

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Уфимский государственный нефтяной технический университет»



На правах рукописи

ЛЕСНОЙ ДЕНИС ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ
ТЕПЛООБМЕННЫХ И МАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Специальность 2.6.13.

Процессы и аппараты химических технологий

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Чуракова Светлана Константиновна

Уфа 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Глава 1 Анализ массообменных контактных устройств и аппаратов воздушного охлаждения.....	10
1.1 Тарельчатые контактные устройства.....	10
1.1.1 Основные виды и характеристики тарелок.....	10
1.1.2 Область устойчивой работы тарелок.....	16
1.1.3 Расчет требуемой рабочей поверхности тарелки, допустимой паровой и жидкостной нагрузки.....	18
1.1.4 Механизмы захлёбывания тарелок.....	20
1.1.5 Влияние поверхностного натяжения на работу тарелок.....	26
1.2 Насадочные контактные устройства.....	29
1.3 Аппараты воздушного охлаждения.....	34
Выводы по главе 1.....	41
Глава 2 Объекты и методы исследований.....	42
2.1 Объекты исследований.....	42
2.2 Методы исследований.....	45
2.2.1 Проведение экспериментальных исследований на испытательном стенде.....	45
2.2.2 CFD-анализ в программном комплексе вычислительной гидродинамики Ansys CFX.....	47
2.2.2.1 Разработка геометрии расчетной области в CAD-пакете и импорт в Ansys CFX.....	49
2.2.2.2 Алгоритм проведения расчетов в Ansys CFX.....	50
2.2.2.3 Применение Ansys CFX в России и зарубежом.....	53
2.2.3 Анализ эффективности теплообмена в программном комплексе HTRI.....	54

Глава 3 Совершенствование конструктивного оформления аппаратов воздушного охлаждения.....	59
3.1 Основные пути модернизации аппаратов воздушного охлаждения.....	59
3.2 Интенсификация теплоотдачи в межтрубном и трубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения.....	60
3.3 Методика расчета влияния оптимизации теплообменной секции аппаратов воздушного охлаждения.....	66
3.4 Повышение теплообменной эффективности аппаратов воздушного охлаждения за счет установки секционирующих перегородок.....	70
Выводы по главе 3.....	77
Глава 4 Совершенствование конструктивного оформления массообменных контактных устройств.....	79
4.1 Совершенствование конструкции клапанных тарелок с целью расширения их области устойчивой работы.....	79
4.2 Исследование по расширению области устойчивой работы ситчатой тарелки за счёт применения отбойного устройства.....	85
4.3 Определение гидродинамических характеристик орошаемых перекрестноточных насадочных блоков и совершенствование их конструктивного оформления методом CFD-анализа.....	94
Выводы по главе 4.....	119
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	121
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	125
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	138
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	140

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Теплообменные и массообменные процессы очень широко распространены в нефтегазовой, нефтехимической и химической отраслях промышленности. Энергоэффективность этих процессов определяет базовую экономику всего производства. На текущий момент наблюдается дефицит публикаций, посвященных интенсификации тепловых и массообменных процессов из-за сложностей физического моделирования на реальных средах, а также сложностей материально-технического обеспечения для экспериментальных и опытно-промышленных исследований. Поэтому в настоящее время для поиска путей совершенствования конструктивного оформления теплообменного и массообменного оборудования проводятся численные исследования в специализированных расчетных средах. Это в свою очередь открывает перспективы проведения исследований без конструирования стенда и позволяет проводить эксперименты на средах, относящихся к токсичным и пожароопасным категориям, тем самым приближая условия работы аппаратов к реальным условиям, чего в реальности добиться практически невозможно ввиду отсутствия для проведения экспериментов полупромышленных установок. Поэтому на сегодняшний момент актуальна не только разработка концепций по совершенствованию конструктивного оформления теплообменных и массообменных аппаратов, но и развитие численных методов исследования, таких как CFD-моделирование.

Степень разработанность темы исследования

Проблеме совершенствования конструктивного оформления АВО посвящены работы российских учёных: Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н., Дрейцер Г.А., Пиир А.Э. Проблеме совершенствования аппаратурного оформления фракционирующего оборудования посвящены работы многих российских и зарубежных ученых: Марушкина Б. К., Александрова И.А., Лебедева Ю.Н.,

Мановяна А.К., Богатых К.Ф., Мнушкина И.А., Чураковой С.К., Henry Z. Kister и других. Исследованию работы внутренних контактных устройств с использованием CFD-анализа посвящены работы ученых: Amini Y., Rahimi M., Olenberg A., Mahr B., Mewes D.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Тема и содержание диссертационной работы соответствует формуле специальности 2.6.13: совершенствование аппаратного оформления технологических процессов с позиций энерго- и ресурсосбережения. Область исследования: исследования тепловых процессов в технологических аппаратах и технологических схемах, исследования массообменных процессов и аппаратов.

