{1y}(x, h) = 0$ определяется поперечная скорость $V_{1y}(x, y)$ в виде

$$\begin{aligned}
V_{1y}(x, y) &= \int \left[\int \left[\frac{p_1'(x) \cdot y}{\mu_1(T_1)} \right]'_x dy \right] dy = \\
&= \tilde{p}_1''(x) \left[W_{11}(x, h, z) - W_{11}(x, y, z) \right] + \tilde{p}_1'(x) \left[W_{12}(x, h, z) - W_{12}(x, y, z) \right],
\end{aligned} \tag{3.39}$$

где

$$\begin{aligned}
W_{11}(x, y, z) &= \left(\frac{h^2 y}{2} - \frac{y^3}{6} \right) + a_{11} \left[B_1 \left(\frac{h^4 y}{8} - \frac{y^5}{40} \right) + (C_1 - T_{10}) \cdot \left(\frac{y^3}{6} - \frac{h^2 y}{2} \right) \right] + \\
&+ a_{12} \left[B_1^2 \left(\frac{y^7}{168} - \frac{h^6 \cdot y}{24} \right) + 2B_1 (C_1 - T_{10}) \cdot \left(\frac{y^5}{40} - \frac{h^4 \cdot y}{8} \right) + \right. \\
&\left. + (C_1 - T_{10})^2 \cdot \left(\frac{y^3}{6} - \frac{h^2 \cdot y}{2} \right) \right],
\end{aligned} \tag{3.40}$$

$$\begin{aligned}
W_{12}(x, y, z) &= a_{11} \left[B_1' \left(\frac{h^4 y}{8} - \frac{y^5}{40} \right) + C_1' \cdot \left(\frac{y^3}{6} - \frac{h^2 y}{2} \right) \right] + \\
&+ a_{12} \left[2B_1 B_1' \left(\frac{y^7}{168} - \frac{h^6 \cdot y}{24} \right) + 2B_1' (C_1 - T_{10}) \left(\frac{y^5}{40} - \frac{h^4 \cdot y}{8} \right) + \right. \\
&\left. + 2B_1 C_1' \left(\frac{y^5}{40} - \frac{h^4 \cdot y}{8} \right) + 2C_1' (C_1 - T_{10}) \left(\frac{y^3}{6} - \frac{h^2 \cdot y}{2} \right) \right],
\end{aligned} \tag{3.41}$$

знак «'» - означает производную по x .

3.3. Аналогичным образом определяются поля скоростей $V_{2y}, V_{2z}, V_{3y}, V_{3z}$ по уравнениям (3.5) – (3.6), (3.11) – (3.12) при соответствующих граничных условиях:

$$\begin{aligned}
V_{2z}(y, z) &= \int_{h+\delta_0}^y \frac{(\rho_2'(z) - F_{2z})y + C_6}{\mu_2(T_2)} dy = \\
&= p_2'(z) \left[W_{21}(x, y, z) - W_{21}(x, h + \delta_0, z) \right] + \\
&+ \frac{C_6}{\mu_2(T_{20})} \left[W_{22}(x, y, z) - W_{22}(x, h + \delta_0, z) \right],
\end{aligned} \tag{3.42}$$

где $p_2'(z) = \frac{\rho_2'(z) - F_{2z}}{\mu_2(T_{20})}$,

$$\begin{aligned}
W_{21}(x, y, z) = & y^2 + a_{21} \left[B_2(z) \frac{y^4}{8} + C_2 \frac{y^3}{3} + (C_2 - T_{10}) \frac{y^2}{2} \right] + \\
& + a_{22} \left[B_2^2(z) \frac{y^6}{24} + C_2^2 \frac{y^4}{3} + (C_2 - T_{10})^2 \frac{y^2}{2} + B_2(z) C_2 \frac{y^5}{5} + \right. \\
& \left. + B_2(z) (C_2 - T_{10}) \frac{y^4}{4} + 2(C_2 - T_{10}) \frac{y^3}{3} \right], \tag{3.43}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W_{22}(x, y, z) = & y + a_{21} \left[B_2(z) \frac{y^3}{6} + C_2 \frac{y^2}{2} + (C_2 - T_{10}) y \right] + \\
& + a_{22} \left[B_2^2(z) \frac{y^5}{20} + C_2^2 \frac{y^3}{3} + (C_2 - T_{10})^2 y + B_2(z) C_2 \frac{y^4}{4} + \right. \\
& \left. + B_2(z) (C_2 - T_{10}) \frac{y^3}{3} + 2(C_2 - T_{10}) \frac{y^2}{2} \right],
\end{aligned}$$

$$C_6 = (p'_3(z) - F_{3z}) \left(\delta(z) - \frac{H}{2} \right) - (p'_2(z) - F_{2z}) (h + \delta_0 + \delta(z)) + \frac{d\sigma_2}{dz}$$

(определена по граничному условию (3.20));

$$V_{2y}(x, y, z) = - \int_{h+\delta_0}^y \frac{\partial V_{2z}}{\partial z} dy \text{ с учетом граничного условия}$$

$$V_{2z}(x, y, z) = 0 \text{ при } y = h + \delta_0; \tag{3.44}$$

$$\begin{aligned}
V_{3z}(x, y, z) &= \int \frac{(p'_3(z) - F_{3z})}{\mu_3(T_3)} (y - \delta_1) dy + C_8 = \\
&= \frac{(\rho'_3(z) - F_{3z})}{\mu_3(T_{30})} \left\{ \left(\frac{y^2}{2} - \delta_1 y \right) + a_{31} \left[B_3(z) \left(\frac{y^4}{8} - \frac{\delta_1 y^3}{2} + \frac{\delta_1^2 y^2}{3} \right) + \right. \right. \\
&+ (C_3 - T_{30}) \left(\frac{y^2}{2} - \delta_1 y \right) \left. \right] + a_{32} \left[B_3^2(z) \left(\frac{y^6}{24} - \frac{\delta_1 y^5}{4} + \frac{\delta_1^2 y^4}{2} - \frac{\delta_1^3 y^3}{3} \right) + \right. \\
&+ 2B_3(z)(C_3 - T_{30}) \left(\frac{y^4}{8} - \frac{\delta_1 y^3}{2} + \frac{\delta_1^2 y^2}{3} \right) + \\
&\left. \left. + (C_3 - T_{30})^2 \left(\frac{y^2}{2} - \delta_1 y \right) \right] \right\} + C_8 = \overline{V_{3z}(x, y, z)} + C_8,
\end{aligned} \tag{3.45}$$

где C_8 определяется по граничному условию (4.4) в виде

$$C_8 = V_{2z}(x, h + \delta_0 + \delta(z), z) - V_{3z}(x, h + \delta_0 + \delta(z), z); \tag{3.46}$$

$$V_{3y}(x, y, z) = - \int_{\delta_1}^y \frac{\partial V_{3z}}{\partial z} dy \text{ с учетом граничного условия}$$

$$V_{3z}(x, \delta_1, z) = 0. \tag{3.47}$$

4. Во всех полученных выражениях (3.30)- (3.36), (3.38)- (3.39), (3.40)- (3.41), (3.42)- (3.46) для определения полей температур и скоростей присутствуют пока неизвестные величины $B_1(x, z), B_2(x, z), B_3(x, z)$ и $\delta(x, z)$. Для их определения используются зависимости (3.27) – (3.29) и условие изменения расхода конденсата Q по высоте конденсатора (теплообменника) z с учетом потока массы при конденсации Q_g и равенства теплового потока к стенке с тепловым потоком при охлаждении пара (газа) и выделенного скрытой теплотой парообразования, освобождаемой во время конденсации пара (уравнение баланса энергии в пленке конденсата):

$$\frac{dQ}{dz} = Q_g \text{ -массовая скорость конденсации,}$$

$$Q = \rho_2 \int_{h+\delta_0}^{h+\delta_0+\delta} V_{2z} dy - \text{расход конденсата в пленке,}$$

где Q_g - определяется из соотношения:

$$q = -\lambda_2 \left. \frac{\partial T_2}{\partial y} \right|_{h+\delta_0} \approx \frac{\lambda_2 (T_{2s} - T_w)}{\delta(z)} = Q_g c_{p3} (T_3 - T_{2s}) + h_2 Q_g =$$

$$= h_2 Q_g \left[1 + \frac{c_{p3} (T_3 - T_{2s})}{h_2} \right],$$

$T_{2s}, T_w = T_{\text{ст}}$ - температура пленки на межфазной поверхности пленки (температура насыщения) и стенки соответственно.

В результате получается система из четырех нелинейных дифференциальных уравнений, которая решается численными методами Рунге-Кутты (Гира) четвертого порядка с проверкой устойчивости и сходимости решения.

5. Неизвестные величины перепадов давлений $p'_1(z), p'_2(z), p'_3(z)$, присутствующие в полученных решениях пересчитываются на каждом шаге численных расчетов из условий баланса (сохранения) массы хладагента, конденсата и газовой фазы с учетом процесса конденсации.

3.1.2 Численная реализация алгоритма и структура программы для проведения вычислительного эксперимента

Разработан следующий алгоритм:

1. После подстановки, полученных выражений для $V_{1x}, V_{1y}, V_{2z}, V_{2y}, V_{3z}, V_{3y}, T_1, T_2, T_3$ по алгоритму решения задачи (3.1)-(3.5), (3.6)-(3.10), (3.11)-(3.15), (3.16) при граничных условиях (3.17)-(3.21) и (3.22)-(3.24) в соотношения (3.27)-(3.29) и (3.42) для нахождения значений четырех пока неизвестных величин $B_1(x, z), B_2(x, z), B_3(x, z)$ и $\delta(x, z)$ получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{dB_1(x, z)}{dx} = f_1(x, z, p'_1(x), p''_2(x), \delta(x, z), B_2(x, z), B'_2(x, z)), \quad (3.48)$$

$$\frac{dB_2(x, z)}{dz} = f_2 \left(x, z, B_1(x, z), \frac{dB_1(x, z)}{dz}, B_2(x, z), p_2'(z), p_2''(z), p_3'(z), p_3''(z), \delta(x, z) \right), \quad (3.49)$$

$$\frac{dB_3(x, z)}{dz} = f_3(x, z, B_3(x, z), p_2'(z), p_2''(z), p_3'(z), p_3''(z), \delta(x, z)), \quad (3.50)$$

$$\frac{d\delta(x, z)}{dz} = f_4(x, z, p_2'(z), p_2''(z), p_3'(z), p_3''(z), \delta(x, z)), \quad (3.51)$$

где зависимости f_1, f_2, f_3, f_4 определяются по решениям (3.27)-(3.47).

В системе дифференциальных уравнений (3.48)-(3.51) первое уравнение представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка относительно производной функции $B_1(x, z)$ по переменной x . Три других уравнения представляют дифференциальные уравнения первого порядка относительно функций $B_2(x, z), B_3(x, z), \delta(x, z)$ по переменной z .

2. Порядок численного решения системы дифференциальных уравнений (3.48)-(3.51) следующий. Плоскость (x, z) разбивается сеткой на узловые точки $x_i (i = \overline{0, n}), z_j (j = \overline{0, m})$. Узел (x_0, z_0) помещается в начало координат $(0, 0)$, а (x_n, z_m) в точку (L_x, L_z) . Система дифференциальных уравнений (3.48)-(3.51) описывает двумерную задачу. Для ее решения применяется следующий подход: ее решение сводится к решению двух одномерных задач. Плоскость (x, z) разбивается (прямоугольник $(L_x \times L_z)$) сеткой на узловые точки $(x_i, z_j) i = \overline{0, n}; j = \overline{0, m}$. Шаг между узловыми точками вдоль оси $Ox - h_x = L_x / n$; шаг между узловыми точками вдоль оси $Oz - h_z = L_z / m$. Фиксируется начальное сечение вдоль оси $Ox - x_0 = x_{vx}$. Для x_0 и z_0 вычисляются значения $B_1(x_0, z_0), B_3(x_0, z_0)$. Поскольку в сечении z_0 для всех $x_i \delta(x_i, z_0) = 0$, поэтому $B_2(x_i, z_0) = 0$. В результате для нахождения значений

$B_2(x_{vx}, z_j), B_3(x_{vx}, z_j), \delta(x_{vx}, z_j), (j = \overline{1, m})$ получается задача Коши для системы из трех дифференциальных уравнений первого порядка.

Далее методом Рунге-Кутты решается задача Коши для системы (3.49)-(3.51) и определяются значения функций $B_2(x_{vx}, z_j), B_3(x_{vx}, z_j), \delta(x_{vx}, z_j), j = \overline{1, m}$.

После этого решается задача Коши для уравнения (3.48). В правую часть этого уравнения входят перепады давлений $P_1'(z)$ и $P_1''(z)$, которые вычисляются из условия постоянства расхода хладагента. В правую часть уравнения (3.48) также входит $\frac{dB_2(x, z)}{dz}$. Этот член уравнения определяет усредненный по толщине пленки конденсата конвективный теплоперенос, так как в пленке течение в направлении оси x отсутствует, то конвективный перенос тепла также в направлении x будет отсутствовать и этим членом можно пренебречь. В результате решение задачи Коши для уравнения (3.48) находим значение функции $B_1(x_{vx} + h_x, z_0)$. После этого решается задача Коши для системы (3.49)-(3.51). Далее эта процедура повторяется до тех пор, пока значение x в текущем сечении будет равно L_x .

Программа расчетов состоит из блока для ввода исходных данных, блока решателя и блока вывода результатов расчетов, которая составлена на основе алгоритма решения уравнений (3.1)-(3.5), (3.6)-(3.10), (3.11)-(3.16) и вышеизложенного алгоритма. По составленной программе расчетов был реализован вычислительный эксперимент (ВЭ) по изучению процесса пленочной конденсации, некоторые результаты которого приведены на рис.3.6.

Решение краевой задачи (3.1)-(3.5), (3.6)-(3.10), (3.11)-(3.16), (3.17)-(3.21), (3.22)-(3.25) при $Re \geq 1$ может быть проведено только численными методами, например, методом поверхностей равных расходов [93]. Это тема отдельных самостоятельных исследований.

На основе полученных в ходе численного решения полей температур (разность температур насыщения стенки) и локальной толщины пленки конденсата $\delta(x,z)$, представляется возможным определить интенсивность процесса теплообмена. Ключевым параметром, характеризующим взаимодействие паровой фазы с поверхностью стекающей пленки, является коэффициент теплоотдачи.

Для оценки теплоотдачи со стороны пара в условиях пленочной конденсации используется классическая зависимость, вытекающая из теории Нуссельта. Согласно данной модели, предполагается, что основное термическое сопротивление сосредоточено в ламинарной пленке конденсата, а перенос тепла через неё осуществляется преимущественно теплопроводностью.

Локальный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [94]:

$$\alpha = 0,943 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot r}{\mu \cdot \Delta T \cdot H}} \quad (3.52)$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$, ρ – плотность конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$, λ – коэффициенты теплопроводности, $\text{Вт}/\text{мК}$, r – удельная теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$, μ – коэффициент динамической вязкости конденсата, $\text{Па}\cdot\text{с}$, ΔT — разность температур насыщения стенки, $^{\circ}\text{C}$.

3.2 Физическое моделирование процесса пленочной конденсации в пластинчатом теплообменнике

Экспериментальное исследование процесса пленочной конденсации в пластинчатых теплообменниках (ПТ) было проведено с целью выявить их качественные и количественные характеристики, оценить влияние расхода и входной температуры хладагента, их конструктивных особенностей на процесс конденсации парогазовой смеси на основе экспериментальных данных и сравнить результаты математического и физического моделирования.

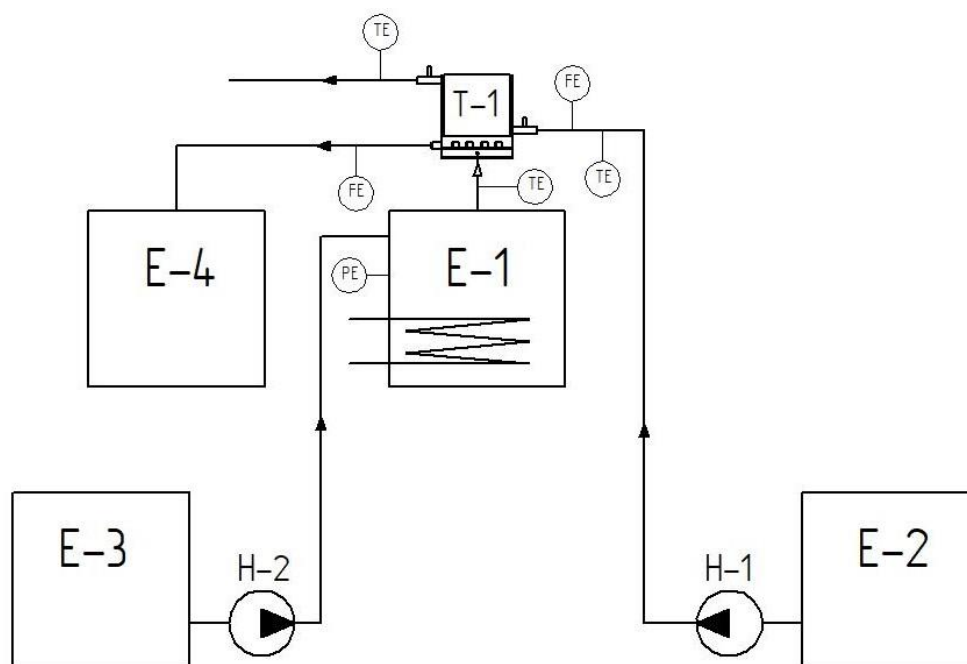


Рисунок 3.3 Схематическое изображение экспериментального стенда для анализа процесса пленочной конденсации паров ТБС

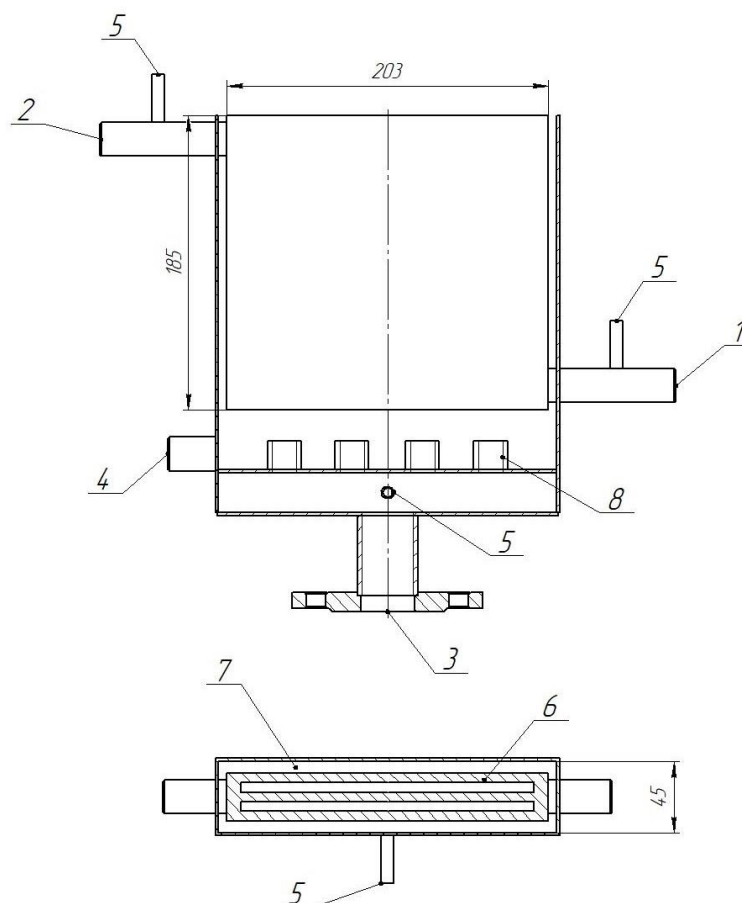


Рисунок 3.4 Пластинчатый теплообменник Т-1

В качестве сырья для эксперимента были выбраны пары воды и пары третбутилового спирта (ТБС). Эксперимент по каждому сырью проводился на

отдельном стенде. Схема экспериментального стенда для анализа процесса пленочной конденсации паров ТБС представлена на рис. 3.3.