Целью диссертационной работы является разработка решений и выполнение исследований для совершенствования конструктивного оформления теплообменного и массообменного оборудования.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие **задачи**:

1. Совершенствование конструктивного оформления теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения с целью увеличения коэффициента теплопередачи.
2. Определение области устойчивой работы тарелок различного типа.
3. Разработка решения по расширению диапазона устойчивой работы тарельчатых контактных устройств.
4. Исследование методом CFD-анализа гидродинамических характеристик орошаемых перекрестноточных насадочных блоков различной конструкции.
5. Определение областей применения перекрестноточных насадочных блоков с различной ориентацией гофр.

Научная новизна

1. Разработан принцип продольного секционирования межтрубного пространства аппаратов воздушного охлаждения, обеспечивающий контакт воздуха и охлаждаемой среды в противотоке с целью интенсификации процесса теплоотдачи с воздушной стороны.

2. Предложен метод определения оптимального числа секций в межтрубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения с учетом изменения симплекса подобия энергетической эффективности и симплекса подобия гидродинамической затратности.

3. Впервые методом CFD-анализа на двухфазной среде проведена сравнительная оценка гидродинамических характеристик перекрестноточных насадочных устройств с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр.

4. Обоснованы при помощи CFD-анализа области применения перекрестноточных насадочных устройств с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр в зависимости от удельных парожидкостных нагрузок.

Теоретическая и практическая значимость работы

Разработана принципиально новая конструкция аппарата воздушного охлаждения (АВО), которая позволяет увеличить общий коэффициент теплопередачи процесса охлаждения в аппарате за счёт реализации противоточной схемы взаимодействия охлаждаемой среды и атмосферного воздуха путём установки секционирующих перегородок в межтрубном пространстве. Данная конструкция обеспечивает уменьшение требуемой поверхности теплообмена и улучшение массогабаритных характеристик аппарата. Получен патент на полезную модель № 200615 (РФ) МПК F28D 21/00.

Разработана методика по оценке теплообменной эффективности для новых технических решений по совершенствованию конструктивного оформления АВО, которая позволяет определить оптимальное количество секционирующих перегородок в межтрубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения с учетом изменения теплообменных и гидродинамических характеристик аппарата.

Разработано учебное пособие по расчету и подбору АВО, которое может быть использовано для обучения студентов технологических специальностей в рамках курса «Процессы и аппараты химической технологии», а также для выполнения инженерных расчетов работниками нефтяной, газовой и нефтехимической промышленности. Получен акт внедрения (приложение А).

Выполнена экспериментальная оценка области устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном. Проведено сравнение области устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном с областью устойчивой работы клапанной тарелкой с круглым клапаном со смещенным центром тяжести, на основании которого можно судить о расширении области устойчивой работы тарелки за счет применения клапана с равновеликими ножками, что позволит Разработано ТУ 3611-002-12752969-19 "Массообменные контактные устройства "РЕТОН" тарельчатого типа", в котором отражены основные размеры конструкции клапана, пределы устойчивой работы тарелки, оборудованной этим клапаном, требования по изготовлению, упаковке, шеф-монтажу (приложение Б). Разработана программа, предназначенная для расчета и подбора клапанных тарелок с полноподъемным клапаном. Получено свидетельство о регистрации программы на ЭВМ № 2020663958, которая предназначена для обучения студентов старших курсов химико-технологических специальностей, а также для выполнения инженерных расчетов работниками нефтяной, газовой и нефтехимической промышленности. Получены патенты на изобретения «Массообменная тарелка» №2738591 (РФ) МПК В01D 3/26 и «Клапанная тарелка массообменной колонны» №2744742 (РФ) МПК В01D 3/16, В01J 19/32. На основании данных, полученных в результате проведенного экспериментального исследования, произведен подбор клапанной тарелки с полноподъемным круглым клапаном и осуществлено её внедрение в колонне стабилизации установки риформинга Л-35/11-600 АО «Газпромнефть-ОНПЗ». Получен акт внедрения (приложение В).

Разработана конструкция тарелки с Г-образным отбойником. На примере ситчатой тарелки при помощи численного исследования в Ansys CFX показано, что при установке Г-образного отбойника количество жидкости, которое уносится с потоком газа на вышележащую ступень, снизилось на 85% (при анализе распределения скоростей жидкости на полотне тарелки).

С помощью CFD-анализа в Ansys CFX для двухфазной среды выполнена оценка влияния ориентации гофр на гидродинамическую обстановку в блоках перекрестноточной насадки, что позволит определить гидродинамические

характеристики и области применения орошаемых ПТН с различной ориентацией гофр.

Методология и методы исследования

Решение поставленных задач осуществлялось на основе: оптимизации конструктивного оформления АВО за счет разработки технического решения, позволяющего добиться контакта воздуха и охлаждаемой среды в режиме противотока; экспериментальных стендовых испытаний по определению области устойчивой работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном; исследовании гидродинамических характеристик орошаемых перекрестноточных насадочных блоков различной конструкции методом CFD-анализа.

Положения, выносимые на защиту

1. Техническое решение по совершенствованию конструкции теплообменной секции АВО.
2. Методика оценки теплообменной эффективности для новых технических решений по совершенствованию конструкции аппаратов воздушного охлаждения.
3. Зависимость увеличения коэффициента теплопередачи и перепада давления в межтрубном пространстве от количества перегородок.
4. Результаты экспериментальных исследований по определению области устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном.
5. Техническое решение по совершенствованию конструкции тарелок за счет установки Г-образного отбойника.
6. Результаты численных исследований гидродинамических характеристик орошаемых перекрестноточных насадочных блоков с различной ориентацией гофр.

Степень достоверности и апробация результатов работы

Достоверность результатов обеспечивается использованием основных физических закономерностей, применением известных специализированных программных продуктов, а также высокой воспроизводимостью полученных экспериментальных и расчетных данных.

Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на следующих научных конференциях: Семьдесят первая всероссийская научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений с международным участием, Ярославль, ЯГТУ, 2018 г.; XI Международная научно-практическая конференция молодых ученых «Актуальные проблемы науки и техники - 2018», Уфа, УГНТУ, 2018г.; Всероссийская научно-практическая конференция «Новые направления работ на нефть и газ, инновационные технологии разработки их месторождений, перспективы добычи нетрадиционного углеводородного сырья», Оренбург, Волго-Уральский НИПИ нефти и газа, 2019 г.; III,IV Международная научно-практическая конференция «Булатовские чтения», Краснодар, 2019-2020 г.

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 18 работ, в том числе: 3 статьи в ведущих рецензируемых научных журналах, входящих в перечень ВАК РФ, включая 2 статьи в научном журнале, входящем в международную базу Scopus, 1 патент на полезную модель, 2 патента на изобретение, учебное пособие, 10 материалов научно-технических конференций, а также 1 свидетельство на официальную регистрацию программы для ЭВМ.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка из 101 наименования. Работа изложена на 140 страницах, содержит 21 таблицу и 74 рисунка.

Глава 1 АНАЛИЗ МАССООБМЕННЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ И АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

1.1 Тарельчатые контактные устройства

1.1.1 Основные виды и характеристики тарелок

В настоящее время проходит широкомасштабная модернизация существующих колонных аппаратов с целью замены внутренних контактных устройств в связи с физическим износом, изменением сырья, ужесточением требований к получаемым продуктам или изменением производительности установки. Также хоть и в меньшей степени происходит строительство новых производств и заводов. Где для колонного оборудования необходимо применение внутренних контактных устройств с широким диапазоном работы, низким гидравлическим сопротивлением и высоким коэффициентом полезного действия.

Основными производителями тарельчатых контактных устройств в Российской Федерации являются фирмы ООО «НИПИ НГ «ПЕТОН», ИВЦ «ИНЖЕХИМ», НПК «КЕДР-89», ЗАО «ПИРО», ООО «Зульцер Хемтех».

Данными компаниями выпускаются тарельчатые контактные устройства следующих видов:

- ситчатая тарелка провального типа;
- решетчатая тарелка провального типа;
- клапанная тарелка с подвижным круглым клапаном;
- клапанная тарелка с подвижным трапециевидным клапаном;
- колпачковая тарелка;
- тарелка из S-образных элементов;
- струйная тарелка;
- центробежная тарелка.

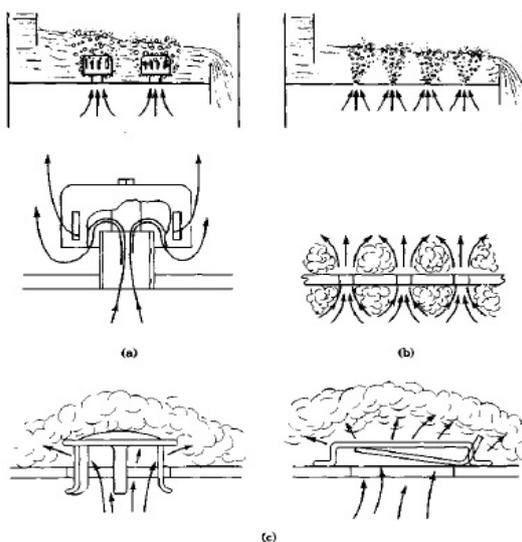
Тарелки выпускают как однопоточной, так и многопоточной конфигурации.

Оценивая конструкции тарелок, принимают во внимание данные показатели:

- удельная нагрузка по пару, $(\text{м/с}) \times (\text{кг/м}^3)^{-0,5}$;
- удельная нагрузка по жидкости L , $\text{м}^3/(\text{м} \times \text{ч})$;
- КПД тарелки;
- перепад на тарелке, Па , характеризующий энергозатраты на проведение процесса;
- диапазон устойчивой и эффективной работы;
- возможность работы на средах, склонных к образованию отложений;
- трудоемкость изготовления и монтажа;
- металлоемкость.

На данный момент существует большое многообразие контактных устройств, отличающихся по конструкции, по организации контакта фаз, по перепаду давления и т.д. [1]. Выбор типа контактного устройства определяется технико-эксплуатационными показателями, основными из которых являются область эффективной и устойчивой работы [2] и диапазон удельных нагрузок.

Рассмотрим в сравнительном ключе наиболее используемые типы тарелок, изображенные на Рисунке 1.1.



а – колпачковая тарелка, б – ситчатая тарелка, с – клапанная тарелка

Рисунок 1.1 – Наиболее используемые типы тарелок

В Таблице 1.1 приведено сравнение наиболее используемых типов тарелок по ряду показателей.