Стенд состоит из: испарителя Е-1, имеющего объем $0,0075 \text{ м}^3$ и обвитого греющими кабелями мощностью 4 кВт, емкости хладагента Е-2, насоса для подачи хладагента Н-1, емкости подпитки Е-3, насоса для подачи ТБС из питательной емкости Н-2, пластинчатого теплообменника Т-1, а также емкости Е-4 для сбора конденсата.

На рис. 3.4 изображен пластинчатый теплообменник с полезной площадью теплообмена $F = 0,23 \text{ м}^2$. Теплообменник имеет распределитель для равномерного распределения пара на входе и глухую тарелку для сбора образующегося конденсата. С торцов теплообменника приварены штуцера для ввода и вывода хладагента, а также бобышки термодатчиков для измерения его температуры.

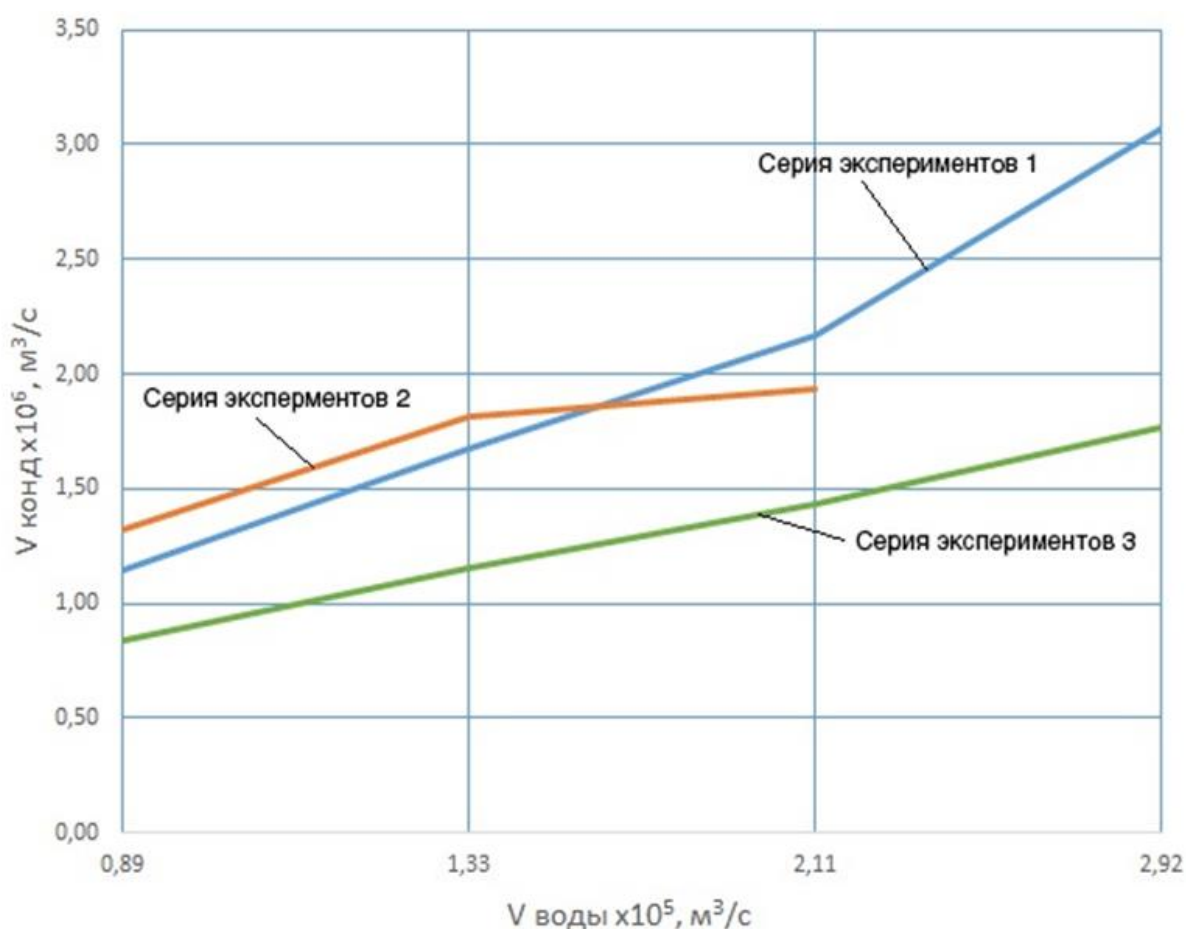


Рисунок 3.5 Влияние расхода хладагента на количество образующегося конденсата

В ПТ для измерения температуры пара перед началом процесса конденсации предусмотрен специальный штуцер. Хладагент подается в трубное пространство, а водяной пар - в межтрубное. Стенд состоит из испарителя Е-1 объемом 0,0075 м³, обвитого греющими кабелями мощностью 4 кВт, емкости Е-2 для хладагента и насоса для его подачи Н-1, питательной емкости Е-3, насоса Н-2 для подачи ТБС из питательной емкости Е-3, пластинчатого теплообменника Т-1, емкости для конденсата Е-4, электронного манометра для измерения давления РЕ, термопары для измерения температуры ТЕ, счетчика для измерения расходов хладагента и ТБС FE. Пластинчатый теплообменник Т-1 (рис. 3.4) имеет полезную площадь теплообменника $F = 0,23 \text{ м}^2$.

Эксперименты были проведены при различных значениях входной температуры хладагента $T_{vx.xl}$ и парообразного ТБС $T_{v.ТБС}$, расходах хладагента V_{xl} (рис. 3.6).

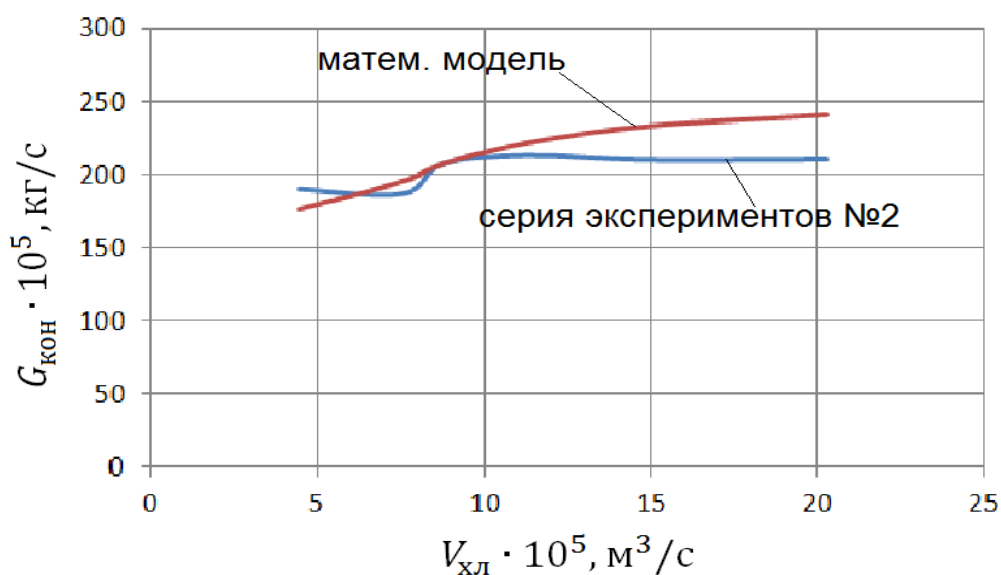


Рисунок 3.6 Графики зависимости массового расхода конденсата от объема хладагента

3.3 Результаты и их обсуждение

Для проверки адекватности построенной математической модели процесса пленочной конденсации в пластинчатых теплообменниках и программы расчетов реализован физический эксперимент. Результаты

расчетов показали, что процесс пленочной конденсации зависит от теплофизических свойств хладагента и паровой фазы, от их входных температур, расхода (скорости течения) хладагента.

Анализ результатов экспериментов и расчетов по математической модели показывает, что увеличение расхода хладагента увеличивает количество образующегося конденсата до определенного значения. При определенных расходах хладагента его скорость становится достаточно высокой и влияние термического сопротивления пластин становится определяющим, что приводит к стабилизации расхода конденсата. Входная температура $T_{вх.хл}$ также влияет на расход конденсата. Некоторые результаты экспериментов приведены на рис. 3.5, 3.6.

Сравнение результатов вычислительного эксперимента с использованием построенной математической модели с экспериментальными данными (рис. 3.6) показало их приемлемое согласование (относительная погрешность около 10-15%).

Решение задачи моделирования процесса пленочной конденсации и ее анализ указывают на необходимость постановки и решения проблемы оптимального оформления самой задачи моделирования.

Построенная математическая модель в конкретных частных случаях переходит в результаты работы [94] и согласуется с ранее известными, приведенными в работах [95] решениями. Например, если не рассматривать течение охлаждающей среды внутри полый призмы и взять ее температуру $T_1 = T_0$ и стенки $T_4 = T_{ст}$ и пренебречь конвективным переносом тепла в уравнении (2.5) ($B_2(z) = 0$) и трением на границе раздела газ-жидкость при постоянных физических свойствах конденсата и газа и граничных условиях (4.3)-(4.4), то наше решение полностью совпадает с решением [94]. Кроме этого, если принять распределение температуры конденсата в виде

$T_2 = T_{2S} - (T_{2S} - T_{ст}) \left(\frac{\delta - y + h + \delta_0}{\delta} \right)^n$, то наше решение при граничном условии (4.3) переходит в решение, приведенное в работе [96].

Разработанная математическая модель процесса пленочной конденсации позволяет определить все ее характеристики для аппаратов рассмотренного типа [81]. Был проведен вычислительный эксперимент при различных режимах работы аппарата и параметрах исходного сырья.

Численное моделирование и экспериментальные исследования показали зависимость процесса пленочной конденсации от многих параметров. Установлено взаимовлияние этих параметров на гидродинамическую обстановку в аппарате, анализ которой дает возможность поставить и решить вопросы оптимального аппаратного оформления соответствующего процесса конденсации.

ГЛАВА 4

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКИХ СРЕД С ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТЬЮ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В данной главе представлены экспериментальные данные по исследованию процесса теплопередачи в пластинчатом теплообменнике с гладкими каналами, а также с объемными интенсификаторами (насадкой) при нагреве гидравлического масла водяным паром.

Даны зависимости тепловой эффективности, вычисленные по модели идеального вытеснения и ячеечной модели гидродинамической структуры потока. Установлено хорошее согласование результатов расчетов тепловой эффективности с экспериментальными данными по ячеечной модели.

4.1 Определение эффективности пластинчатых и трубчатых теплообменников с интенсификаторами с учетом структуры потоков

4.1.1 Результаты экспериментальных исследований

Первоначально исследовался процесс нагрева воды водяным паром в теплообменнике без интенсификаторов.

Экспериментальное исследование проводилось с целью измерения перепада давления, температуры нагреваемой жидкости (воды), определения потока теплоты при заданных расходах пара и жидкости, температур на входе и конструктивных характеристик пластинчатого теплообменника, а также вычисления коэффициента теплопередачи и тепловой эффективности.

На рис. 4.1 представлена схема экспериментального стенда, разработанного автором для исследования процесса пленочной конденсации водяного пара в пластинчатом теплообменнике. Стенд состоит из испарителя Е-1 с нагревательным элементом (ТЭН) мощностью 10 кВт, емкости Е-2 для хладагента, насоса Н-1 для подачи хладагента, пластинчатого теплообменника Т-1 и емкости Е-3 для конденсата. Испаритель Е-1 имеет объем 0,20 м³, достаточный для проведения серии экспериментов без дополнительной подпитки ее водой.

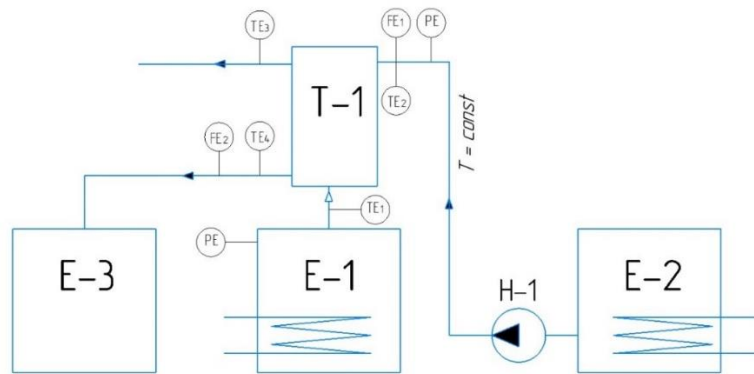


Рисунок 4.1 Схема экспериментального стенда для исследования пленочной конденсации водяного пара

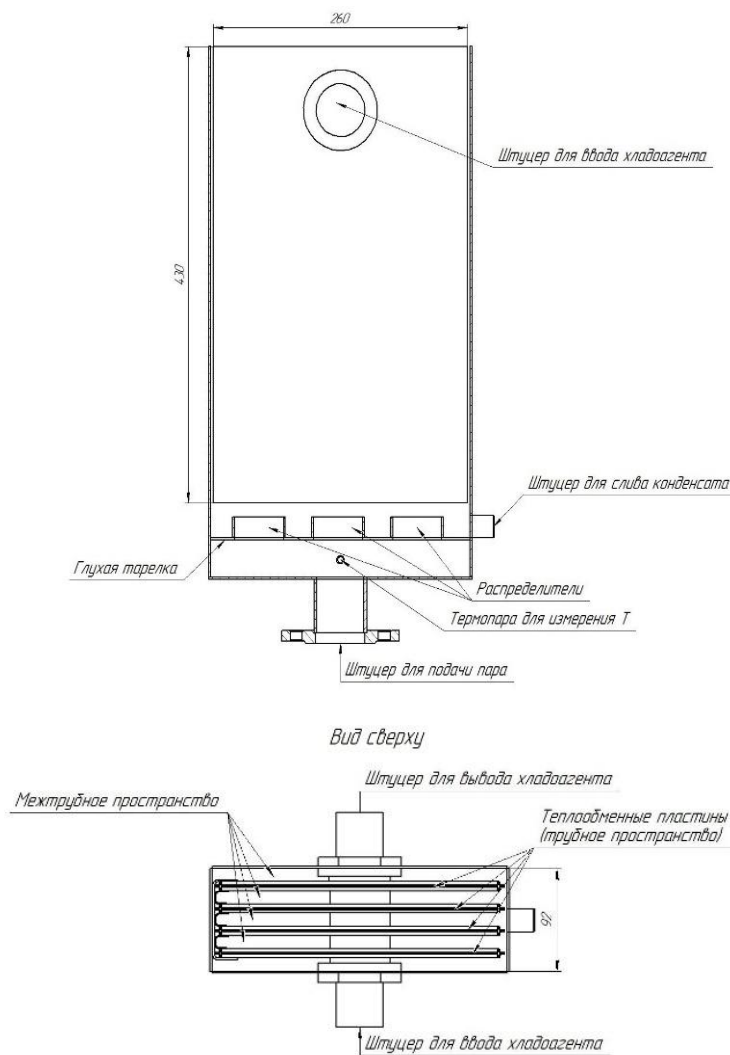


Рисунок 4.2 Схема пластинчатого теплообменника Т-1 для проведения экспериментов с водяным паром и водой

В эксперименте использован пластинчатый теплообменник с площадью теплопередачи $F = 0,89 \text{ м}^2$ и эквивалентным диаметром канала $d_3 = 0,0218 \text{ м}$.

Для равномерного распределения пара в межтрубном канале внутри пластинчатого теплообменника (ПТ) имеются распределители потока пара по пластинам, приваренные к устройству для сбора конденсата. Штуцеры для ввода и вывода хладагента приварены по бокам теплообменника, к ним приварены бобышки для измерения температуры хладагента. Также ПТ имеет штуцер для измерения температуры парообразного потока перед началом процесса конденсации. Водяной пар подается в межтрубное пространство, а хладагент – в трубное пространство. Фотография теплообменника приведена на рис. 4.3.



Рисунок 4.3 Пластинчатый теплообменник Т-1 для проведения экспериментов с водяным паром (хладагент – вода)

Во время эксперимента температура воды в емкости Е-1 постоянно поддерживалась на уровне 100 °С, мощность нТЭНа при этом $Q = 7$ кВт. Водяной пар, образующийся в ходе экспериментов, поступал в ПТ, в боковой штуцер которого подавался хладагент. Температура хладагента в емкости Е-2 поддерживалась на уровне (25 ± 2) °С. Расходы хладагента (воды) изменялись в интервале от $9,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с до $6,9 \cdot 10^{-2}$ кг/с. Конденсат, образующийся в ходе эксперимента, стекал до глухой тарелки и отбирался в емкость сбора конденсата Е-3.

В результате на основе полученных экспериментальных данных вычислялся поток теплоты:

$$Q = Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жн}) + Q_{пот}, \quad (4.1)$$

где $Q_{пот}$ – потери теплоты в окружающую среду, Вт. Значениями $Q_{пот}$ пренебрегали, т. к. они составляют не более 1,0-1,5 %.

Из основного уравнения теплопередачи находился коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²К):

$$K = \frac{Q}{F\Delta T_{ср}}, \quad (4.2)$$

где $\Delta T_{ср}$ – средняя движущая сила теплопередачи, °С; при $\Delta T_{\delta} = T_{пар} - T_{жн}$ и $\Delta T_{м} = T_{пар} - T_{жк}$, $\Delta T_{\delta} / \Delta T_{м} \leq 2$; $\Delta T_{ср} = 0,5(\Delta T_{\delta} + \Delta T_{м})$; при $\Delta T_{\delta} / \Delta T_{м} > 2$; $\Delta T_{ср} = (\Delta T_{\delta} - \Delta T_{м}) / \ln(\Delta T_{\delta} / \Delta T_{м})$.

Результаты экспериментов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Результаты экспериментальных исследований при $T_{жн} = 25^{\circ}\text{C}$

№ Эксперимента	1	2	3
Расход воды, L , кг/с	0,0097	0,0388	0,069
Число $Re_{ж}$	158	632	1128
$T_{пара}$, °С	97,2	97,3	98,1
$T_{жк}$, °С	90,1	70	51,1
Q , Вт	2637	7120	7549
$\Delta T_{ср}$, °С	29,32	58,16	59,6
K , Вт/м ² К	101,0	121,5	142,3

Полученные результаты экспериментальных исследований являются исходными данными для проверки адекватности математической модели, представленной в следующем разделе.

4.1.2 Метод единиц переноса для теплообмена

В теории массообмена для определения эффективности процессов в насадочных и тарельчатых колонных аппаратах при ректификации, абсорбции (десорбции) и экстракции широко применяется метод единиц переноса [66, 67]. Данный метод позволяет вычислять эффективность массообмена с учетом гидродинамической структуры потоков газа (пара) и жидкости на контактных устройствах (насадках, тарелках и др.). Применяемое в теплотехнике тепловое число единиц имеет несколько иной смысл, чем в теории массообмена, так как записывается с неким водяным эквивалентом. Еще во второй половине прошлого столетия академиком В.В. Кафаровым предложено использовать для расчета теплообменных аппаратов тепловое число единиц переноса, аналогичное массообменному, но по неким причинам этот метод не получил должного развития. Очевидно, это связано с тем, что во многих теплообменниках без интенсификаторов (аппаратов типа «труба в трубе», кожухотрубчатых теплообменниках и др.) структура потоков близка к идеальному вытеснению и поверхность теплообмена при проектировании находится из уравнений теплового баланса и теплопередачи. Однако при использовании поверхностных и особенно объемных интенсификаторов возникает обратное перемешивание теплоносителей, что приводит к снижению движущей силы теплопередачи, и требуемая поверхность в теплообменнике будет больше, чем при традиционном расчете, что в свою очередь может привести к нарушению требуемого теплового режима, т. е. к недостаточному охлаждению или нагреву потоков. Рассчитывать теплообменники с учетом структуры потоков во второй половине прошлого столетия предложили В.В. Кафаров, И.А. Гильденблат и др., в настоящее время этот метод имеет дальнейшее развитие [52, 56, 69].