Таблица 1.1 - Сравнение наиболее используемых типов тарелок [3]

Тип тарелки / сравнительный параметр	Ситчатая	Клапанная	Колпачковая
1	2	3	4
Пропускная способность	высокая	высокая-очень высокая	средневысокая
Эффективность	высокая	высокая-очень высокая	средневысокая
Рабочий диапазон работы ($W_{\text{макс.}}$ газа/ $W_{\text{мин.}}$ газа)	От 1 до 2	От 1 до 4	выше, чем у клапанных тарелок; наиболее хорошо себя показала при работе на очень низких жидкостных нагрузках
Перепад давления	средний	средний	В 3 раза выше, чем у ситчатых тарелок [4]

Продолжение Таблицы 1.1

1	2	3	4
Стоимость	низкая	на 20% выше, чем стоимость изготовления ситчатых тарелок	В 3 раза выше, чем стоимость изготовления ситчатых тарелок
Необходимость технического обслуживания	низкая	низкая-средняя (в зависимости от типа клапана)	высокая
Склонность к загрязнению	низкая	низкая-средняя (в зависимости от типа клапана)	высокая (особенно в присутствие солей)
Подверженность коррозии	низкая	низкая-средняя (в зависимости от типа клапана)	высокая
Доступность информации по проектированию и расчету	Хорошо изученный тип тарелок	Данный тип тарелок хорошо изучен, но более подробная информация, включающая тонкости расчета в зависимости от типа клапана, является коммерческой тайной компаний-производителей	Хорошо изученный тип тарелок

Продолжение Таблицы 1.1

1	2	3	4
Применимость	- колонны с узким диапазоном работы; - загрязненная среда или среда, склонная к полимеризации	- большинство колонн (с широким диапазоном работы)	- в условиях низких удельных нагрузок по пару и жидкости; - при необходимости минимизировать провал жидкости на нижележащую ступень
Доля на рынке (данные за 1990 год) [4]	25%	70%	5%

Сравнение носит общий характер и предполагает, что тарелки спроектированы, установлены и эксплуатируются в соответствии с нормативными документами.

В тоже время приведенная характеристика этого же типа тарелок в Таблице 1.2 в другом источнике (ОСТ 26-01-1488-83) показывает следующую картину.

Как видно из вышеприведенных таблиц клапанные тарелки являются наиболее универсальным типом тарельчатых контактных устройств. Однако, область их применения ограничивается на средах, склонных к образованию отложений.

Таблица 1.2 - Сравнение наиболее используемых типов тарелок по ОСТ 26-01-1488-83 [5]

Тип тарелки / сравнительный параметр	Ситчатая	Клапанная	Колпачковая
Пропускная способность	высокая	высокая	низкая
Эффективность	высокая	высокая-очень высокая	средневысокая
Рабочий диапазон работы ($W_{\text{макс.}}$ газа/ $W_{\text{мин.}}$ газа)	до 2	до 3,5	до 4,5
Перепад давления	низкий	в 2 раза выше, чем на ситчатых тарелках	в 4 раза выше, чем на ситчатых тарелках
Возможность работы на низких нагрузках	низкая	в 2,5 раза выше, чем на ситчатых тарелках	
Склонность к загрязнению	низкая	низкая-средняя (в зависимости от типа клапана)	высокая
Стоимость	низкая	на 30% выше, чем стоимость изготовления ситчатых тарелок	в 2 раза выше, чем стоимость изготовления ситчатых тарелок

1.1.2 Область устойчивой работы тарелок

Отношение максимальной и минимальной допустимых скоростей пара в колонне характеризует диапазон рабочих нагрузок n . Этот параметр показывает пределы сохранения высокого КПД. Чем выше значение n , тем большее изменение удельных нагрузок по жидкости и пару можно допустить в условиях эффективной эксплуатации колонны с тем или иным контактным устройством.

Для оценки эффективной работы тарелок строится область устойчивой работы, которая принципиально показан на Рисунке 1.2.

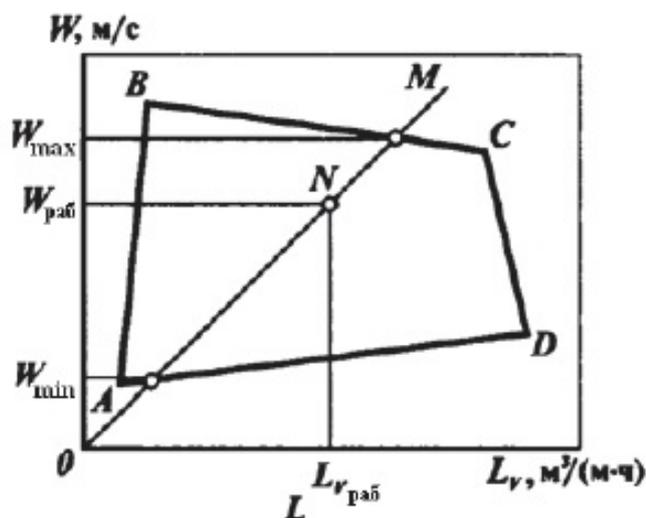


Рисунок 1.2 – Область устойчивой работы тарелки

Максимально допустимая паровая нагрузка в колонне (линия BC) определяется величиной допустимого уноса жидкости, который обычно принимается 10%. Линия AD определяет минимально допустимую паровую нагрузку, соответствующую 10% провалу жидкости. Справа область устойчивой работы ограничена линией CD, которая соответствует максимальным жидкостным нагрузкам, соответствующим 85% режима «захлебывания». Линия AB определяет минимальные жидкостные нагрузки, при которых на тарелке отсутствует

«проскок» пара и обеспечивается устойчивый барботажный слой. Удельные нагрузки по пару и жидкости, соответствующие координатам любой точки внутри области, обеспечивают устойчивую работу колонны [6].

При выходе за границу этой области происходит нарушение гидродинамической обстановки на тарелке. При увеличении удельных паровых нагрузок при умеренных и высоких удельных нагрузках по жидкости происходит переход из области устойчивой работы в режим уноса. В то же время при повышении удельных нагрузок по жидкости происходит переход в режим захлебывания. Часто переход в режим уноса происходит при повышении удельных паровых нагрузок при работе колонны при очень низких удельных нагрузках по жидкости. При снижении скорости (расхода) газа при постоянной скорости (расхода) жидкости достигается предел допустимого провала жидкости [7-9].

На Рисунке 1.3 отображена классическая гидравлическая модель взаимодействия жидкости и газа на тарелке. Жидкость поступает на тарелку из кармана с вышележащей тарелке. Жидкость, поступающая на тарелку, аэрируется паром, поднимающимся с нижележащей тарелки, образуя пену. Пена движется по всей площади тарелки, пока не достигнет сливного кармана на нижележащую тарелку. Затем пена течет по сливному карману, где пар отделяется от жидкости.

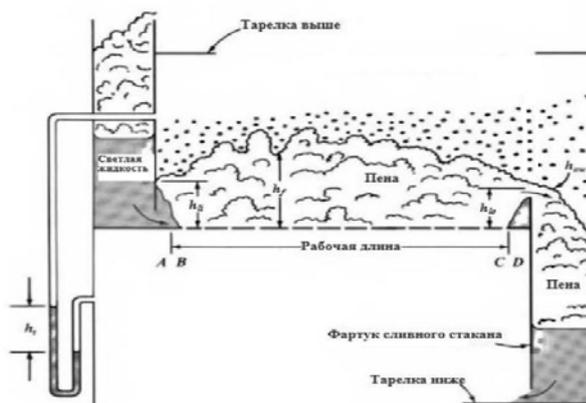


Рисунок 1.3 – Классическая гидравлическая модель взаимодействия жидкости и газа на тарелке

Стоит сказать, что эта модель упрощает процессы, происходящие на тарелке. Но в тоже время она является основой многих современных методов проектирования и расчетов тарелок для массообменных процессов.

1.1.3 Расчет требуемой рабочей поверхности тарелки, допустимой паровой и жидкостной нагрузки

В этом подразделе приведены параметры, используемые для расчета.

Общая площадь поперечного сечения колонны, A_T : внутренняя площадь поперечного сечения колонны.

Площадь рабочего сечения, A_n : общая площадь поперечного сечения колонны A_T за вычетом площади, занимаемой сливными карманами.

Площадь зоны барботажа, A_b : общая площадь поперечного сечения колонны, за вычетом общей площади сливных карманов и любых других неперфорированных областей. На практике неперфорированные области шириной менее 100 мм учитываются как перфорированные области, а области шириной более 100 мм считаются неперфорированными областями [10]. Область барботажа представляет собой область, доступную для потока пара на поверхности тарелки.

Площадь отверстий, A_h : общая площадь перфораций на тарелке. Площадь отверстия — это наименьшая площадь, доступная для прохождения пара.

Площадь прорезей, A_s : общая (т. е. всех клапанов) площадь вертикальной завесы, через которую пар проходит в горизонтальном направлении при выходе из клапанов. Это значение основано на площади при минимальном открытии каждого клапана. Площадь прорезей зависит от количества открытых клапанов. Обычно является наименьшей площадью, доступной для потока пара на клапанной тарелке.

Площадь открытых прорезей, A_{s0} (клапанные тарелки): площадь прорезей при полном открытии всех клапанов.

Площадь отверстия для массообмена, A_f : отношение площади отверстия к площади зоны барботажа (ситчатые тарелки) или площади прорезей к площади зоны барботажа (клапанные тарелки).

Для определения паровой нагрузки используется понятие F-фактора:

$$F_s = u_s \sqrt{\rho_v} , \quad (1.1)$$

F-фактор - это квадратный корень от кинетической энергии пара. Скорость u_s в формуле (1.1) обычно (но не всегда) определяется либо на площадь зоны барботажа A_b , либо на площадь рабочего сечения A_n . Также используется понятия F-фактора в отверстии F_h . Этот параметр основан на скорости в отверстии u_h и определяется как:

$$F_h = u_h \sqrt{\rho_v} , \quad (1.2)$$

В тоже время существует ещё один критерий для определения паровой нагрузки C-фактор, определяемый как

$$C_s = u_s \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_L - \rho_v}} , \quad (1.3)$$

$$C_s = \frac{F_s}{\sqrt{\rho_L - \rho_v}} . \quad (1.4)$$

C-фактор также обычно определяется либо на площадь зоны барботажа, либо на площадь рабочего сечения, имеет те же единицы измерения, что и скорость пара, и напрямую связан с капельным уносом жидкости. При определении паровой нагрузки в системах с разными физическими свойствами C-фактор является более предпочтительным [9].