Суть метода заключается в следующем. Поток теплоты записывается, например, при нагреве жидкости паром, в виде

$$Q = KF\Delta T_{\text{ср}} = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}), \quad (4.3)$$

Из уравнения (4.3) записывается тепловое число единиц переноса:

$$\frac{KF}{Lc_{pж}} = \frac{T_{жк} - T_{жн}}{\Delta T_{ср}} = N. \quad (4.4)$$

В данном методе применяется понятие тепловой эффективности процесса (тепловой коэффициент полезного действия). Для рассмотренного примера нагрева жидкости паром

$$\eta = \frac{T_{жк} - T_{жн}}{T_{пар} - T_{жн}}. \quad (4.5)$$

Выражение (4.5) записано исходя из достигнутых показателей к максимально возможным.

Оценить отклонение гидродинамической структуры потоков от идеального вытеснения можно с применением модифицированного числа Пекле, которое записывается с коэффициентом обратного перемешивания теплоносителя и характеризует дисперсию потока. Например, для канала с гладкими стенками или с поверхностными интенсификаторами (шероховатость, выступы, накатки и т. д.) при осесимметричном движении среды и турбулентном режиме по выражению Тейлора с уточненным коэффициентом пропорциональности получено Число Пекле структуры потока [56, 97] (критерий Боденштейна):

$$Pe = 0,43 \frac{l}{d_г \sqrt{\xi}}, \quad (4.6)$$

где $Pe = lu_{ср} / D_n$ – Число Пекле; D_n – коэффициент обратного перемешивания теплоносителей, м²/с; l – длина канала, м; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Если $Pe > 40-50$, то можно использовать модель идеального вытеснения.

Например, для воды в трубе при $Re = 10^4$, $l = 1,0$ м, $d_г = 0,021$ м, $\xi = 0,0316$ получаем $Pe = 115$, т. е. имеем идеальное вытеснение потока.

Однако при наличии поверхностных интенсификаторов, которые увеличивают гидравлическое сопротивление в несколько раз (до 18-20), число Пекле снижается и обратное перемешивание теплоносителей необходимо

учитывать. Напомним, что при $Re \rightarrow \infty$ - модель переходит в модель идеального вытеснения, а при $Re \rightarrow 0$ – модель идеального смешения.

Для результатов экспериментальных исследований, приведенных выше, при ламинарном режиме течения воды в каналах (число Re от 158 до 1128) обратное перемешивание практически отсутствует, но представляет интерес сравнение результатов расчетов по модели идеального вытеснения с опытными данными. Согласно известному решению уравнения конвективного теплообмена (и массообмена) при идеальном вытеснении потока и постоянной температуре второго теплоносителя эффективность процесса (4.5) вычисляется по известному выражению

$$\eta = 1 - \exp(-N). \quad (4.7)$$

где $N = KF / (V_{ж}C_{рж})$ – число единиц переноса, K – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot К$; F – поверхность теплопередачи, $м^2$; $V_{ж}$ – объемный расход жидкости, $м^3/с$; $C_{рж}$ – удельная теплоемкость, $Дж/кг \cdot К$.

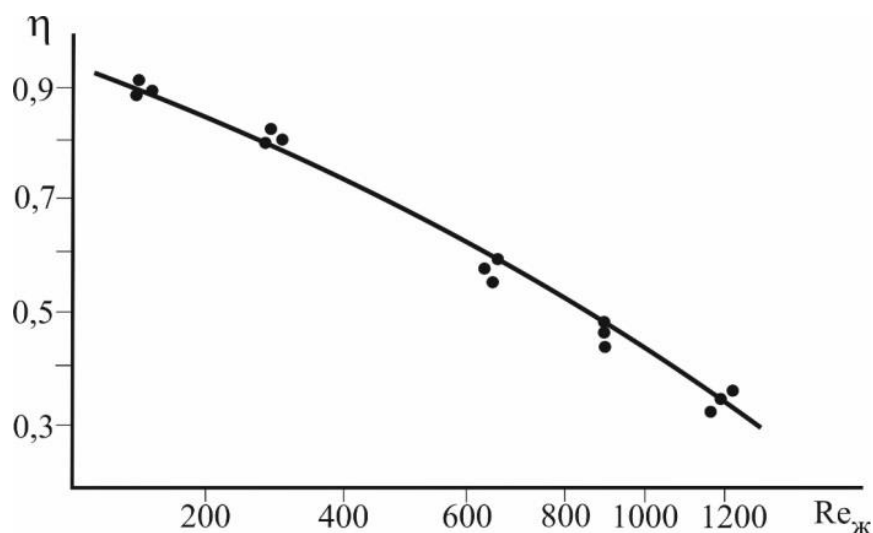


Рисунок 4.4 Зависимость тепловой эффективности нагрева воды водяным паром от числа Рейнольдса. Точки – эксперимент; сплошная линия – расчет по выражению (4.7). $T_{жн} = 25^{\circ}С$, $T_{пара} = 96-98^{\circ}С$.

Данное выражение справедливо при постоянной температуре второго теплоносителя, что имеет место при нагреве водяным паром, для теплообменника, рассмотренного выше.

На рис. 4.4 представлены результаты расчетов и сравнение с экспериментальными данными для исследованного пластинчатого теплообменника. Согласование результатов - с расхождением не более $\pm 3-4\%$.

При $Pe < 40$ необходимо учитывать обратное перемешивание, и при постоянной температуре второго теплоносителя (например, при конденсации пара или незначительном изменении температуры теплоносителя относительно другого) эффективность процесса можно вычислить по известной формуле ячеечной модели:

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{N}{n}\right)^{-n}, \quad (4.8)$$

где n – число ячеек полного перемешивания, которое связано приближенной зависимостью с числом Пекле. При $Pe > 10$, $n \approx Pe/2$; при $2 < Pe < 10$, $n = (Pe + 1,25)/2,5$. Если $n = 1$, имеем идеальное смешение теплоносителя и минимальную эффективность процесса.

В каналах с объемными интенсификаторами, которые обеспечивают турбулентный режим (например, нерегулярными насадками, хаотичными элементами и т. п.), число Пекле (при $Re > 50$) можно вычислить по выражению [52, 56]

$$Pe = 0,52H(Re_{\varepsilon} / \xi_{\text{нас}})^{0,25} d_{\varepsilon}^{-1}. \quad (4.9)$$

Известно, что в нерегулярных (хаотичных) насадках турбулентный режим начинается при $Re_{\varepsilon} > (40 - 50)$; $Re_{\varepsilon} = 4q_{\text{жс}}/(a_v \cdot \nu_{\text{жс}})$ – Число Рейнольдса для насадки; a_v – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $q_{\text{жс}}$ – удельный расход, $\text{м}^3/\text{м}^2\text{с}$.

4.1.3 Коэффициенты теплоотдачи в каналах с интенсификаторами

Известно, что поверхностные интенсификаторы обеспечивают повышение коэффициентов теплоотдачи в несколько раз (до 6-8 раз), а объемные – в 10-20 раз. Особенно значительное повышение теплоотдачи происходит за счет перехода от ламинарного режима к турбулентному. Поверхностные интенсификаторы вызывают турбулентность при числах

Рейнольдса более 150-500, а объемные – более 50-100, что особенно актуально для сред с повышенной вязкостью.

Известны десятки эмпирических и полуэмпирических выражений для расчета средних коэффициентов теплоотдачи в каналах с различными интенсификаторами. Универсальных математических моделей нет, однако в ряде работ за последние 15-20 лет представлены разработанные математические модели, связанные с гидравлическим сопротивлением каналов с интенсификаторами и дающие возможность расчета коэффициентов теплоотдачи в довольно широком интервале режимных и конструктивных параметров и вязкости сред. В основе некоторых работ лежит подход, который не раз отмечали академик А.И. Леонтьев и др., когда интенсифицированную поверхность условно заменяют на поверхность без интенсификаторов с изменением граничных условий на ней. Например, на основе данного подхода и модели турбулентного пограничного слоя получены выражения [99]:

$$R_{\text{ш}}^+ = 0,5 \left[\frac{\xi \text{Re}^3 R_{\delta\text{ш}} d_*}{2(5R_{\text{о}}^+ / R_{\text{ш}}^+ + 2,5 \ln R_{\delta\text{ш}})} \right]^{0,25}, \quad (4.10)$$

$$Nu_{\text{ш}} = \frac{2R_{\text{ш}}^+ \text{Pr}^{0,43} (\mu / \mu_{\text{ст}})^{0,14}}{5R_{\text{о}}^+ / R_{\text{ш}}^+ + 2,5 \ln(0,25R_{\text{ш}}^+)}, \quad (4.11)$$

где $d_* = 2,28$ – безразмерный геометрический комплекс; безразмерный комплекс трения в канале без интенсификаторов $R_{\text{о}}^+ = 0,1 \text{Re}^{0,875}$, $\mu / \mu_{\text{ст}}$ – отношение коэффициентов динамической вязкости среды в ядре потока и при температуре стенки, Па·с; $R_{\delta\text{ш}} \approx 0,25R_{\text{ш}}^+$; $R_{\text{ш}}^+ = Ru_* / \nu$; $R = d/2$; u_* – динамическая скорость, м/с. Индекс «ш» - канал с интенсификаторами.

На основе модификации гидродинамической аналогии для каналов с поверхностными интенсификаторами получено [100]

$$Nu_{\text{ш}} = 0,158 \text{Re}^{0,85} (\xi / 8)^{0,429} \text{Pr}^{0,43}. \quad (4.12)$$

Выражения (4.11), (4.12) дают удовлетворительное согласование с экспериментами различных авторов как для сред с повышенной вязкостью, так

и для воды и воздуха при $(200-500) < Re < 10^5$, при турбулентном режиме с различными интенсификаторами (выступы, накатки, вставки и др.)

Для каналов с хаотичными объемными интенсификаторами (мелкими насадочными элементами) число Нуссельта получено в виде [52,53]

$$Nu_3 = 0,175 Re_3^{0,75} (\xi_H / 2)^{0,25} Pr^{0,33} (\mu / \mu_{ст})^{0,14}, \quad (4.13)$$

где $Nu_3 = \alpha d_3 / \lambda$; $Re_3 = u_{ср} d_3 / \nu$ – число Рейнольдса вычисляется по средней скорости $u_{ср}$ среды в свободном объеме насадки и эквивалентному диаметру

$d_3 = 4\epsilon_{св} / a_v$; $\xi_{нас}$ – коэффициент гидравлического сопротивления насадки, $\xi_{нас} = f(Re_3)$, находится экспериментально. Например, для колец – $\xi_{нас} = 16 / Re_3^{0,2}$. для насадки «Инжехим 2012» – $\xi_{нас} = 9,5 / Re_3^{0,135}$.

4.1.4 Результаты расчетов

Рассмотрен вариант интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменника с нагреваемой жидкостью при применении проволочных вставок. Так как течение жидкости в канале происходит при небольших числах Рейнольдса ($Re < 2000$), то режим течения ламинарный и коэффициент теплоотдачи имеет низкое значение, т. е. основное сопротивление теплопередачи сосредоточено в потоке жидкости, т. к. $\alpha_{п} \gg \alpha_{ж}$.

Например, проволочные вставки при некотором значении Re^* вызывают переход от ламинарного режима к турбулентному. Значение Re^* установлено в виде [27]

$$Re^* = 415(S / d_o)^{0,73} \exp(-7,8d_o / d_3), \quad (4.14)$$

Область применения выражения (14): $S / d_3 = 0,71 \div 4,3$;
 $d_o / d_3 = 0,071 \div 0,17$.

С применением приведенного в предыдущем разделе метода теплового числа единиц переноса – выражение (4.8) с числом Нуссельта (4.12), выполнены расчеты нагрева индустриального масла водяным паром в разработанном пластинчатом теплообменнике. Результаты представлены в

таблице 4.2, где ξ_{III} / ξ_0 – экспериментальное отношение коэффициентов гидравлического сопротивления канала с проволочными вставками к коэффициенту в гладком канале [27]; Nu_{III} / Nu_0 – расчетное отношение числа Нуссельта в канале с проволочными вставками к гладкому каналу; $\eta_{ж}^{ид} / \eta_{ж}$ – отношение тепловой эффективности, вычисленной по модели идеального вытеснения (4.7), к эффективности по ячеечной модели (4.8). В нижней строке η_0 – тепловая эффективность нагрева масла в гладком канале.

Рассмотренные выше экспериментальные данные и математическая модель ячеечной гидродинамической структуры потоков справедливы для случая, когда одним из теплоносителей является греющий пар, температура конденсации которого в канале постоянная. Для случаев, когда нагрев и охлаждение теплоносителей происходит без изменения агрегатного состояния среды, например, одной жидкости другой при противотоке, то необходимо учитывать структуры потоков двух теплоносителей, которые могут существенно различаться.

Таблица 4.2 - Результаты математического моделирования нагрева индустриального масла И-8А при конденсации водяного пара в теплообменнике с интенсификаторами [103]

	1	2	3	4
$L, \text{кг/с}$	0,136	0,183	0,30	0,487
$Re_{ж}$	200	300	500	800
$d_0 / d_3 = 0,171; S / d_3 = 2,86$				
ξ_{III} / ξ_0	2,8	3,3	4,0	5,4
Nu_{III} / Nu_0	44,7/16,0	56,9/19,2	76,7/24,0	106,2/36,8
$\eta_{ж}^{ид} / \eta_{ж}$	0,60/0,55	0,58/0,52	0,51/0,48	0,46/0,44
$d_0 / d_3 = 0,171; S / d_3 = 0,714$				
ξ_{III} / ξ_0	9,5	12,0	18,0	22,0
Nu_{III} / Nu_0	75,5/16,0	99,1/19,2	146,2/24,0	194/36,8
$\eta_{ж}^{ид} / \eta_{ж}$	0,8/0,70	0,78/0,69	0,74/0,66	0,67/0,61
η_0	0,29	0,25	0,20	0,19

Далее на примере теплообменника типа «труба в трубе» представлена ячеечная модель в наружной и внутренних трубах, причем во внутренней трубе размещается объемный интенсификатор теплообмена в виде мелких хаотичных насадочных элементов (упаковки), которые вызывают переход от ламинарного режима течения сред с повышенной вязкостью в турбулентный режим. Известно, что уже при $Re_э > 40-50$ в канале (аппарате) с хаотичной (нерегулярной) насадкой развивается турбулентность.

Тепловые эффективности нагрева холодного (х) теплоносителя горячим (г) записываются в виде:

$$\eta_x = \frac{T_{xк} - T_{xн}}{T_{гн} - T_{xн}}, \quad \eta_g = \frac{T_{гн} - T_{гк}}{T_{гн} - T_{xн}}. \quad (4.15)$$

Решение ячеечной математической модели при противотоке теплоносителей для холодной (нагреваемой) среды имеет вид [103]:

$$\text{при } \eta_x > m_g \quad \eta_x = 1 - \left(1 + \frac{N_x m_g}{n_x} \right)^{-\frac{n_x}{m_g}}, \quad (4.16)$$

$$\text{при } m_g > \eta_x \quad \eta_x = 1 - \left(1 + \frac{N_x n_x}{m_g} \right)^{-\frac{m_g}{n_x}}. \quad (4.17)$$

Для горячего теплоносителя:

$$\text{при } \eta_x > m_g \quad \eta_g = 1 - \left(1 + \frac{N_g m_g}{n_x} \right)^{-\frac{n_x}{m_g}}, \quad (4.18)$$

$$\text{при } m_g > \eta_x \quad \eta_g = 1 - \left(1 + \frac{N_g n_x}{m_g} \right)^{-\frac{m_g}{n_x}}. \quad (4.19)$$

где $N_g = \frac{KF}{L_g c_{pg}}$, $N_x = \frac{KF}{L_x c_{px}}$ – числа единиц переноса для горячего и

холодного теплоносителей.

Выражения, аналогичные (4.16)-(4.19), апробированы в расчетах пленочных градирен [104], насадочных скрубберов [105] и насадочных абсорберов [67].

Для проверки представленных выражений использованы экспериментальные данные [28-30, 69, 97], полученные в теплообменнике типа «труба в трубе», где во внутренней трубе размещена хаотичная металлическая насадка «Инжехим-2012» с номинальным размером одного элемента 6 мм и удельной поверхностью $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (Рис 4.5). Диаметр внутренней трубки - 25 мм, а наружной – 57 мм, длина насадочной части во внутренней трубе - 1 метр. Исследован теплообмен от горячей воды к индустриальному маслу (ГОСТ 17479.4-87 И-Л-А-10).

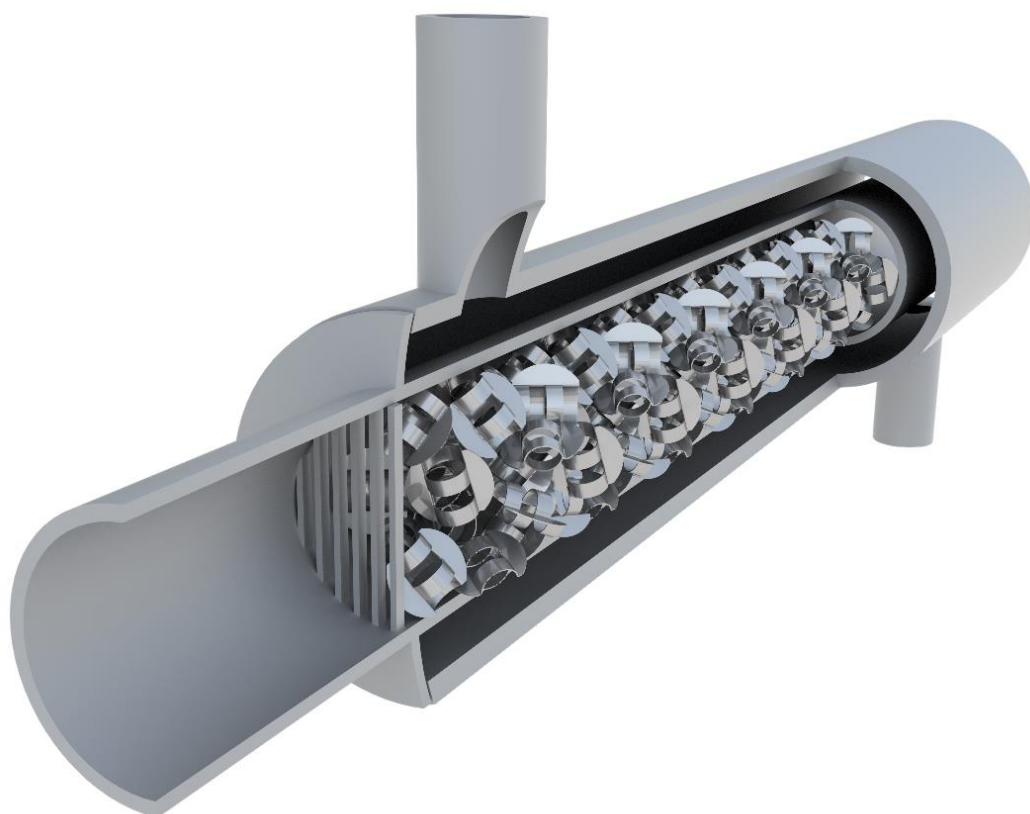


Рисунок 4.5 Теплообменник труба в трубе с хаотичной металлической насадкой «Инжехим-2012»

Экспериментальные данные представлены в таблице 4.3 [52,69].