Для полотна тарелки жидкостная нагрузка определяется как:

$$Q_L = \frac{Q}{L_w} , \quad (1.5)$$

где Q – расход жидкости с вышележащей тарелки, м³/ч;

L_w – длина сливной планки, м.

Альтернативным определением, иногда используемым для описания жидкостной нагрузки на полотне тарелки, является параметр потока, F_{Lv} :

$$F_{Lv} = \frac{L}{V} \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V}}, \quad (1.6)$$

Параметр потока больше подходит для противоточных насадочных колонн, но он также используется в тарельчатых колоннах.

Для сливного устройства жидкостная нагрузка определяется как:

$$Q_D = \frac{Q}{A_D}, \quad (1.7)$$

где A_D – площадь поперечного сечения сливного устройства, м².

1.1.4 Механизмы захлёбывания тарелки

Захлёбывание — это чрезмерное накопление жидкости внутри колонны и обычно ему предшествует один из следующих процессов.

Струйное захлёбывание показано на Рисунке 1.4. При низких нагрузках по жидкости тарелки работают в струйном режиме, когда большая часть жидкости на тарелке находится в виде капель. При повышении скорости пара выше допустимой наступает режим, при котором основная масса этих капель уносится на вышележащую тарелку. При этом жидкость накапливается на вышележащей тарелке и не перетекает на нижележащую.

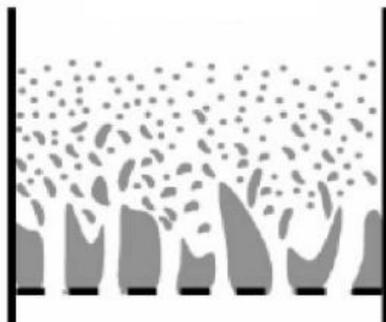


Рисунок 1.4 – Струйный режим

Пенное захлебывание показано на Рисунке 1.5. При повышенных жидкостных расходах дисперсия на тарелке имеет форму пены. При повышении скорости пара высота пены увеличивается. Когда расстояние между тарелками небольшое, пена достигает вышележащей тарелки. Вследствие этого происходит унос, вызывая накопление жидкости на вышележащей тарелке

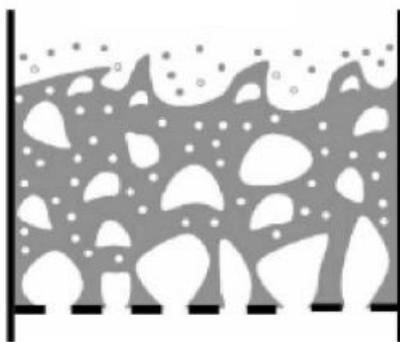


Рисунок 1.5 – Пенный режим

Когда расстояние между тарелками оптимальное (> 450 мм), пенный конверт редко подходит к вышележащей тарелке [10]. При дальнейшем повышении скорости пара возникает условие, когда часть пены превращается в капли и захлебывание колонны будет происходить по ранее описанному механизму.

При высокой напряженности слива ($> 60 \text{ м}^3 / \text{м}^2 \cdot \text{ч}$), высоком соотношении длины пути потока к расстоянию между тарелками ($> 2,5$) и большой доли свободного объёма ($> 11 \%$) поперечный поток пара в направлении, противоположном направлению жидкости может вызывать накопление пены возле области входа жидкости на тарелку и в центре полотна [3]. Накопление пены увеличивает напор жидкости на входе и в центре тарелки, направляя больше пара в область, близкой к переливной планке, тем самым ускоряя поперечный поток. Пена на входе жидкости на тарелку будет продолжать подниматься, пока не достигнет вышележащей тарелки.

Захлебывание обратным потоком через сливное устройство. Аэрированная жидкость направляется обратно в сливное устройство из-за перепада давления на тарелке, высоты слоя жидкости на тарелке, а также потерь на трение в фартуке сливного устройства. Всё это возникает при увеличении расхода жидкости на фоне увеличения перепада давления на тарелке за счёт увеличения паровых нагрузок. Когда высота обратного потока аэрированной жидкости в сливном устройстве превышает расстояние между тарелками, происходит накопление жидкости на вышележащей тарелке, тем самым вызывая захлебывание.

Захлебывание за счет превышения допустимой скорости в переливе. При увеличении жидкостной нагрузки увеличивается скорость аэрированной жидкости в сливном устройстве. Когда эта скорость превышает предельное значение, потери на трение на входе в сливной карман в самом кармане становятся чрезмерными, и пенная смесь не может транспортироваться на нижележащую тарелку. При этом происходит накопление жидкости на вышележащей тарелке.