Таблица 4.3 – Экспериментальные и расчетные данные

Номер опыта	1	2	3
Расход воды, L_B , кг/с	0,228	0,231	0,231
Скорость воды, м/с	0,736	0,75	0,75
Число Рейнольдса воды, Re_B	10108	10240	10240
Температура воды на входе, °С	55,75	55,73	55,76
Температура воды на выходе, °С	55,05	55,1	55,23
Расход масла, G_M , кг/с	0,0383	0,0312	0,0242
Скорость масла, м/с	0,129	0,106	0,081
Число Рейнольдса масла, Re_M	268,8	222,2	172,9
Температура масла на входе, °С	40,81	40,78	40,64
Температура масла на выходе, °С	49,34	50,39	51,02
Плотность масла, кг/м ³	852,0	851,7	851,6
Вязкость масла, Па·с	0,0086	0,0085	0,0085
Теплопроводность масла, Вт/мК	0,1315	0,1315	0,1315
Удельная теплоемкость масла, Дж/кг К	1968,8	1970,7	1971,6
Число Прандтля масла, Pr_M	129,5	127,8	126,9

После обработки экспериментальных данных получены следующие теплообменные и гидравлические характеристики (таблица 4.4) [92].

Таблица 4.4 - Экспериментальные и расчетные значения теплообменных характеристик канала с насадкой [52,69]

№ Величины	1	2	3
Экспериментальные значения			
Δt_{cp}	9,8	9,34	8,76
Q , Вт	643,2	590,9	495,3
K , Вт/м ² К	911,5	878,6	785,3
α_M , Вт/м ² К	1217,9	1173,5	996,6
Nu_3	61,1	58,9	50,0
Re_3	89,5	73,5	57,2
$\xi_{нас}$	57,9	70,2	94,6
Расчет по формулам			
Nu_3 (4.13)	59,7	53,9	48,2
α_M , Вт/м ² К с насадкой	1189,5	1073,9	960,3
α_M , Вт/м ² К без насадки	80,8	72,6	66,3

В таблице 4.4. $Nu_3 = \alpha_{жс} d_s / \lambda_{жс}$; $Re_3 = u_{жс} d_s / \nu_{жс}$

Как видно, расхождение между экспериментальными и расчетными значениями Nu_3 - около 5-10 %.

4.1.5 Пример расчета

На основе экспериментальных данных, приведенных в первых столбцах табл. 4.3 и 4.4, ниже показан алгоритм и пример расчета теплообменника типа «труба в трубе» с объемными интенсификаторами.

1. Коэффициент гидравлического сопротивления наружной трубы с горячим теплоносителем (водой): $\xi_{\Gamma} = \frac{0,316}{Re_{\Gamma}^{0,25}} = 0,0315$. Число Пекле $Pe = 346$,

число ячеек $m_{\Gamma} = 173$ (режим идеального вытеснения) при $l = 1,0$ м и $d_3 = 0,007$ м.

2. Экспериментальные значения коэффициента гидравлического сопротивления внутренней трубы с насадкой (табл. 4.4) $\xi_{\text{нас}} = 57,9$. Число Пекле (9) $Pe_x = 87,9$ при $Re_3 = 89,5$; $H = 1,0$; $d_3 = 0,0066$ м; число ячеек $n_x = 44$.

3. Тепловое число единиц переноса для горячего теплоносителя $N_{\Gamma} = 911,5 \cdot 0,072 / (0,228 \cdot 4180) = 0,069$, при $K = 911,5$ Вт/(м²·К), $F = 0,072$ м², $G = 0,228$ кг/с; $c_{\text{рг}} = 4180$ Дж/(кг·К).

4. Тепловое число единиц переноса для холодного теплоносителя (масла) $N_x = 911,5 \cdot 0,072 / (0,0383 \cdot 1968,8) = 0,87$.

5. Тепловая эффективность охлаждения воды (4.19) $\eta_{\Gamma} = 0,0661$.

6. Тепловая эффективность нагрева масла (4.17) $\eta_x = 0,544$.

7. Температура воды на выходе (4.15) $T_{\Gamma\text{К}} = T_{\Gamma\text{Н}} - \eta_{\Gamma}(T_{\Gamma\text{Н}} - T_{\text{хН}}) = 55,29$ °С при $T_{\Gamma\text{Н}} = 55,75$ °С, $T_{\text{хН}} = 48,81$ °С. Экспериментальное значение $T_{\Gamma\text{К}} = 55,05$ °С. Расхождение расчетного и экспериментального значений - менее 1 % относительных.

8. Температура масла на выходе $T_{\text{хК}} = T_{\text{хН}} + \eta_x(T_{\Gamma\text{Н}} - T_{\text{хН}}) = 48,94$ при $T_{\Gamma\text{Н}} = 55,75$ °С, $T_{\text{хН}} = 40,81$ °С. Экспериментальное значение $T_{\text{хК}} = 49,34$ °С.

Расхождение расчетного и экспериментального значений около - 1 % относительных.

Из расчетов следует, что применение интенсификаторов повышает число Нуссельта в $2,75 \div 6$ раз, а тепловую эффективность (4.5) – в $2,0 \div 3,2$ раза. Однако это обеспечивается за счет роста гидравлического сопротивления в $2,8 \div 22,0$ раза. Следует отметить, что применение модели идеального вытеснения (4.7) дает завышенные значения $\eta_{\text{ж}}^{\text{ид}}$ по сравнению с ячеечной моделью (4.8) $\eta_{\text{ж}}$ на 5–15 % относительных.

При известном значении эффективности $\eta_{\text{ж}}$ температура жидкости (в данном случае масла) будет равна $T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \eta_{\text{ж}}(T_{\text{пар}} - T_{\text{жн}})$. Например, при $T_{\text{жн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{пар}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{ж}} = 0,55$ имеем: $T_{\text{жк}} = 66,25 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, при различных режимных и конструктивных параметрах теплообменника можно определить температуру жидкости на выходе аппарата с учетом обратного перемешивания теплоносителя.

На рис. 4.6 даны зависимости тепловой эффективности нагрева масла в пластинчатом теплообменнике от числа Рейнольдса [103]. Из графических зависимостей наглядно видно влияние обратного перемешивания (кривые 2а и 3а) на эффективность процесса по сравнению с моделью идеального вытеснения (кривые 2б и 3б). Кривая 1 – тепловая эффективность теплообменника без интенсификаторов, т. е. при ламинарном режиме течения масла. Полученные результаты показывают, что в расчетах теплообменников с интенсификаторами следует учитывать структуру потоков теплоносителей, т. е. обратное перемешивание, которое снижает движущую силу теплопередачи и требуемая площадь теплообмена будет больше, чем для гладкого канала. Аналогичные результаты установлены для пленочных градилен [104], насадочных скрубберов охлаждения газов [105].

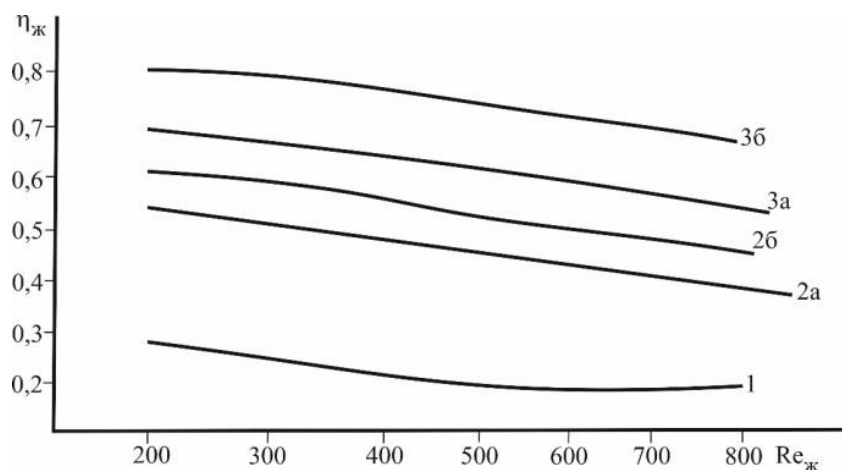


Рисунок 4.6 Зависимость тепловой эффективности нагрева
индустриального масла в пластинчатом теплообменнике ($T_{\text{жн}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$)
водяным паром ($T_{\text{пар}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$) от числа Рейнольдса: 1 – гладкий канал; 2 –

$$\xi_{\text{ш}} / \xi_0 = 2,8 \div 5,4 ; 3 - \xi_{\text{ш}} / \xi_0 = 9,5 \div 22,0$$

Следует отметить, что в качестве альтернативы выражений для расчета тепловой эффективности (4.15) - (4.19) можно применить метод определения эффективности теплообмена с учетом гидродинамической структуры потоков, рассмотренный в работах [52, 56, 69, 106].

4.2 Интенсификация теплообмена в пластинчатом теплообменнике с хаотичными насадками

4.2.1 Экспериментальная часть

Данная диссертационная работа является продолжением и развитием экспериментальных исследований и математического моделирования теплообмена в аппаратах с вязкими средами [52, 69, 102, 107, 108]. Причем используется известное допущение, что минеральные и синтетические масла при температуре более 10-20 $^{\circ}\text{C}$ ведут себя как ньютоновские жидкости.

На экспериментальном стенде (рис. 4.7) в пластинчатом теплообменнике экспериментально исследовался процесс нагрева гидравлического масла водяным паром без интенсификаторов, а также с интенсификаторами в виде мелкой (6мм) металлической насадки «Инжехим - 2012», которая засыпалась в каналы теплообменника без механического воздействия. Вид теплообменника и элементов насадки даны на рисунках 4.8 и 4.9.

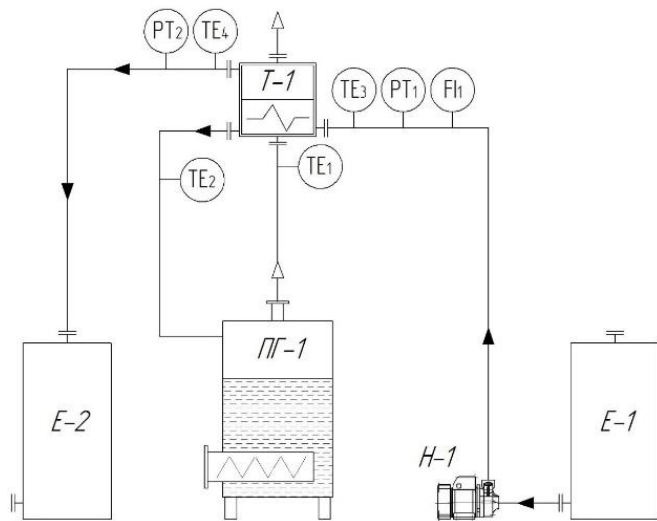


Рисунок 4.7 Стенд для исследования процесса нагрева гидравлического масла паром без/с интенсификаторами: E-1 – емкость гидравлического масла, ПГ-1: парогенератор, E-2 – приемная емкость масла, T-1 – пластинчатый теплообменник, TE – измерение температуры, FE – измерение расхода, PT – измерение давления

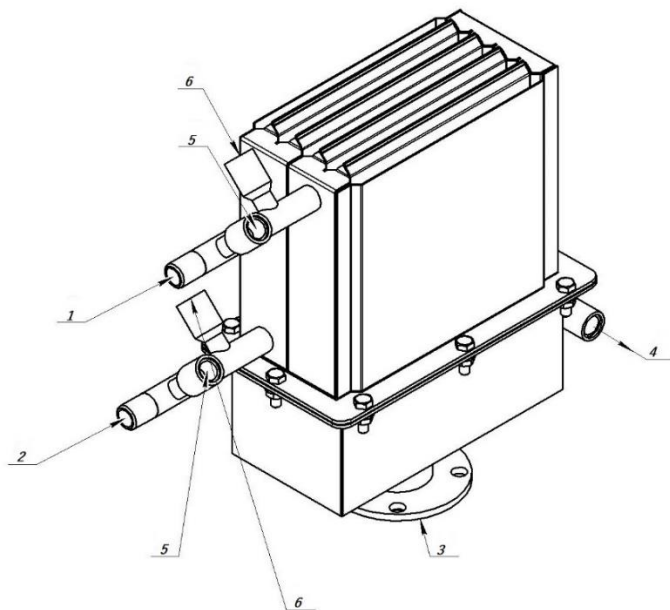


Рисунок 4.8 Общий вид пластинчатого теплообменника
1 – Выход теплоносителя; 2 – вход теплоносителя; 3 – вход пара; 4 – выход конденсата; 5 – датчики давления; 6 – датчики температуры



Рисунок 4.9 Элементы хаотичных насадок «Инжехим - 2012».

Элементы насадки «Инжехим - 2012» внутри каналов пластинчатого теплообменника

Пластинчатый теплообменник имеет следующие технические характеристики: поверхность теплообменника $F = 0,32 \text{ м}^2$; ширина прямоугольного канала $h = 0,01 \text{ м}$; высота канала $H = 0,195 \text{ м}$; эквивалентный диаметр канала $d_{\text{ЭК}} = 0,019 \text{ м}$; площадь проходного сечения для масла $S_0 = 0,00195 \text{ м}^2$; общая длина пути жидкости $l_{\text{Ж}} = 0,4 \text{ м}$; число ходов – 2.

Теплофизические свойства минерального гидравлического масла HLР46: кинематический коэффициент вязкости при $40 \text{ }^\circ\text{C}$ $\nu_{\text{Ж}} = 4,81 \cdot 10^{-5}$, $\text{м}^2/\text{с}$; плотность при $15 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{Ж}} = 877 \text{ кг}/\text{м}^3$; удельная теплоемкость $c_{\text{рЖ}} = 2000 \text{ Дж}/(\text{кгК})$; теплопроводность $\lambda_{\text{Ж}} = 0,13 \text{ Вт}/(\text{мК})$; число Прандтля $\text{Pr}_{\text{Ж}} = 650$. Начальная температура масла $T_{\text{ЖН}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 2^\circ$), массовый расход масла L от 0,145 до 1,67 кг/с, температура греющего водяного пара $T_{\text{пар}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пар}} = 11000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

При экспериментальных исследованиях автором диссертации измерялись расходы масла и пара, перепад давления ΔP масла, а также температура масла на входе и выходе из теплообменника. Погрешность экспериментальных исследований не более - $\pm 8-10 \%$. На первом этапе исследовался теплообмен в аппарате без насадки, а затем в каналы были засыпаны металлические элементы (рис. 4.9). В каналы поместилось 6976

элементов в объеме $0,00261 \text{ м}^3$ и удельная поверхность насадки составила $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$, удельный свободный объем $\epsilon_{\text{св}} = 0,92 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Эквивалентный диаметр насадки $d_{\text{эН}} = 4\epsilon_{\text{св}}/a_v = 0,013 \text{ м}$.

По значению измеренного перепада давления масла в аппарате без насадки $\Delta P_{\text{к}}$ и с насадкой $\Delta P_{\text{н}}$ из уравнения Дарси-Вейсбаха вычисляется коэффициент гидравлического сопротивления для канала без насадки и с насадкой по выражениям

$$\xi_{\text{эк}} = \frac{2d_{\text{эк}}\Delta P_{\text{к}}}{H\rho_{\text{ж}}u_{\text{ж}}^2}, \quad \xi_{\text{эН}} = \frac{2d_{\text{эН}}\Delta P_{\text{н}}\epsilon_{\text{св}}^2}{H\rho_{\text{ж}}u_{\text{ж}}^2}, \quad (4.20)$$

где $u_{\text{ж}}$ - средняя скорость масла в каналах без насадки, м/с.

Результаты представлены на рисунке 4.10.

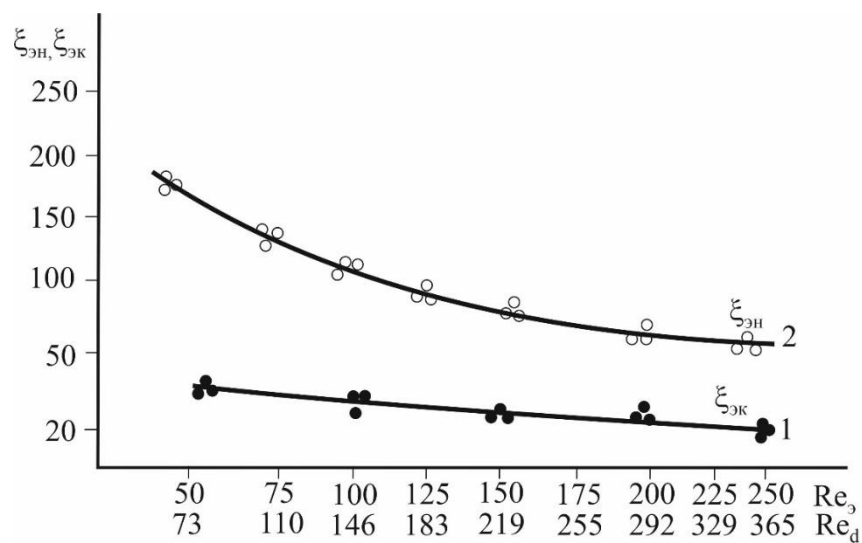


Рисунок 4.10 Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления объемного интенсификатора в пластинчатом теплообменнике от числа Рейнольдса насадки. 1 – теплообменник без интенсификаторов (насадки); 2 – с насадкой. Теплоноситель – гидравлическое масло при средней температуре $40 \text{ }^\circ\text{C}$

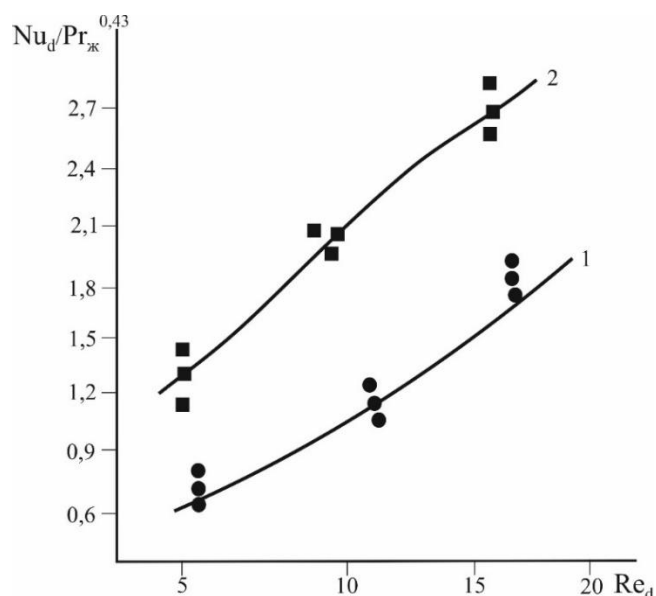


Рисунок 4.11 Зависимость числа Нуссельта $Nu_d / Pr^{0,43}$ от Рейнольдса в пластинчатом теплообменнике при нагреве масла водяным паром. Точки: ● – экспериментальные данные для гладких пластин; линия 1 – расчет по известному критериальному выражению; ■ – экспериментальные данные с объемными интенсификаторами; линия 2 – осреднение результатов эксперимента [109]

По экспериментальным значениям температур и расхода масла находится поток теплоты $Q = Lc_{pж}(T_{жк} - T_{жн})$, средняя движущая сила теплообмена $\Delta T_{жср}$. Далее из уравнения теплопередачи определяется коэффициент теплопередачи $K = Q / (F \Delta T_{ср})$, Вт/(м²К). После этого из уравнения аддитивности термических сопротивлений находится коэффициент теплопередачи от масла $\alpha_{ж}$, Вт/(м²К) и числа Нуссельта, отнесенные к эквивалентному диаметру канала теплообменника $Nu_d = \alpha_{ж} d_{эк} / \lambda_{ж}$ и эквивалентному диаметру насадки $Nu_э = \alpha_{ж} d_{эн} / \lambda_{ж}$. Аналогично число Рейнольдса $Re_э = u_{жс} d_э / \nu_{жс}$; $Re_{эн} = u_{жс} d_{эн} / \nu_{жс}$.

Результаты экспериментов и расчетов, полученные автором диссертации, представлены в таблицах 4.5 – 4.6.