Далее по тексту описаны факторы, влияющие на захлебывание.

Первый фактор – это влияние давления и отношения жидкостной нагрузки к нагрузке по пару (L / V).

На Рисунке 1.6 представлен график, показывающий влияние давления и L / V на механизм захлёбывания [3]. Этот график не учитывает геометрию тарелки и сливного устройства, среду и рабочие условия, которые сильно влияют на

механизм захлёбывания. По этой причине им можно пользоваться только для определения общих рекомендаций.



Рисунок 1.6 – Влияние давления в колонне и соотношения L/V на механизм захлёбывания

Низкое давление в колонне способствует высокой скорости пара и небольшим жидкостным нагрузкам и, следовательно, дисперсии в струйном режиме. Захлёбывание в вакуумных колоннах и в колоннах, работающих с низким отношением жидкостной нагрузки к нагрузке по пару, обычно происходит по механизму струйного захлёбывания.

При высоком давлении в колонне разница между плотностью пара и жидкости становится меньше, и сепарация пара от жидкости в сливном устройстве происходит тяжелее. Из-за того, что сепарация происходит хуже, увеличивается аэрация в сливном устройстве, тем самым увеличивая как потери на трение, так и количество пены в кармане. Высокие жидкостные нагрузки также увеличивают перепад давления на тарелке, высоту слоя жидкости на тарелке, а также потери на трение в сливном устройстве. По этим причинам захлёбывание при высоком

давлении и высоких нагрузках по жидкости происходит по механизму захлебывания обратным потоком через сливное устройство.

При умеренном давлении и умеренном соотношении L / V дисперсия на тарелке будет находиться в виде пены, и любой из вышеуказанных механизмов может доминировать. Как правило, при малом расстоянии между тарелками (<400 мм) захлебывания вероятнее будет происходить по механизму пенного захлебывания. При большем расстоянии между тарелками и в тех случаях, когда условия не благоприятствуют поперечному потоку пара, режим вспенивания будет переходить в струйный при увеличении скорости пара захлебывание вероятнее будет происходить по механизму струйного захлебывания. Наконец, при малой площади поперечного сечения сливного устройства захлебывание будет происходить по механизму захлебывания обратным потоком через сливное устройство.

Второй фактор – это влияние конструктивных параметров. Ряд конструктивных параметров оказывает гораздо большее влияние на один механизм захлебывания, чем на другие. Эти параметры приведены в Таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Влияние конструктивных параметров на различные механизмы захлебывания [7]

Конструктивные параметры	Струйное захлебывание	Пенное захлебывание	Захлебывание обратным потоком через сливное устройство	Захлебывание за счет превышения допустимой скорости жидкости в переливе
1	2	3	4	5
Маленькая площадь зоны барботажа	X	X	X	
Низкая доля свободного сечения (<8%)	X	X	X	

Продолжение Таблицы 1.3

1	2	3	4	5
Небольшое межтарельчатое расстояние	X	X	X	
Высокая переливная планка		X	X	
Маленькая длина переливной планки		X	X	
Маленькое сечение для прохода жидкости с кармана на нижележащую тарелку			X	
Маленькое сечение кармана в верхней части				X

Маленькая зона барботажа и низкая доля свободного сечения увеличивают вероятность захлёбывания по всем механизмам, кроме захлёбывания за счет превышения допустимой скорости жидкости в переливе. Это вызвано тем, что при уменьшении площади прохода газа увеличивается его скорость, тем самым увеличивается количество жидкости во взвешенном состоянии, перепад давления и вероятность заброса жидкости на вышележащую тарелку.

Небольшое межтарельчатое расстояние также увеличивает вероятность захлёбывания по всем механизмам, кроме захлёбывания за счет превышения допустимой скорости жидкости в переливе. По мере уменьшения расстояния между тарелками происходит снижение высоты сепарационного пространства.

Высокая и маленькая по длине переливная планка немного уменьшают вероятность возникновения струйного захлёбывания, но в то же время уменьшают реальную высоту сепарационного пространства, тем самым увеличивая риск возникновения пенного захлёбывания. Из-за увеличения высоты жидкости на тарелке и перепада давления возрастает вероятность захлёбывания обратным потоком через сливное устройство.

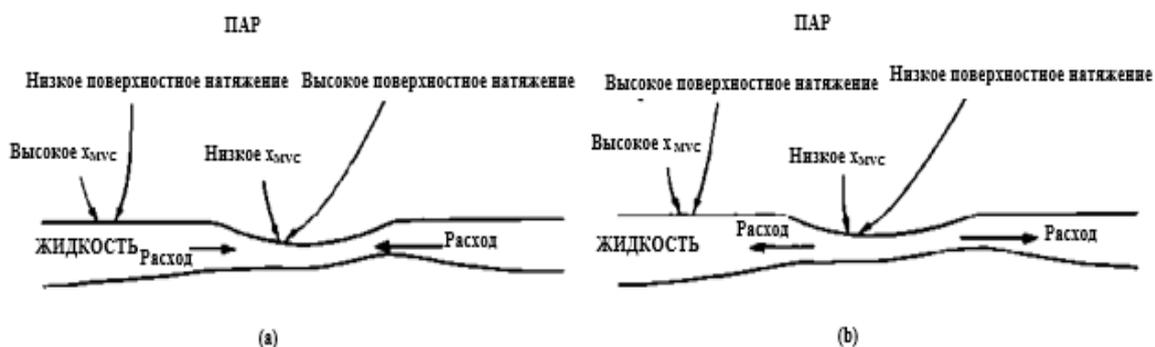
Маленькое сечение для прохода жидкости с кармана на нижележащую тарелку и маленькое сечение кармана в верхней части мало влияют на захлёбывание, так как они связаны только со сливным устройством.