Таблица 4.5 - Гидравлические характеристики пластинчатого теплообменника с объемным интенсификатором (хаотичной насадкой)

№		Экспериментальные значения величин при $T_{\text{ср.ж}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$					
1	$V_{\text{ж}} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	0,166	0,333	0,50	0,667	0,833	1,67
2	$L, \text{ кг/с}$	0,145	0,292	0,438	0,585	0,73	1,46
3	$u_{\text{ж}}, \text{ м/с}$	0,0851	0,171	0,256	0,342	0,427	0,856
4	Re_d	35,9	72,1	107,9	144,2	180,1	360
5	Re_Δ	24,6	49,4	73,9	98,7	123,3	247,2
6	$\Delta P, \text{ кПа}$	26,2	83,4	133,4	209,9	243,0	805,2
7	ξ_d	348,3	274,6	196,0	172,8	128,3	99,2
8	ξ_Δ	238,3	187,9	134,1	118,2	87,8	47,8
9	$N_w, \text{ Вт}$	4,3	27,8	66,7	140,0	202,2	1344,7

Таблица 4.6 - Теплообменные характеристики пластинчатого теплообменника с объемным интенсификатором (хаотичной насадкой) при нагреве гидравлического масла (результаты расчетов)

1	Re_Δ	24,6	49,4	73,9	98,7	123,3	247,3
2	$K, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	888,8	1305,6	1543,9	1771,5	1891,1	2422,3
3	$\alpha_{\text{ж}}, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	1034	1645	2042	2460	2697	3909
4	Nu_d	151,1	240	298,4	359	394	571,3
5	Nu_Δ	103,4	164,5	204,2	246,0	269,7	390,9
6	$\eta_{\text{ж}}$ эксперимент	0,597	0,493	0,411	0,369	0,321	0,227
7	η идеальное вытеснение	0,625	0,511	0,431	0,383	0,340	0,233

На рисунке 4.11 даны значения числа Nu_d при ламинарном режиме течения масла в канале без насадки и с насадкой при числе Рейнольдса $Re_d = u_{ж}d_{ЭК}/\nu_{ж}$ от 5 до 20. Первая кривая для теплообменника без интенсификаторов, а вторая - с насадкой. Число Рейнольдса для насадки $Re_{э} = u_{ж}d_{ЭН}/(\epsilon_{св}\nu_{ж}) = 4u_{ж}/(a_{\nu}\nu_{ж})$ составляло от 3,4 до 13,7. Связь между числами Рейнольдса $Re_{э} = Re_d d_{ЭН}/d_{ЭК}$. Число Нуссельта: $Nu_{э} = Nu_d d_{ЭН}/d_{ЭК}$. $Nu_{э} = \alpha_{жс}d_{ЭН}/\lambda_{жс}$.

Из полученных экспериментальных результатов следует, что наличие насадки при малых числах Рейнольдса обеспечивает повышение комплекса $Nu_d/Pr_{ж}^{0,43}$ в 1,5-2 раза.

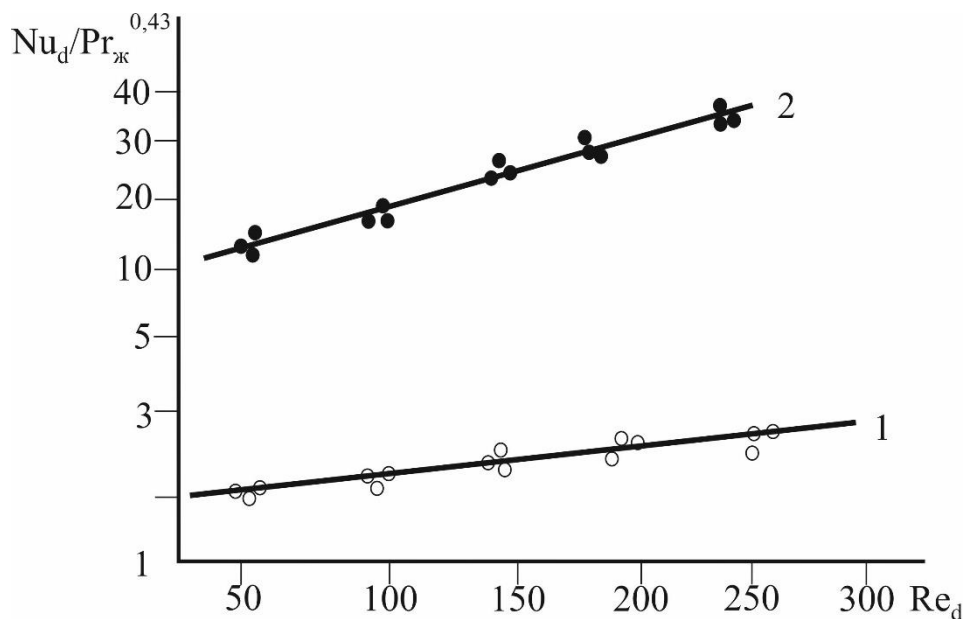


Рисунок 4.12 Зависимость безразмерного комплекса теплоотдачи для гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с гладкими пластинами (кривая 1) и с объемным интенсификатором (кривая 2) от числа Рейнольдса. Экспериментальные данные автора диссертации

Известно, что хаотичные насадки вызывают турбулентный режим при $Re_{э} > 15 - 40$, что дает значительное повышение эффективности тепло- и массообменных процессов. На рисунке 4.12 представлены экспериментальные

зависимости безразмерного комплекса $Nu_d / Pr_{ж}^{0,43}$ от числа Рейнольдса Re_d в исследованном теплообменнике без интенсификаторов (линия 1) и с хаотичной насадкой (линия 2). Установлено, что применение объемных интенсификаторов дает повышение коэффициентов теплоотдачи от масла в 6-12 раз, что коррелируется с экспериментальными данными для теплообменника типа «труба в трубе», где во внутренней трубе была установлена аналогичная насадка при нагреве промышленного масла горячей водой [52,69]. Однако во внутренней трубе диаметром 21 мм разместилось больше элементов на единицу объема и удельная поверхность составила $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$, поэтому число Нуссельта за счет применения насадки в таком теплообменнике несколько выше (на 30-60 %), чем в пластинчатом. Однако и перепад давления больше на 40-70%.

4.2.2 Обобщение результатов

Для обобщения результатов экспериментальных исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в пластинчатом теплообменнике при нагреве гидравлического масла водяным паром, где в каналах с маслом расположен объемный интенсификатор – хаотичные насадки, используются безразмерные комплексы, в качестве характерного размера применяется эквивалентный диаметр насадки $d_{ЭН} = 4\varepsilon_{СВ} / a_v$. Коэффициент гидравлического сопротивления хаотичной насадки $\xi_{ЭН} = 2d_{ЭН}\Delta P / (H\rho_{ж}u_{ж}^2 / \varepsilon_{СВ}^2)$ аппроксимируется выражением ($\pm 10-12\%$)

$$\xi_{ЭН} = 5171 Re_3^{-0,85}, \quad (4.21)$$

при $40 < Re_3 < 400$.

Для обобщения экспериментальных данных для коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$ в канале с насадкой можно использовать полуэмпирическое выражение, связанное с средней объемной скоростью диссипации механической энергии ($Re_3 > 40$) [110]

$$\alpha_{\text{ж}} = 0,175 \rho_{\text{ж}} c_{\text{рж}} \left(\frac{\bar{\varepsilon}_{\text{ж}} v_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,25} Pr_{\text{ж}}^{-m} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (4.22)$$

где $\bar{\varepsilon}_{\text{ж}}$ - средняя скорость диссипации энергии, Вт/м³; которую можно выразить через перепад давления в канале с насадкой

$$\bar{\varepsilon}_{\text{ж}} = \frac{\Delta P_{\text{н}} L}{\rho_{\text{ж}} S_{\text{о}} \varepsilon_{\text{св}} l_{\text{ж}}}, \quad (4.23)$$

где $S_{\text{о}} \varepsilon_{\text{св}} l_{\text{ж}}$ - объем жидкости в теплообменнике с насадкой, м³; $\Delta P_{\text{эн}} L / \rho_{\text{ж}}$ - механическая мощность, Вт. В выражении (4.22) и далее $Pr_{\text{ст}}$ - значение числа Прандтля жидкости при температуре стенки.

В результате на основе выше приведенных выражений (4.22) и (4.23) получено число Нуссельта ($40 < Re_{\text{э}} < 10^4$) [52, 69, 101]

$$Nu_{\text{э}} = 0,175 Re_{\text{э}}^{0,75} (\xi_{\text{эн}}/2)^{0,25} Pr_{\text{ж}}^{1-m} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (4.24)$$

На основе трехслойной модели турбулентного пограничного слоя для хаотичных насадок с учетом корректировки параметров, учитывающих возмущения в пограничном слое, вызванные кривизной элементов, также получено выражение ($40 < Re_{\text{э}} < 10^4$) [110, 112]

$$Nu_{\text{э}} = \frac{1,85 Re_{\text{э}}^{0,75} (\xi_{\text{эн}}/2)^{0,25} Pr_{\text{ж}}^{1-m} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}}{0,67 Re_{\text{э}}^{0,125} \xi_{\text{эн}}^{-0,25} + 2,5 \ln \left[6,49 (Re_{\text{э}} \xi_{\text{эн}})^{0,25} \right]}. \quad (4.25)$$

Показатель степени m в формулах (4.22), (4.24) и (4.25) устанавливается экспериментально и по данным различных авторов находится в интервале 0,57 – 0,67. В теплообменниках с средами повышенной вязкости $m = 0,57$ [27], хотя есть данные, что $m = 0,67 - 0,65$.

Выражения (4.22), (4.24) и (4.25) получены при условии, что механическая мощность равномерно диссипирует по всему объему жидкости. Однако известно, что значительная часть энергии диссипирует в объеме пристенного слоя на поверхности контактных устройств, то есть в данном

случае насадочных элементов. Математическая модель вязкого трения и теплоотдачи с учетом скорости диссипации энергии в турбулентном пограничном слое получена в работе [111]. В результате установлены выражения

$$Re_* = \left[\frac{\xi_{ЭН} Re_3^3 R_\delta d_*}{2(5Re_{*o}/Re_* + 2,5 \ln R_\delta)} \right]^{0,25}, \quad (4.26)$$

$$Nu_3 = \frac{Re_* Pr^{1-m} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}}{5Re_{*o}/Re_* + 2,5 \ln R_\delta}, \quad (4.27)$$

где $Re_* = u_* d_{ЭН} / \nu_{ж}$ - число Рейнольдса с динамической скоростью;
 $R_\delta = u_* \delta / \nu_{ж}$ - безразмерная толщина пограничного слоя; δ - средняя толщина турбулентного слоя, м; $d_* = 2,28$ - безразмерный геометрический параметр;
 $Re_{*o} = Re_3 \left(0,316 / \left(8 Re_3^{0,25} \right) \right)^{0,5}$; $R_\delta \approx 0,25 Re_*$.

Результаты расчетов по формулам (4.24), (4.25) и (4.27), а также экспериментальные данные комплексов $Nu_3 / Pr_{ж}^{0,43}$, полученные автором диссертации, представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 - Результаты расчетов гидромеханических и теплообменных характеристик пластинчатого теплообменника с насадкой при нагреве гидравлического масла водяным паром

Re_d	Re_3	$\xi_{ЭН}$ (4.21)	Re_* (4.26)	$Nu_3 / Pr_{ж}^{0,43}$			
				(4.24)	(4.25)	(4.27)	Эксперимент
100	68,4	142,1	113,6	12,1	11,9	13,0	10,9
200	136,8	79,1	179,8	17,6	17,0	18,1	16,9
400	273,7	43,8	284,6	25,6	24,3	25,7	23,9
600	410,1	31,1	372,2	31,9	29,9	31,4	29,1

Как следует из результатов расчетов (таблица 4.7) по выражениям математических моделей (4.24), (4.25) и (4.27), наблюдается вполне

удовлетворительное согласование с осредненными (по нескольким измерениям) экспериментальными данными безразмерного комплекса $Nu_{\varepsilon}/Pr_{\text{ж}}^{0,43}$ (правый столбец). При числе Re_{ε} 68 до 410 расхождение составляет около 5-10% в большую сторону по сравнению с экспериментом, что находится в пределах погрешности экспериментальных исследований теплоотдачи. Выражения (4.24), (4.25) и (4.27) дают близкие значения по теплоотдаче (расхождение не более 8%), что характеризует режим турбулентности близким к однородному и изотопному в хаотичной насадке, так как диссипативные модели с допущениями равномерного рассеивания механической энергии в объеме, а также модель диссипации только в пограничном слое практически равнозначны. Это можно объяснить равномерным и близким расположением элементов насадок в каналах теплообменника, то есть пограничные слои практически смыкаются. Кроме этого, хаотичная насадка, аналогично турбулизирующей решетке, создает развитую однородную турбулентность.

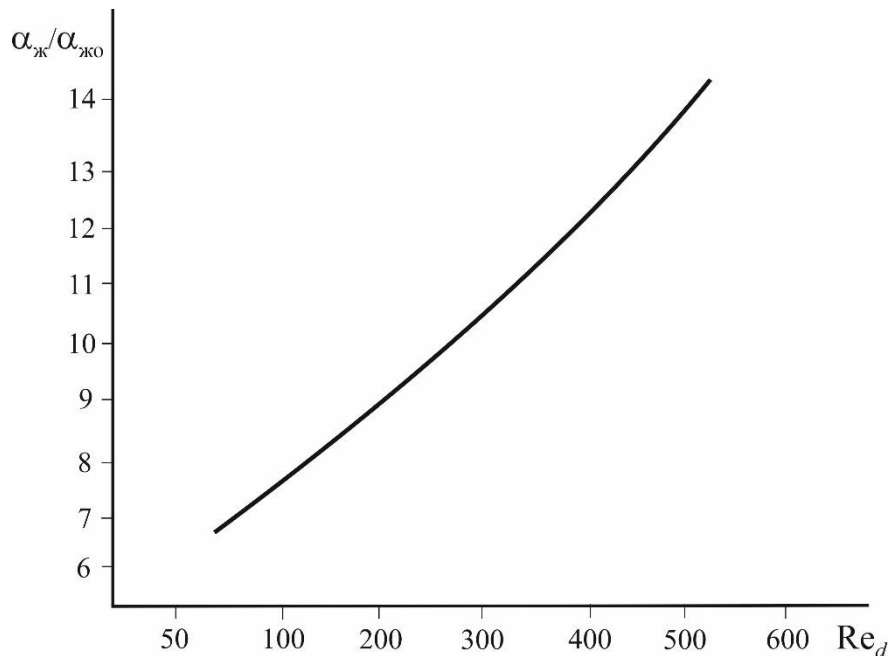


Рисунок 4.13 Отношение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ от гидравлического масла в канале с хаотичными элементами к коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{\text{ж0}}$ без интенсификаторов от числа Рейнольдса (эксперимент)

На рисунке 4.13 дано полученное экспериментально отношение коэффициентов теплоотдачи в теплообменнике с объемным интенсификатором (насадкой) и в гладком канале при нагреве гидравлического масла. Как следует из эксперимента, коэффициент теплоотдачи в пластинчатом теплообменнике с насадкой больше, чем без насадки, от 6 до 12 раз в интервале чисел Рейнольдса Re_d от 50 до 550.

4.2.3 Тепловая эффективность

При проектном расчете аппарата недостаточно знание только коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, необходимы также зависимости для определения тепловой эффективности и конструктивных характеристик теплообменника.

Одной из интегральных характеристик теплообмена является тепловой коэффициент полезного действия (тепловая эффективность), который, например при нагреве среды, записывается в виде отношения достигнутых показателей к максимально возможным

$$\eta_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}}{T_{\text{пар}} - T_{\text{жн}}}. \quad (4.28)$$

Из решения одномерного уравнения конвективной диффузии при условии идеального вытеснения среды и постоянства температуры второго теплоносителя известна зависимость эффективности от числа единиц переноса

$$\eta_{\text{ж}} = 1 - \exp(-N_{\text{ож}}), \quad (4.29)$$

где $N_{\text{ож}} = KF / (c_{\text{рж}}L)$ - тепловое число единиц переноса.

Выражение (4.29) справедливо при значении модифицированного числа Пекле (критерий Боденштейна) $Pe > 50$, где $Pe = u_{\text{ср}} l_{\text{ж}} / a_{\text{пж}}$; $a_{\text{пж}}$ - коэффициент обратного перемешивания теплоносителя (температуропроводности) $\text{м}^2/\text{с}$, который характеризует дисперсию потока. Для хаотичной насадки получено [54, 56, 108]

$$Pe_3 = 0,52l_{\text{ж}} \left(\xi_{\text{н}} / Re_3 \right)^{0,25} d_{\text{эн}}^{-1}, \quad (4.30)$$

Для исследованного пластинчатого теплообменника, где в качестве теплоносителя применяется гидравлическое масло, получено $Pe_3 < 50$, то есть обратное перемешивание необходимо учитывать.

Для учета обратного перемешивания теплоносителя можно использовать решение, полученное на основе ячеечной модели гидродинамической структуры потока при постоянной температуре второго теплоносителя, то есть греющего пара [103]

$$\eta_{\text{ж}} = 1 - \left(1 + \frac{N_{\text{ож}}}{n} \right)^{-n}, \quad (4.31)$$

где n – число условных ячеек полного перемешивания, которое связано известным выражением с числом Пекле при $Pe > 10$, $n \approx Pe/2$.

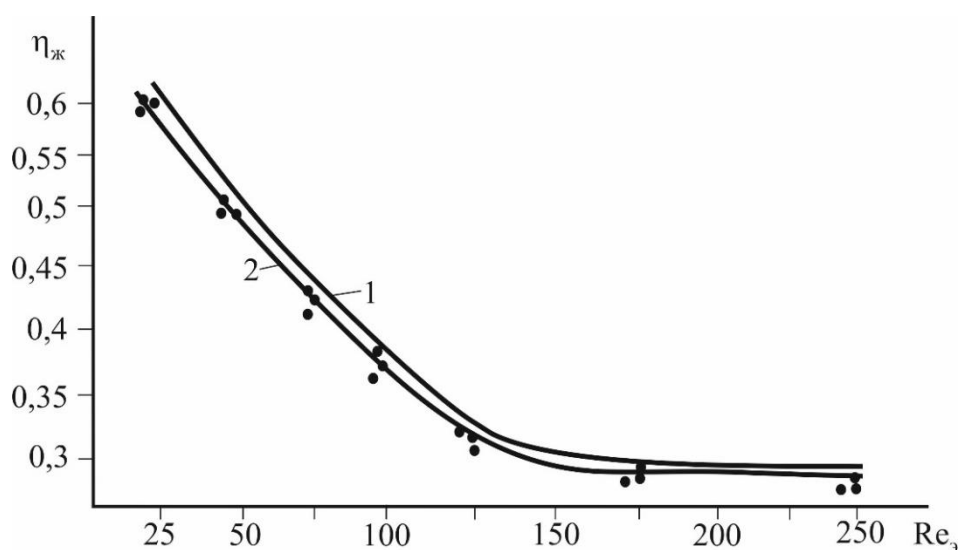


Рисунок 4.14 Зависимость от числа Рейнольдса тепловой эффективности нагрева гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с объемными интенсификатором. 1 – расчет по модели идеального вытеснения (4.29); 2 – расчет на основе выражения (4.31); • - точки – экспериментальные данные

На рисунке 4.14 представлены результаты расчетов и экспериментальные данные тепловой эффективности нагрева гидравлического масла водяным паром. Из расчетов следует вполне

удовлетворительное согласование с экспериментальными данными по выражению (4.31). Модель идеального вытеснения дает завышенные результаты на 6-7%. При известном значении тепловой эффективности температура нагреваемого теплоносителя (в данном случае масла) будет иметь значение

$$T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \eta_{\text{ж}}(T_{\text{пар}} - T_{\text{жн}}). \quad (4.32)$$

Сравнение результатов расчета $T_{\text{жк}}$ с полученными экспериментальными данными температуры гидравлического масла на выходе пластинчатого теплообменника находится в пределах погрешности опытных данных, то есть $\pm 5 - 6\%$.

При заданном температурном режиме при проектировании теплообменника с интенсификаторами и следовательно тепловой эффективности $\eta_{\text{ж}}$ (4.28) из выражения (4.32) запишем число единиц переноса

$$N_{\text{ож}} = n \left[\left(\frac{1}{1 - \eta_{\text{ж}}} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (4.33)$$

и отсюда требующую поверхность теплопередачи при заданном $\eta_{\text{ж}}$

$$F = \frac{nc_{\text{рж}}L}{K} \left[\left(\frac{1}{1 - \eta_{\text{ж}}} \right)^{1/n} - 1 \right], \quad (4.34)$$

где коэффициент теплопередачи K определяется по уравнению аддитивности термических сопротивлений, а коэффициент теплопередачи $\alpha_{\text{ж}}$ вычисляется по одному из выражений (4.24), (4.25) или (4.27).

4.2.4 Сравнительные характеристики интенсификаторов

Выполнено сравнение теплогидравлических характеристик поверхностных и объемных интенсификаторов в каналах теплообменных аппаратов. Использовались известные экспериментальные данные различных исследователей, опытные результаты, приведенные в статье, а также расчеты

по уравнениям математических моделей. Например, для определения числа Нуссельта в каналах с различными поверхностными интенсификаторами, удовлетворительные результаты дает расчет по выражению, полученному с применением модели турбулентного пограничного слоя ($Re_d > 300 - 500$) [112]

$$Nu_{d_{III}} = \frac{Re_d \sqrt{\xi_{III}/8} Pr_{ж}^{0,43}}{6,52 \left(Re_d^{0,125} \xi_{III}^{0,5} \right)^{-1} + 2,5 \ln \left(0,0135 Re_d^{1,125} \xi_{III} \right)}, \quad (4.35)$$

где ξ_{III} - коэффициент гидравлического сопротивления шероховатого канала.

Число Нуссельта в аппаратах с объемными интенсификаторами (насадками) можно вычислить по зависимости [112] ($Re_э > 40$)

$$Nu_э = \frac{1,85 Re_э^{0,75} (\xi_H/2)^{0,25} Pr^{0,33}}{0,67 Re_э^{0,125} \xi_H^{-0,25} + 2,5 \ln \left[6,49 (Re_э \xi_H)^{0,25} \right]}, \quad (4.36)$$

где ξ_H - коэффициент гидравлического сопротивления насадки; $Nu_э = \alpha_{ж} d_{эH} / \lambda_{ж}$ - число Нуссельта для насадки. Например, при $Re_э = 68,4$ и $\xi_H = 142,1$ расчет по выражению (4.36) дает значение $Nu_э / Pr_{ж}^{0,43} = 11,9$, а по экспериментальным данным - $Nu_э = 10,9$. При $Re_э = 273,1$, $\xi_H = 43,8$ расчетное значение $Nu_э / Pr_{ж}^{0,43} = 24,3$, а экспериментальное значение $Nu_э / Pr_{ж}^{0,43} = 23,9$. Таким образом, выражение (4.36) дает вполне удовлетворительное согласование с экспериментом по числу $Nu_э$ для гидравлического масла ($Pr_{ж} = 650$). Для канала следует отношение между числами $Nu_d = Nu_э d_{ЭК} / d_{эH}$.

На рис. 4.15 для сравнения с поверхностными интенсификаторами представлены расчетные и экспериментальные результаты для теплообменника типа «труба в трубе» при нагреве трансформаторного масла

($Pr_M \approx 200$). В работе [27] исследованы поперечные кольцевые выступы при отношении шага S к диаметру трубы d в виде $S/d = 0,75$, а также в трубе с проволочными вставками при отношении диаметра проволоки $d_{пр}$ к диаметру трубы D $d_{пр} / D = 0,171$. Для поверхностных интенсификаторов использованы экспериментальные данные, обобщенные в монографии [27], где даны отношения Nu_d / Nu_{do} (Nu_{do} - без интенсификаторов) при различных геометрических параметрах S/d и $d_{пр} / D$. Для сравнения выбраны максимальные значения Nu_d / Nu_{do} , которые соответствуют значениям $S/d = 0,75$ и $d_{пр} / D = 0,171$ (рис. 4.14). Из рисунка видно, что поверхностные интенсификаторы дают повышение коэффициентов теплоотдачи до 5,5 раз, а объемные (насадка) - в 10-12 раз при нагреве трансформаторного масла.

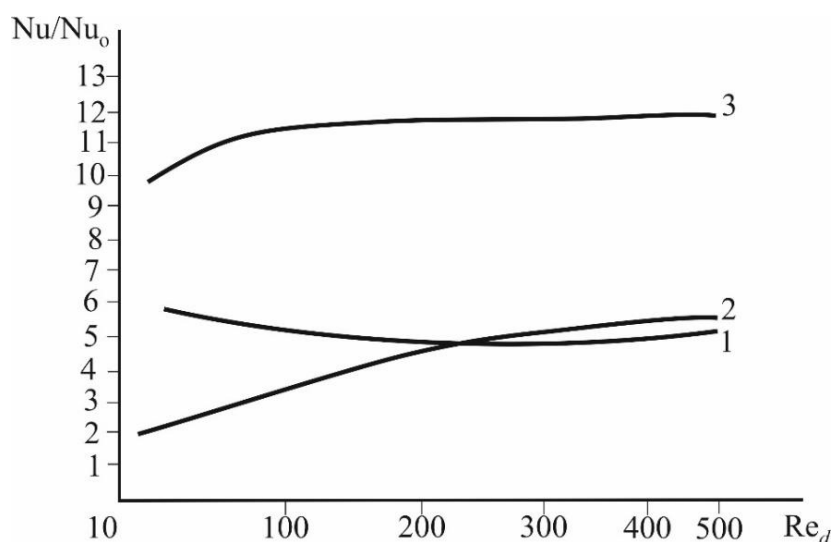


Рисунок 4.15 Зависимость отношения числа Нуссельта в теплообменниках с интенсификаторами к числу Нуссельта в гладких каналах от числа Рейнольдса. 1 - эксперимент для теплообменника в трубах с поперечными кольцевыми выступами при $S/d = 0,75$ [27]; 2 – эксперимент для теплообменника «труба в трубе» с проволочными вставками при $d_{пр} / D = 0,171$ [27]; 3 – расчет по выражению (4.36) для пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой. Трансформаторное масло $Pr_M \sim 200$

Сравнительные характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления при нагреве индустриального масла в теплообменниках «труба в трубе» и пластинчатом, где использованы хаотичные насадки (рис. 4.8), представлены на рисунках 4.16, 4.17.

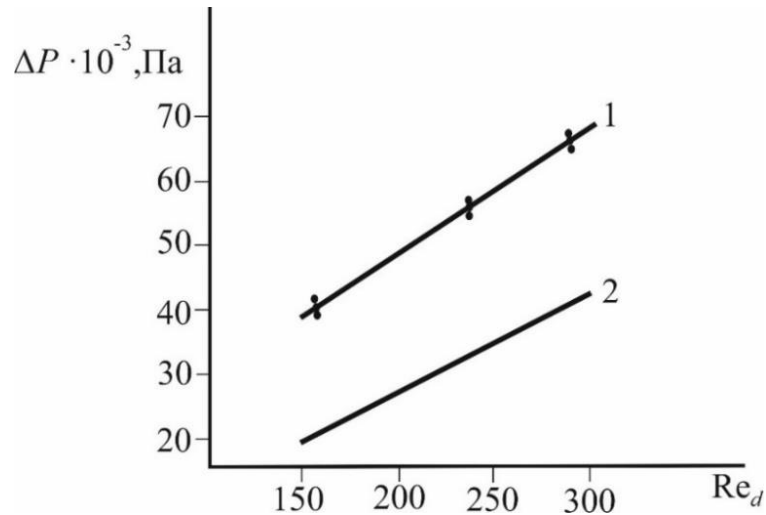


Рисунок 4.16 Зависимость перепада давления индустриального масла от числа Re_d в теплообменных аппаратах с объемными интенсификаторами. 1 – теплообменник «труба в трубе» с насадкой ($a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$) – расчетные значения, точки – экспериментальные данные. 2 – пластинчатый теплообменник с насадкой ($a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$) – расчет по формуле (4.36)

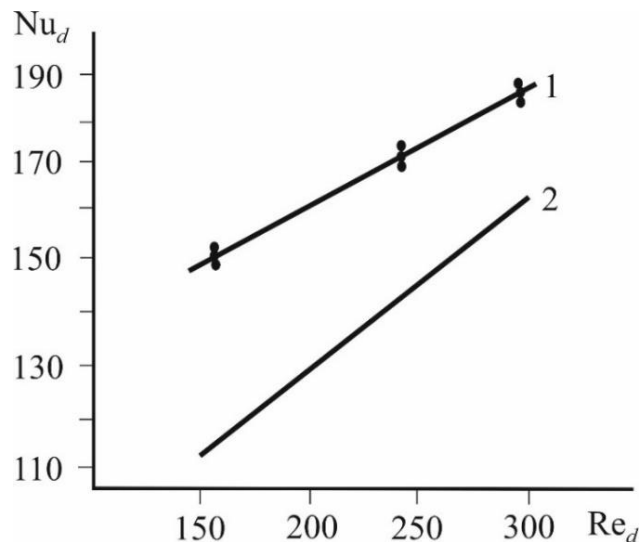


Рисунок 4.17 Зависимость числа Нуссельта от числа Re_d для теплообменников с насадками: 1 – теплообменник «труба в трубе» - расчетные значения, точки – экспериментальные данные; 2 – пластинчатый теплообменник – расчет по выражению (4.36). Нагрев индустриального масла

На данных рисунках линии 1 и точки - экспериментальные данные [103, 107, 108], а линии 2 - расчетные значения для пластинчатого теплообменника, где числа Nu_d вычислялись по формуле (4.36), а перепад давления - на основе полученного из эксперимента коэффициента гидравлического сопротивления масла.

Число Нуссельта в теплообменнике «труба в трубе» больше, чем в пластинчатом, примерно на 15-30 %, а перепад давления масла - на 20-40%. Это можно объяснить тем, что, как отмечено выше, удельная поверхность насадки в трубе $a_v = 580 \text{ м}^2/\text{м}^3$, а между пластинчатыми $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$, то есть в два раза меньше. При размещении насадки в пластинчатом теплообменнике промышленного размера, то есть с расстоянием между пластинами 20-25 мм, теплогидравлические характеристики этих аппаратов должны быть примерно одинаковые. Однако преимущество у пластинчатого теплообменника заключается в конструктивном исполнении, что дает возможность получить большее значение поверхности теплопередачи, чем у трубчатого.

На рисунке 4.18 дана зависимость отношения числа Нуссельта Nu_3 в канале с хаотичной насадкой к числу Нуссельта Nu_0 в теплообменнике без интенсификаторов (с гладкими пластинами) от отношения коэффициента гидравлического сопротивления с насадкой ξ_H к коэффициенту гидравлического сопротивления без интенсификаторов ξ_0 . В исследованном диапазоне рост интенсивности теплообмена Nu_3/Nu_0 превышает рост гидравлического сопротивления ξ_H/ξ_0 - прирост полезной тепловой мощности значительно выше относительных потерь на прокачку теплоносителя [114].

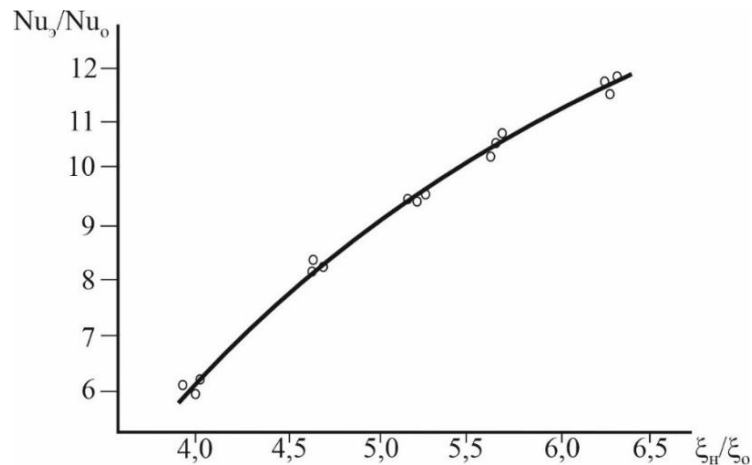


Рисунок 4.18 Зависимость отношения числа Нуссельта Nu_3 в канале с хаотичной насадкой к числу Нуссельта Nu_0 в теплообменнике без интенсификаторов (с гладкими пластинами) от отношения коэффициента гидравлического сопротивления с насадкой ξ_n к коэффициенту гидравлического сопротивления без интенсификаторов ξ_0 . Точки – экспериментальные данные при нагреве гидравлического масла при

$Re_3 = 40 - 360$ и средней температуре $T_{жср} \approx 40$ °С

4.2.5 Алгоритм предпроектного расчета пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой

Задано: L , кг/с, $T_{жн}$, $T_{жк}$, $T_{пар}$, a_v , м²/м³, $\varepsilon_{св}$, $l_{ж}$ (для выбранной насадки).

Определить: F , м² – поверхность теплопередачи.

1) Поток теплоты $Q = Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жн})$, Вт.

2) Большая и меньшая разность температур $\Delta T_{\delta} = T_{пар} - T_{жн}$;

$$\Delta T_{м} = T_{пар} - T_{жк}.$$

3) Средняя разность температур при $\Delta T_{\delta} / \Delta T_{м} \leq 2$;

$$\Delta T_{ср} = (\Delta T_{\delta} + \Delta T_{м}) / 2; \quad \text{при} \quad \Delta T_{\delta} / \Delta T_{м} > 2, \quad \Delta T_{ср} = (\Delta T_{\delta} - \Delta T_{м}) / \ln(\Delta T_{\delta} / \Delta T_{м}).$$

4) Средняя скорость масла (задается или вычисляется для выбранной конструкции теплообменника с проходным сечением S_0 , м²).

Можно задать в интервале $u_{\text{ж}} = 0,5 - 1,0$ м/с.

- 5) Число Рейнольдса для насадки $Re_{\text{э}} = 4u_{\text{ж}}d_{\text{э}} / (v_{\text{ж}}\epsilon_{\text{св}})$.
- 6) Коэффициент гидравлического сопротивления для насадки «Инжехим -2012» в теплообменнике с маслом $\xi = 5171 / Re_{\text{э}}^{0,85}$.
- 7) Число Нуссельта по выражению (4.36).
- 8) Коэффициент теплоотдачи от масла $\alpha_{\text{ж}} = Nu_{\text{э}}\lambda_{\text{ж}} / d_{\text{э}}$, Вт/(м²К).
- 9) Коэффициент теплопередачи $K^{-1} = \alpha_{\text{ж}}^{-1} + \alpha_{\text{пар}}^{-1} + (\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}})^{-1}$.
- 10) Поверхность теплопередачи $F = Q / (K\Delta T_{\text{ср}})$, м².
- 11) Перепад давления для масла $\Delta P_{\text{ж}} = \xi l_{\text{ж}}\rho_{\text{ж}}u_{\text{ж}}^2 / 2d_{\text{э}}$, Па.
- 12) Мощность на подачу масла $N_{\text{в}} = \Delta P_{\text{ж}}L / \rho_{\text{ж}}$, Вт.

4.2.6 Пример расчета пластинчатого теплообменника с хаотичной насадкой.

Рассмотрен нагрев турбинного масла 30 ($Pr_{\text{ж}} = 1075$) при массовом расходе $L = 4,16$ кг/с с начальной температурой $T_{\text{жн}} = 10$ °С до $T_{\text{жк}} = 50$ °С греющим паром $T_{\text{пар}} = 210$ °С.

Требуется определить поверхность нагрева F , м².

Результаты расчета по представленному алгоритму даны в таблице 4.8.

Табл.4.8 - Результаты расчета гидравлических и тепловых характеристик пластинчатого теплообменника с насадкой при нагреве турбинного масла 30 с расходом $L = 4,16$ кг/с и $u_{\text{ж}} = 1,0$ м/с водяным паром

Q , кВт	$\Delta T_{\text{ср}}$	$Re_{\text{э}}$	ξ	$Nu_{\text{э}}$	K , Вт/ м ² К	F , м ²
312	179	167,3	66,6	326,5	2429	0,72

В результате получили требуемую поверхность нагрева $F = 0,72$ м².

С учетом загрязнений стенок в процессе эксплуатации теплообменника, согласно известным рекомендациям, требуется увеличить поверхность на 25 %, т.е. $F = 0,72 / 0,8$, получаем $F = 0,9$ м².

В работе [118] при аналогичных условиях нагрева масла в теплообменнике с трубками без интенсификаторов получено $F=14,3 \text{ м}^2$. Отсюда очевидно преимущество применения объемных интенсификаторов для сред с повышенной вязкостью.

4.2.7 Алгоритм расчета пластинчатого теплообменника с насадкой по заданным конструктивным характеристикам.

При решении такой задачи предполагается выбор теплообменника из каталога с известными конструктивными характеристиками с целью определения температуры нагреваемого теплоносителя на выходе с применением в каналах объемных интенсификаторов (насадки с $a_v = 288 \text{ м}^2/\text{м}^3$). В такой постановке задаются:

Режимные параметры: $T_{\text{жн}}$; L , кг/с; $T_{\text{пар}}$; $G_{\text{пар}}$, кг/с.

Конструктивные параметры: F , м^2 ; S_0 , м^2 ; $l_{\text{ж}}$, м.

Требуется определить температуру на выходе из теплообменника $T_{\text{жк}}$ и, если она не удовлетворяет условиям технического задания, – выбрать теплообменник с другими конструктивными характеристиками.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1. Находится средняя скорость $u_{\text{ж}} = L / (\rho_{\text{ж}} S_0)$, м/с.
2. Число Рейнольдса $Re_{\text{э}} = u_{\text{ж}} d_{\text{э}} / (v_{\text{ж}} \varepsilon_{\text{св}})$.
3. Коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\text{н}}$.
4. Число Нуссельта $Nu_{\text{э}}$ (4.36).
5. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}} = Nu_{\text{э}} \lambda_{\text{ж}} / d_{\text{э}}$.
6. По известным выражениям вычисляется коэффициент теплоотдачи для пара $\alpha_{\text{пар}}$, Вт/($\text{м}^2\text{К}$).
7. Находится коэффициент теплопередачи K , Вт/($\text{м}^2\text{К}$).
8. Число единиц переноса $Nu_{\text{ж}} = KF / (c_{\text{рж}} L)$.

9. Тепловая эффективность $\eta_{\text{ж}}$ по модели идеального вытеснения.

10. Температура нагреваемого теплоносителя на выходе $T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \eta_{\text{ж}}(T_{\text{пар}} - T_{\text{жн}})$, °С.

Пример расчета нагрева турбинного масла 46 ($\nu_{\text{ж}} = 1,92 \cdot 10^{-4}$, $\text{Pr}_{\text{ж}} = 995$).

Начальная температура масла: $T_{\text{жн}} = 25$ °С; $L = 5$ кг/с; $T_{\text{пар}} = 250$ °С.

Конструктивные характеристики: $F = 4$ м²; $S_0 = 8 \cdot 10^{-3}$, м².

Результаты расчета:

1) $u_{\text{ж}} = L / (\rho_{\text{ж}} S_0) = 0,628$ м/с. 2) $\text{Re}_3 = 87,2$. 3) $\xi_{\text{н}} = 115,9$. 4) $Nu_3 = 267,8$. 5) $\alpha_{\text{ж}} = 2636,8$ Вт/(м²К). 6) $\alpha_{\text{пар}} = 13300$ Вт/(м²К). 7) $K = 2086,6$ Вт/(м²К), при $\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} = 5 \cdot 10^{-4} / 17,5 = 2,85 \cdot 10^{-5}$, для нержавеющей стали. 8) $Nu_{\text{ж}} = 0,867$. 9) $\eta_{\text{ж}} = 0,58$. 10) Температура масла на выходе будет равна $T_{\text{жк}} = 97,5$ °С.

Если температура $T_{\text{жк}}$ превышает данную в техническом задании, то следует уменьшить поверхность теплопередачи F .

Например, при $F = 3$ м², получаем $T_{\text{жк}} = 68,7$ °С.

Таким образом, можно выбрать конструктивные характеристики теплообменника, обеспечивающие требования технического задания на проектирование.

4.2.8 Применение результатов исследований и научно-технических разработок

Результаты исследовательской работы, полученные автором диссертации, находят активное применение в промышленных предприятиях:

- собранный в рамках студенческого стартапа (1338ГССС15-L/88735) стенд для экспериментального исследования процесса пленочной конденсации, а также для исследования интенсификации теплообмена передан на баланс ООО «ИВЦ «Инжехим» (г. Казань) и продолжает использоваться

для исследования различных теплообменных процессов на других средах или на теплообменниках с новыми техническими решениями;

- алгоритм расчета и подбора теплообменного оборудования активно используется сотрудниками ООО «ИВЦ «Инжехим» для расчета, проектирования теплообменного оборудования в новых и модернизируемых процессах;

- с применением результатов исследования были спроектированы теплообменники для конденсации восходящих паров реакционной смеси установки синтеза полимеров, а также для конденсации паров в пилотной установке ректификации смеси НПП (совместный проект ООО НТЦ «Ахмадуллины» и ООО «СИБУР Инновации»);

- в ООО «Теплобокс-ПКО» в процессе изготовления котлов неоднократно были использованы результаты научны-исследовательских и опытно-конструкторских работ, полученных автором диссертации. Внедренные решения показали положительные результаты и позволили заменить импортное оборудование в производимых теплогенераторах.

Выводы

В результате выполненных экспериментальных исследований теплообмена в пластинчатом аппарате с применением в каналах объемных интенсификаторов в виде мелких металлических насадок установлено повышение числа Нуссельта при ламинарном течении гидравлического масла ($Re_d = 5 - 20$) в 1,5-2,0 раза. При $Re_d > 20 - 40$ за счет хаотично расположенных насадочных элементов начинается переход от ламинарного режима в турбулентный и число Нуссельта возрастает в 6-12 раз относительно теплообмена в гладких каналах ($Re_d = 40 - 400$). Получено эмпирическое выражение для коэффициента гидравлического сопротивления каналов теплообменника с объемными интенсификаторами. Показано применение трех теоретических выражений, полученных ранее, для расчета числа

Нуссельта в теплообменнике с насадками. Установлено удовлетворительное согласование с экспериментальными данными.

Для расчета поверхности теплопередачи при проектировании пластинчатого теплообменника с хаотичными насадками на основе ячеечной модели структуры потока получено выражение, где основной информацией является заданная тепловая эффективность процесса нагрева или охлаждения жидких сред с повышенной вязкостью.

Также при участии автора [113] выполнена разработка и проектирование ректификационной установки разделения тяжелого газойля на нефтеперерабатывающем предприятии в Малайзии, где холодильник-дефлегматор с интенсификаторами разработан с применением математической модели, представленной в данной диссертации. Габариты дефлегматора получились почти в три раза меньше, по сравнению с конструкцией без интенсификаторов. Работа установки разделения тяжелого газойля на фракции обеспечивает требования технического задания на проектирование.

Таким образом, математическая модель проверена не только по известным экспериментальным данным [27, 115, 116], но и по результатам промышленной эксплуатации разработанных теплообменных аппаратов на ректификационных установках [113, 117].

Представленный метод интенсификации теплообмена и расчетные выражения могут применяться при проектировании или модернизации компактных теплообменников.

Заключение

В соответствии с поставленной целью и задачами в диссертационной работе получены следующие результаты:

1. На основе системы дифференциальных уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области построена математическая модель пленочной конденсации на поверхности стенки и паровой фазы в двухмерной постановке с учетом изменения теплофизических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры. Установлено, что процесс пленочной конденсации зависит от гидродинамических и теплофизических характеристик хладагента и паровой фазы, от их входных температур, расхода (скорости течения) хладагента. Сравнение результатов численного эксперимента на основании построенной математической модели с экспериментальными данными показало их удовлетворительное согласование (относительная погрешность 10-12%).

2. На экспериментальной установке получены данные по теплогидравлическим характеристикам процесса при нагреве водяным паром гидравлического масла с применением в каналах пластинчатого теплообменника хаотичной насадки. Из полученных экспериментальных результатов следует, что наличие насадки при малых числах Рейнольдса (5-20) обеспечивает повышение числа Нуссельта в 1,5-2 раза, а в интервале чисел Рейнольдса от 40 до 400 - в 6-12 раз, гидравлическое сопротивление повышается в 4-6,5 раза.

3. Обобщены полученные экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и эффективности теплопередачи в виде расчетных выражений.

4. Проведено сравнение полученных данных по теплогидравлическим характеристикам при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой с известными экспериментальными данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами. Установлено, что представленный метод

интенсификации теплообмена и расчетные выражения могут применяться при проектировании или модернизации компактных теплообменников при нагреве (охлаждении) жидкостей с повышенной вязкостью.

5. Показано применение ячеечной модели гидродинамической структуры потоков для расчета поверхности и эффективности теплопередачи в теплообменниках с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью. Установлено расхождение между экспериментальными и расчетными значениями числа Нуссельта около 5-10 %.

6. На основе полученных экспериментальных и расчетных данных, а также алгоритма расчета, разработаны и внедрены конструкции пластинчатых теплообменников в пилотных установках для ООО «НТЦ Ахмадуллины», а также в теплогенераторах фирмы ООО «Теплобкс-Производство котельного оборудования». Полученные научно-технические результаты применяются в ООО ИВЦ «Инжехим» при проектировании теплообменников для процессов нефтегазопереработки.

7. Перспективы развития темы диссертации заключаются в дальнейшем применении математических моделей, исследованных объемных интенсификаторов в других тепло- и массообменных аппаратах для турбулизации вязких сред и значительного повышения эффективности процессов.

Условные обозначения

$V_{1x_j}, V_{2x_j}, V_{3x_j}$ - компоненты скорости хладагента, пленки конденсата и пара соответственно по оси $x_j(x, y, z)$; (м/с);

ρ_1, ρ_2, ρ_3 – плотности хладагента, конденсата и пара, кг/м³;

$C_{1\rho_1}, C_{2\rho_1}, C_{3\rho_1}$ - коэффициенты удельной теплоемкости хладагента, конденсата и пара, Дж/(кг·К);

T_1, T_2, T_3 – температуры хладагента, конденсата и пара, °С;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты теплопроводности хладагента, конденсата и пара, Вт/(м·К);

p_1, p_2, p_3 - давления хладагента, конденсата и газа, Па;

μ_1, μ_2, μ_3 - динамические вязкости хладагента, конденсата и пара, (Н·с)/м²;

$F_{1x_j}, F_{2x_j}, F_{3x_j}$ - компоненты массовых сил в направлении координат x_j ;

$T_{ст} = T_W, T_{2S}$ - температуры стенки и насыщения, °С;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

σ_2 - коэффициент поверхностного натяжения пленки, Н/м;

$2h, \delta_0, \delta(z), H$ - соответственно ширина канала и толщина полый призмы, толщина пленки и ширина канала для газовой фазы, м;

Q, Q_g - соответственно массовый расход конденсата в пленке и массовая скорость конденсации, кг/с и кг/(м·с);

h_2 - теплота парообразования (фазового превращения пара в конденсат), Дж/кг;

Q – тепловой поток, Вт;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

N – число единиц переноса;

η – коэффициент полезного действия теплообменника;

L – массовый расход, кг/с;

T – температура, °С;

V – объемный расход, м³/с;

u – скорость, м/с;

ΔP – перепад давления, кПа;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, Па;

q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;

$q_{ж}$ – удельный расход жидкости, м³/(м²·с);

C_f – коэффициент трения;

Gc_p – водяной эквивалент жидкости Дж/(с·К);

a_v – удельная поверхность, м²/м³;

$\varepsilon_{св}$ – свободный объем (порозность или пористость), м³/м³;

d_3 – эквивалентный диаметр, м;

G – массовый расход, кг/с;

L_k – приведенная длина канала, м;

l – длина пути жидкости в теплообменнике, м;

$\bar{\varepsilon}_{ж}$ – средняя скорость диссипации энергии, Вт/м³;

$\Delta P_{эн} L / \rho_{ж}$ – механическая мощность, Вт;

D_n – коэффициент обратного перемешивания теплоносителей, м²/с;

$N = KF / (V_{ж} C_{pж})$ – число единиц переноса;

u_* – динамическая скорость, м/с;

δ – средняя толщина турбулентного пограничного слоя, м;

S_o – площадь проходного сечения для масла, м²;

ΔT_{cp} – средняя разность температур, °С.

Комплексы

$Re_d = u_{ж} d_{эк} / \nu_{ж}$ – число Рейнольдса для канала;

$Nu_d = \alpha_{ж} d_{эк} / \lambda_{ж}$ – число Нуссельта;

$d_{\text{э}} = 4\varepsilon_{\text{св}} / a_{\text{в}}$ – эквивалентный диаметр насадки, м;

$Pe = 0,43 \frac{l}{d_{\text{э}} \sqrt{\xi}}$ – число Пекле (критерий Боденштейна) для канала с

поверхностными интенсификаторами;

$Pe = lu_{\text{ср}} / D_n$ – число Пекле;

$Re_{\text{э}} = 4q_{\text{жс}}(a_{\text{в}} \cdot v_{\text{жс}})$ – число Рейнольдса для насадки;

$R_0^+ = 0,1 Re^{0,875}$ – безразмерный комплекс трения в канале без интенсификаторов;

$Nu_{\text{э}} = \alpha_{\text{жс}} d_{\text{эН}} / \lambda_{\text{жс}}$ – число Нуссельта для насадки;

$Re_* = u_* d_{\text{эН}} / v_{\text{ж}}$ – число Рейнольдса с динамической скоростью;

$R_{\delta} = u_* \delta / v_{\text{ж}}$ – безразмерная толщина пограничного слоя;

$Pr = \mu \cdot c / \lambda$ – число Прандтля.

Нижние индексы

ср – среднее значение параметра;

э – эквивалентный;

св – свободный;

ст – стенка;

0 – значение для канала без насадки;

n, m – коэффициенты, зависящие от параметра насадки;

нагр – нагрев;

вх – значение параметра на входе;

вых – значение параметра на выходе;

хл – хладагент;

конд – конденсат;

б – большее;

м – меньшее;

z1 и z2 – загрязнение со стороны углеводородной смеси (1) и хладагента (2);

к – канал;

max - максимальное значение;

min – минимальное значение;

энерго – энергозатраты;

ор – ориентировочное значение;

пл – пленки;

тр – требуемое значение;

vx – входное значение;

x, y, z – координаты;

n – начальное значение;

k – конечное значение;

пот – потери;

нас – насадка;

ш – шероховатость;

ид – идеальное вытеснение;

г – горячий;

х – холодный;

в – вода;

м – масло;

d – диаметр канала;

пр – проволока.

Список литературы

- 1 Прун О.Е., Горяев А.Б. Повышение эффективности теплообменных аппаратов в системах утилизации теплоты. – М.: Центр полиграфических услуг «Радуга», 2025. – 129 с.
- 2 Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Теплофизика и теплотехника интенсификаторов теплообмена // Известие Академии наук «Энергетика». – 2011. – №1. - с.7-31.
- 3 Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Влияние интенсификаторов теплообмена на теплогидравлические свойства каналов // ТВТ. – 2007. – Т.45. – №6. – с.925-953.
- 4 Попов И.А., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние и проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. – 2012. – №1. – с.3. (Popov I.A., Gortyshov Yu.F., Olimpiev V.V. Industrial applications of heat transfer enhancement: the modern state of the problem (a review) // Thermal Engineering. 2012. T. 59. № 1. С. 1-12.).
- 5 Du, Y.; Wongcharee, K.; Chuwattanakul, V.; Naphon, P.; Maruyama, N.; Hirota, M.; Eiamsa-ard, S. Heat Transfer Intensification in a Heat Exchanger Tube with Continuous V-Rib Twisted Tapes Installed. Appl. Sci. 2025, 15, 5612. <https://doi.org/10.3390/app15105612>.
- 6 Pan M, et al. New insights to implement heat transfer intensification for shell and tube heat exchangers, Energy (2013). <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.017>.
- 7 Klemes J.J, et al. Heat transfer enhancement, intensification and optimisation in heat exchanger network retrofit and operation, Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 120, March 2020, 109644.
- 8 Fatla, O.M.H., Abdallah, M.A.B., Abdullah, O.I., Abdulghaffar, A., Al Jowder, F.M. (2025). Heat Transfer Enhancement Techniques: An Overview. In: Hamdan, R.K. (eds) Tech Fusion in Business and Society . Studies in Systems,

Decision and Control, vol 233. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-84628-1_49.

9 Maradiya, C., et al. The heat transfer enhancement techniques and their Thermal Performance Factor. Beni-Suef Univ. J. Basic Appl. Sci. (2017). <https://doi.org/10.1016/j.bjbas.2017.10.001>.

10 Farnam M, Khoshvaght-Aliabadi M, Asadollahzadeh MJ, Heat transfer intensification of agitated U-tube heat exchanger using twisted-tube and twisted-tape as passive techniques, Chemical Engineering and Processing - Process Intensification (2018). <https://doi.org/10.1016/j.cep.2018.10.002>.

11 Ефимов А.Л., Бережная О.К., Юркина М.Ю. Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению профилированных каналов теплообменников // Вестник МЭИ. – 2016. - №5 – с.72-82.

12 Лущик В. Г., Решмин А. И. Пластинчатый теплообменник с диффузорными каналами с газовыми теплоносителями // Теплофизика высоких температур. – 2024. – Т.62. - №3. – с.374-382.

13 Kong D., Ren Sh., Isaev S., Liu C., Liu S., Niu X. Enhancing turbulent heat transfer and flow characteristics in ribbed channels with periodic slits: a comparative study of transverse, inclined, and v-shaped configurations // International Journal of Thermal Sciences. 2025. Т. 209. С. 109531.

14 Toygun Dagdevir, Veysel Ozceyhan. An experimental study on heat transfer enhancement and flow characteristics of a tube with plain, perforated and dimpled twisted tape inserts International Journal of Thermal Sciences Volume 159, January 2021, 106564.

15 Исаев С.А., Никущенко Д.В., Михеев Н.И., Душин Н.С., Мильман О.О., Ключ А.А., Осюк Е.А. Локальное ускорение ламинарного потока и аномальное усиление теплообмена в канале с двумя рядами наклонных канавок // Высокие температуры. - 2024. - Т.62. - №4. - с.460-470.

16 Isaev S.A., Sapozhnikov S.Z., Nikushchenko D.V., Mityakov V.Yu., Seroshtanov V.V., Dubko E.B. Anomalous enhancement of vortex heat transfer in

the case of separated air flow over an inclined groove in a heated isothermal region of a flat plate. // *Fluid Dynamics*. 2024. Т. 59. № 1. С. 49-59.

17 Isaev S.A., Mil'man O.O., Mikheev N.I., Nikushchenko D.V., Dushin N.S., Klyus A.A., Osiyuk E.A. Interrelation between the local acceleration of laminar flow in a channel and the anomalous heat transfer enhancement in inclined two-row grooves // *Fluid Dynamics*. 2024. Т. 59. № 4. С. 663-686.

18 Богданов Н.Д., Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Шакиров Р.Р., Паерелий А.А. Локальная теплоотдача дискретно-шероховатой поверхности с наклонными выступами // *Письма в Журнал технической физики*. - 2025. - Т.51. - №13. - с.37-39.

19 Попов И.А., Жукова Ю.В., Чорный А.Д., Баранова Т.А., Кухарчук И.Г., Гуреев В.М., Медведев В.М., Попов-Младший И.А. Гидродинамические и тепловые процессы в охладителе масла системы смазки дизельных двигателей: численное моделирование // *Механика машин, механизмов и материалов*. - 2025. - №3 (72). - с.5-17.

20 Popov I.A., Gureev V.M., Gureev M.V., Zhukova Yu.V., Chorny A.D., Baranova T.A., Kukharchuk I.G., Popov I.A. Hydrodynamics and heat transfer in intricately shaped channels of power units of transportation systems // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2024. Т. 97. № 7. С. 1840-1853.

21 Leont'ev A.I., Kuzma-Kichta Yu.A., Veretennikov S.V., Evdokimov O.A. Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows // *High Temperature*. 2022. Т. 60. № S2. С. S267-S280.

22 Чесноков Ю. Г. Турбулентная температуропроводность по данным прямого численного моделирования / Ю. Г. Чесноков // *Теоретические основы химической технологии*. – 2024. – Т.58 - №2. – с.166-171.

23 Zuzan Brodnianská, Stanislav Kotšmíd. Intensification of convective heat transfer in new shaped wavy channel configurations. *International Journal of Thermal Sciences* Volume 162, April 2021, 106794.

24 Yuan Wang. Numerical investigation of heat transfer enhancement in mini-channels with modified surface protrusions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* Volume 113, June 2025, 109766.

25 Голованов И. Ю., Силин А. М., Занина К. О. [и др.] Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования // *Промышленные процессы и технологии*. – 2024. – Т.4 - №3(13). – с.90-111.

26 Majumdar, Pradip. (2021). *Analysis and Design of Heat Exchangers*. 10.1002/9781118956922.ch5.

27 Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.

28 Laptev, A. G. Thermal hydraulic effectiveness of heat exchangers with volumetric enhancers for high-viscosity liquid media / A. G. Laptev, T. M. Farakhov, E. A. Lapteva // *Journal of Engineering Thermophysics*. – 2021. – Vol. 30. – № 2. – P. 293-299.

29 Farakhov T.M., Laptev A.G. Method of calculation and comparative characteristics of heat exchangers with heat transfer enhancement by various random elements // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020. Т. 93. № 3. С. 527-532.

30 Laptev A.G., Farakhov T.M., Afanas'ev E.P. Comparative thermohydraulic efficiency of processes in channels with chaotic packing // *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2018. Т. 52. № 5. С. 853-858.

31 Bergles A. E. *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1998.

32 Bergles A. E. The implications and challenges of enhanced heat transfer for the chemical process industries // *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 79, no. 4, pp. 437–444, 2001.

33 Попов, И.А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография /

И.А.Попов, Х.М.Махьянов, В.М.Гуреев; под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 560 с.

34 Витков Г.А., Воронин Г.И. и др. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи 2. - Вильнюс: Мокслас, 1988. – 188 с.

35 Гортышев Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю.Ф. Гортышев, И.А. Попов, В.В. Олимпиев, А.В. Щелчков. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

36 Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. –Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. – 432 с.

37 Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Щелчков А.В., Рыжков Д.В. Теплогидравлические характеристики теплообменных аппаратов с поверхностной интенсификацией теплообмена в виде сферических выемок и выступов // Тепловые процессы в технике. - 2009. - Т.1. - №33. – с.102-107.

38 Дзюбенко Б.В., Кузьма-Кичта Ю.А., Кутепов А.М. и др. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетике. – Москва: ФГУП «ЦНИИАТОМ – ИНФОРМ», 2003.

39 Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. - М.: Наука, 1982. – 472 с.

40 Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. - М.: Теплотехник, 2011. - 335 с.

41 Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок // Известия Российской академии наук. Энергетика. - 2005. - №1. – с.75-91.

42 Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1987. – 264 с.

- 43 Назмеев Ю.Г. Мазутные хозяйства ТЭС. – Москва: Московский энергетический институт, 2002. – 612 с.
- 44 Маринюк Б. Расчеты теплообмена в аппаратах и системах низкотемпературной техники. – М.: Машиностроение, 2015. – 272 с.
- 45 Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. – Л.: Энергия, 1971. – 152 с.
- 46 Бухмиров В.В., Ракутин Д.В., Солнышков Ю.С. и др. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата. – Иваново: Изд-во ИГЭУ, 2013. – 124 с.
- 47 Видин Ю.В., Иванов В.В. Казаков Р.В. Инженерные методы расчета задач теплообмена. – Москва: ИНФРА-М, 2018. – 168 с.
- 48 Кудинов И.В. Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях. – СПб.: Лань, 2015. – 208 с.
- 49 Мазо А.Б. Основы теории и методы расчета теплопередачи: учеб. пособие. – Казань: Казан. ун-т, 2013. – 144 с.
- 50 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
- 51 Лаптев А.Г., Башаров М.М. Эффективность тепломассообмена и разделения гетерогенных сред в аппаратах нефтегазохимического комплекса. – Казань: Центр инновационных технологий, 2016. – 344 с.
- 52 Лаптев А.Г., Фарахов Т. М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. – СПб.: Страта, 2016. – 214 с.
- 53 Лаптев А.Г., Фарахов Т.М. Математическая модель теплоотдачи в каналах с насадочными и зернистыми слоями // Теплоэнергетика. - 2015. - №1. - с.77-80.
- 54 Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Лаптева Е.А. Модели явлений переноса в неупорядоченных насадочных и зернистых слоях // Теоретические основы химической технологии. - 2015. - №.4. - с.407–414.

55 Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Обобщение гидродинамической аналогии для различных условий обтекания поверхностей // Вестник Казанского технологического университета. - 2013. - Т.16. - №23. - с.64–69.

56 Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии в теплоэнергетике (гидромеханика и тепломассообмен) – Казань: Издательство «Печать-Сервис XXI век», 2015. – 236 с.

57 Laptev A.G., Farakhov T.M., Dudarovskaya O.G. Model eddy viscosity and mixing channels and the flow orifice mixers // Russian journal of applied chemistry. 2013. V.86. №7. P. 1046–1055.

58 Богданов В.В., Христофоров Е.И., Клоцунг Б.А. Эффективные малообъемные смесители. – Л.: Химия, 1989. – 224 с.

59 Деменок С.Л., Сивуха С.М., Медведев В.В. Гидродинамика и теплообмен в шаровых укладках. – Спб.: Страта, 2015. – 192 с.

60 Дударовская О.Г. Модели интенсифицированного тепломассообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис. канд. техн. наук / Дударовская Ольга Геннадьевна – Казань, 2016. – 202 с.

61 Кирсанов Ю.А., Марфин Е.А., Данилов В.А. Башкирцев Г.В. Моделирование геометрических и теплофизических свойств низкопористой структуры // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. - 2011. - №33. - с.51-58.

62 Лаптев А.Г., Дударовская О.Г., Фарахов Т.М. Интенсификация теплоотдачи в каналах при ламинарном режиме // Энергетика Татарстана. - 2016. - №1(41). - с.32-35.

63 Лакиза М.В. Исследование теплопередачи в судовых теплообменных аппаратах при интенсификации теплообмена в трубном пространстве и стохастическом процессе его загрязнения: дис. канд. техн. наук/ Лакиза Максим Владимирович – Санкт Петербург, 2017. – 178 с.

- 64 Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. – Казань: Центр инновационных технологий, 2007. – 240 с.
- 65 Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов: / под ред. А.Г. Лаптева. – Казань: Отечество, 2013. – 454 с.
- 66 Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П. Основы конструирования и проектирования промышленных аппаратов. – М.: Издательство Юрайт, 2017. – 368 с.
- 67 Рамм В.М. Абсорбция газов – М.: Химия, 2009. – 655 с.
- 68 Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Минеев Н.Г. Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии. – Санкт-Петербург: СТРАТА, 2015. – 576 с.
- 69 Фарахов Т.М. Гидромеханические и тепломассообменные характеристики модернизированных аппаратов с поверхностными и объемными интенсификаторами. Диссертация док. техн. наук / Фарахов Тимур Мансурович. – Казань, 2022. – 286 с.
- 70 Фарахов М.М., Фарахов Т.М., Лаптев А.Г. Гидравлические характеристики хаотичной насадки «Инжехим» для контакта газа и жидкости // Фундаментальные исследования. - 2018. - №3. - с.24-28.
- 71 Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в пограничном слое. - Москва: Энергия, 1985. - 319 с.
- 72 Аэров М.Э., Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем: Гидравлические и тепловые основы расчета – Ленинград: Химия, 1979. – 176 с.
- 73 Сокол Б.А., Чернышев А.К., Баранов Д.А. Насадки массообменных колонн – М.: «Галилея-принт», 2009. – 358 с.
- 74 Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1993. – 436 с.

75 Al-Jarrah J.A., Khadrawi A.F., AL-Nimr M.A. Film condensation on a vertical microchannel. International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008), p. 1172–1176.

76 Foad Hassaninejadafarahani, Scott Ormiston. Numerical Analysis of Laminar Reflux Condensation from Gas-Vapour Mixtures in Vertical Parallel Plate Channels. International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering Vol: 9, No:5, 2015. P. 795-801.

77 Groff M.K., Ormiston S.J., Soliman H.M. Numerical solution of film condensation from turbulent flow of vapor–gas mixtures in vertical tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer 50 (2007) p. 3899–3912.

78 Sage F. E., Joseph Estrin. Film condensation from a ternary mixture of vapors upon a vertical surface. International Journal Heat Mass Transfer. 1976. Vol 19. pp. 323-333.

79 T.S. Zhao, Q. Liao. Theoretical analysis of film condensation heat transfer inside vertical mini triangular channels. International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002). P. 2829–2842.

80 Кутателадзе С.С. Теплопередача при конденсации и кипении. - Машгиз. Москва-Ленинград, 1952. - 232 с.

81 Фарахов М.И., Ахмитшин А.А., Кузнецов В.А. и др. Теплообменник радиально-спирального типа (варианты). Пат. 2583316 РФ. 2016.

82 Астановский Д.Л., Астановский Л.З. Аппарат для проведения теплообменных и диффузионных процессов. Пат. 2075020 РФ. 1997.

83 Астановский Д.Л., Астановский Л.З. Теплообменник Астановского радиально-спирального типа (варианты). Пат. 2348882 РФ. 2009.

84 Ахмадиев Ф.Г., Фарахов М.И., Ахмитшин А.А. Математическое моделирование процесса пленочной конденсации // Вестник Казанского технологического университета. – 2017. – Т.20. - №17. – с.32-35.

85 Akhmadiev F.G., Farakhov M.I., Akhmitshin A.A. // Lobachevski Journal, 2019, Vol. 40, № 6, pp. 711-717.

86 Ахмадиев Ф.Г. Физическое моделирование и методика расчета пластинчатых теплообменников при пленочной конденсации / Ф.Г. Ахмадиев, М.И. Фарахов, Р.М. Гильфанов, А.А. Ахмитшин // Вестник Казанского технологического университета. – 2019. – №10. – с.16-24.

87 Ахмадиев Ф.Г., Фарахов М.И., Ахмитшин А.А. Математическое моделирование процесса пленочной конденсации // Вестник технологического университета. – 2017. – Т.20. - №17. – с.32-35.

88 Павлов К.Ф., Романов П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии - М.: ООО ТИД Альянс, 2019. - 576 с.

89 Ведерникова М.И., Таланкин В.С. Расчет пластинчатых теплообменников. - Екатеринбург, Изд-во УГЛТУ, 2008. - 29 с.

90 Соболев М.М. Выбор оптимальных параметров в задачах с многими критериями / М.М. Соболев, Р.Б. Статников – М.: Наука, 1981. – 108 с.

91 Таранова Л.В. Теплообменные аппараты и методы их расчета: учебное пособие / Л.В. Таранова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. – 198 с.

92 Калекин В.С., Плотников В.А. Машины и аппараты химических производств. Учебное пособие. – Омск: ОмГТУ, 2004. – 344 с.

93 Холпанов Л.П., Шкадов В.Я. Гидродинамика и теплообмен с поверхностью раздела. - М.: Наука, 1990.

94 Nusselt W. Surface condensation of water vapours // Z. Ves. Dt. Ing. 1916. V. 60. № 26. P. 569.

95 Теплопередача в двухфазном потоке / Под ред. Д. Баттерворса, Г. Хьюитта. Пер. с англ. - Энергия, Москва, 1980. - 328 с.

96 Михалевич А.А. Математическое моделирование массотеплопереноса при конденсации. - Наука и техника, Минск, 1982. - 216 с.

97 Laptev A.G., Farakhov T.M. Mathematical Model of Mass Transfer in Randomly Packed Columns with Phase Maldistribution // Journal of engineering thermophysics. 2019. V. 28. №. 3. P. 392-399.

98 Попов И.А., Гортышов Ю.Ф., Олишпиев В.В. Промышленное применение интенсификации теплообмена - современное состояние проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. - 2012. - №1. - с.3-12.

99 Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Ахмитшин А.А. Моделирование интенсифицированных теплообменников с различной вязкостью сред // Химия и технология топлив и масел. – 2021. –№6 (628). – с.44-50.

100 Laptev A.G., Lapteva E.A. The model of heat and mass transfer in rough and irrigated ducts // Thermophysics and Aeromechanics. 2015. №4. V.22. P.435-440.

101 Laptev A.G., Farakhov T.M. The mathematical model of heat transfer in channels containing packed and granular layers // Thermal engineering. 2015. V. 62. №1. P.76-80.

102 Farakhov T.M., Laptev A.G. Method of calculation and comparative characteristics of heat exchangers with heat transfer enhancement by various random elements. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 93. 3.527-532. (2020).

103 Лаптев А.Г., Ахмитшин А.А. Определение эффективности пластинчатых и трубчатых теплообменников с интенсификаторами с учетом структуры потоков // Теплофизика и аэромеханика. – 2025. – Т.32. - №3. - с.529-542.

104 Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Математическая модель и экспериментальные данные охлаждения воды в противоточных пленочных градирнях // Теоретические основы химической технологии. – 2023. – Т.57. – №4. – с.399-407.

105 Laptev A.G., Lapteva E.A. Mathematical model and thermohydraulic characteristics of packed scrubbers of condensation cooling of a gas // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2022. V. 95. № 1. P. 257-265.

106 Laptev A.G., Lapteva E.A., Farakhov T.M. Models of transport phenomena in random packed and granular beds, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 49, 4, 388-395. (2015).

107 Laptev A.G., Farakhov T.M., Afanas'ev E.P. Comparative thermohydraulic efficiency of processes in channels with chaotic packing, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 52, 5, 853-858. (2018).

108 Laptev, A. G., Farakhov T. M., Lapteva E. A. Thermal hydraulic effectiveness of heat exchangers with volumetric enhancers for high-viscosity liquid media, *Journal of Engineering Thermophysics*. 30. 2. 293-299. (2021).

109 Ахмитшин А.А. Методы интенсификации конвективного теплообмена / А. А. Ахмитшин, А. Г. Лаптев // Тинчуринские чтения – 2025. «Энергетика и цифровая трансформация»: сборник статей Международной молодежной научной конференции, Казань, 23–25 апреля 2025 года. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2025. – с.800-802.

110 Laptev, A.G., Lapteva, E.A., Farakhov, T.M., Models of transport phenomena in random packed and granular beds, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 49, 4, 388-395. (2015).

111 Лаптев А.Г. Моделирование интенсифицированных теплообменников с различной вязкостью сред / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, А.А. Ахмитшин // Химия и технология топлив и масел. – 2021. - №6(628). - с.44-50.

112 Лаптев А.Г. Математические модели и методы расчетов тепломассообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах / А.Г. Лаптев, М.М. Башаров, Е.А. Лаптева. – 2-е издание, исправленное. – Старый Оскол: Тонкие наукоемкие технологии, 2025. – 288 с.

113 Farakhov M.I., Akhmitshin A.A., Laptev A.G., Farakhov T.M. – В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2, Mining, Production, Transmission. Сер. "II International Scientific and Practical Conference "Actual Problems of the Energy Complex: Mining, Production, Transmission, Processing and Environmental Protection"" – 2020. – С. 012-017.

114 Лапте А.Г. Сравнительные характеристики способов интенсификации теплообмена в трубчатых и пластинчатых аппаратах/ А.Г. Лаптев, Р.Н. Хамидуллин, А.А. Ахмитшин // Вестник Технологического университета. – 2026. – Т.29, №4.- С.107-112.

115 Skrypnik A.N., Shchelchkov A.V., Popov I.A., Ryzhkov D.V., and others. Thermohydraulic efficiency of tubes with internal spiral finning // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2018. Т. 91. № 1. С. 52-63.

116 Скрыпник А.Н. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача труб с внутренним спиральным оребрением при однофазном течении теплоносителя // Дисс. канд. техн. наук. – Казань, КНИТУ – КАИ, 2020.

117 Башаров М.М., Салахов И.И., Алехин Л.С., Лаптев А.Г. – Вестник Технологического университета. – 2016. – Т.19. – №20. – с.40-42.

118 Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. – Л.: «Энергия», 1971. – 152 с.

Приложение 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ
№ 2583316

**ТЕПЛООБМЕННИК РАДИАЛЬНО-СПИРАЛЬНОГО ТИПА
(ВАРИАНТЫ)**

Патентообладатель(ли): *Общество с ограниченной ответственностью "Инженерно-внедренческий центр "ИНЖЕХИМ" (ООО "Инженерно-внедренческий центр "ИНЖЕХИМ") (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

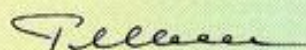
Заявка № 2015117843

Приоритет изобретения 12 мая 2015 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 11 апреля 2016 г.

Срок действия патента истекает 12 мая 2035 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



ООО «НТЦ «Ахмадуллины»

№ 13-006/26 от «16» марта 2026 г.

Справка

О внедрении научно-технических разработок, выполненных инженерно-внедренческим центром ООО ИВЦ «Инжехим».

Научно-технические разработки выполнены инженерно-внедренческим центром ООО ИВЦ «Инжехим» рабочей группой в составе: Ирдинкин С.А., Ахмитшин А.А., Раков А.В., Гилязов А.Д., под руководством д.т.н., профессора Лаптева А.Г.

Научно-производственная группа Лаптева А.Г. (Ахмитшин А.А., Раков А.В.) занимается проектированием и модернизацией теплообменного оборудования. В период с 2020 года были выполнены разработки и изготовление теплообменников различного назначения:

- кубовый подогреватель и конденсатор радиально-спирального типа для пилотной установки ректификации НМП (N-метилпирролидон);
- радиально-спиральный конденсатор для пилотной установки синтеза суперконструкционных полимеров (ПФС, ПАСУ, ПДЦПД); заказчик – ООО «СИБУР Инновации».

Все научно-технические разработки выполнены на высоком уровне. Изготовленное оборудование эксплуатируется в полном соответствии с паспортными характеристиками.



Генеральный директор

Р.М. Ахмадуллин

ООО «НТЦ «Ахмадуллины», 420029, Российская Федерация, г. Казань, ул. Сибирский тракт 34, корпус 10, офис 1013; тел.: +7-9196-433-007; email: ahmadullinr@gmail.com, website: www.ahmadullins.com

ООО «Инженерно-внедренческий центр «Инжехим»

Юридический адрес: 107564, Г.Москва, вн.тер.г.
Муниципальный Округ Богородское,
ул Краснобогатырская, дом 38, строение 2,
этаж 2 ПОМЕЩ, №2
ИНН/КПП 1655010900/771801001
ОГРН 1021602853975
ОКПО 27823698



Почтовый адрес: 420049, г. Казань,
ул. Шалапина, д. 14/83
Тел.: (843) 570-23-18, факс: 570-23-28
E-mail: info@ingehim.ru, ingehim@kstu.ru
Web: http://www.ingehim.ru

Исх. № 170326/
от «17» марта 2025 г.

СОГЛАСОВАНО

Заместитель директора по технологическим вопросам

ООО «ИВЦ «Инжехим»

 А.В. Раков

17 марта 2026 г.

Справка

о применении результатов научных исследований

В публикациях по теплотехнике и химической технологии Ахмитшина А.А. (научный руководитель профессор, д.т.н. Лаптев А.Г.) представлены результаты экспериментального исследования теплообменных процессов, математические модели и методики расчета и подбора теплообменного оборудования. Представлены научно-технические решения по повышению эффективности теплообменных аппаратов.

Материалы научных публикаций:

1. Лаптев А.Г., Ахмитшин А.А. Определение эффективности пластинчатых и трубчатых теплообменников с интенсификаторами с учетом структуры потоков // Теплофизика и аэромеханика. 2025. Т. 32. № 3. С. 529-542.
2. Laptev A.G., Lapteva E.A., **Akhmitshin A.A.** Modeling of intensified heat exchangers with different viscosities of fluids // *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*. 2022. Т. 57. № 6. С. 917-925.
3. F. G. Akhmadiev, M. I. Farakhov, **A. A. Akhmitshin**. Mathematical model of conjugate heat and mass transfer at film condensation // *Lobachevskii Journal of Mathematics*, 2019 – V. 40.- №.6, -P. 711–717.

Вышеперечисленные работы активно используются сотрудниками ООО «ИВЦ «Инжехим» для расчета, проектирования теплообменного оборудования в новых и модернизируемых процессах.

Заместитель директора по инновациям
ООО «ИВЦ «Инжехим»



Д.П. Иовлев

ООО «Теплобок-Производство котельного оборудования»

Юр. Адрес 420025, Республика Татарстан, г. Казань, ул. Южная (Большие Клыки) д. 2А

ИНН 1686014221, КПП 168601001, ОГРН 1221600058173

Ректору КГЭУ

Абдуллазянову Э.Ю.

Справка

об использовании результатов научно-исследовательских работ

Компания ООО «Теплобок-ПКО» является изготовителем и поставщиком промышленного теплового оборудования – теплогенераторов и котлов, обеспечивающих тепловой энергией непрерывные технологические процессы и предназначенных для обогрева промышленных зданий и сооружений.

В процессе изготовления котлов неоднократно были использованы результаты научны-исследовательских и опытно-конструкторских работ аспиранта ФГБОУ ВО КГЭУ Ахмитшина Алмаза Анасовича (науч. рук. профессор, д.т.н Лаптев А.Г.).

Внедренные решения показали положительные результаты и позволили заменить импортное оборудование в производимых теплогенераторах.

Руководитель



/ Галиев И.Д.

Приложение 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Таблица 1 – Технические характеристики термопреобразователя
сопротивления ДТС044-50М.В3.35/1

Измерение температуры	
Наименование параметра	Значение параметра
Диапазон измерений	-50 ... +150 °С
Показатель тепловой инерции	не более 10...30 с
Сопротивление изоляции	не менее 100 МОм
Степень защиты	IP54
Погрешность	±2,0 °С или ±1 % от изм. знач.

Таблица 2 – Технические характеристики преобразователя давления
измерительного ПД100-ДИ модели 1х1

Измерение давления	
Наименование параметра	Значение параметра
Предел допустимой основной погрешности измерения	±0.25, ±0.5 или ±1.0% от ВПИ
Диапазон рабочих температур	-40...120 °С
Степень защиты корпуса датчиков	IP65
Верхний предел измеряемого давления	2,5 МПа
Диапазон сопротивления внешней нагрузки	0...1200 Ом (в зависимости от напряжения питания)

Таблица 3 – Технические характеристики счетчика механического для ДТ и масла 1-30 л/м шестеренчатого OGM-15M СЖ-1,8/70

Измерение давления	
Наименование параметра	Значение параметра
Пропускная способность	1-50 л/м
Рабочее давление (макс)	70 атм. (69 бар)
Рабочая температура	от -20 до +55С
Точность	+/- 1%
Вязкость измеряемой жидкости	от 5 до 2000 мПа*с