1.1.5 Влияние поверхностного натяжения на работу тарелок

Было обнаружено, что среда на тарелке может иметь очень разные характеристики пены и струи в зависимости от поверхностного натяжения компонентов. Данное явление впервые проанализировали и детально изучили Zuideweg and Harmens [11]

Если более летучий компонент имеет более низкое поверхностное натяжение, то пена будет более густой и стабильной, чем в случаях, когда этот компонент имеет более высокое поверхностное натяжение. Это явление можно объяснить, если рассмотреть роль градиентов поверхностного натяжения в определении степени стабильности пузырьков и пены, которые образуются при перемешивании. Жидкая фаза, находящаяся в пене будет более истощенной в процентном отношении в более летучем компоненте в тех областях, где жидкостная пленка тоньше. В процессах, где более летучий компонент имеет меньшее поверхностное натяжение, образует положительную систему, в которой большее истощение означает, что поверхностное натяжение жидкости выше в тонкопленочных областях, чем в окружающих точках.

Как показано на Рисунке 1.7 а, результирующий градиент поверхностного натяжения на поверхности создает движущую силу поверхностной энергии, образуя поток жидкости из области с низким поверхностным натяжением в область с высоким поверхностным натяжением. Этот поток с точки зрения энергии предпочтителен из-за уменьшения общего поверхностного натяжения системы. Под действием этого потока тонкие области, которые в противном случае могли бы разрушиться, становятся более толстыми и прочными, тем самым обеспечивая стабильность пены.



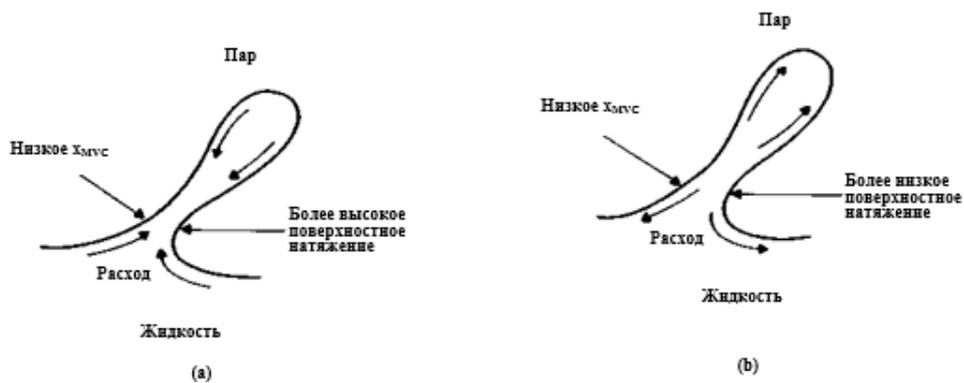
а – положительная система, б – отрицательная система

Рисунок 1.7 – Влияние градиентов поверхностного натяжения на стабильность пены

В системе, с более летучим компонентом, имеющим более высокое поверхностное натяжение (отрицательная система), тонкие области пены обладают более низким поверхностным натяжением, и, как показано на Рисунке 1.7 б, образуется отток из тонких областей, снижающий общее поверхностное натяжение. Следовательно, тонкие области будут склонны к более быстрому разрушения, чем в отсутствие какого-либо градиента поверхностного натяжения, а пена становится нестабильной.

Zuiderweg and Harmens рассматривают влияние этого явления на эффективность контакта при ректификации ряда различных смесей в разных аппаратах и приводят следующие данные. Например, в колонне диаметром 250 мм, оборудованной ситчатыми тарелками, при скорости пара от 0,06 до 0,61 м/с на смеси н-гептан-толуол (положительная система) КПД тарелок составил 75-85 %, в тоже время на смеси бензол-н-гептан (отрицательная система) — 45-55 %. Тем не менее увеличение эффективности достигается за счет уменьшения производительности. Для смеси гептан-толуол высота пены составила 4 - 6 см, а для смеси бензол-гептан 1 - 2 см. В данном случае можно предположить, что положительная система будет демонстрировать большую склонность к захлебыванию и уносу.

Позднее в 1969 году Hart and Haselden, используя колонну небольшого размера, как и Zuiderweg and Harmens, обнаружили аналогичное влияние градиентов поверхностного натяжения на КПД ступени и высоту пены выдвинули свои предположения [3]. Данная закономерность наблюдалась также и в ряде других исследованиях ректификации, проводимых в пенном режиме, но влияние положительных и отрицательных систем кардинально меняется в струйном режиме. Vainbridge and Sawistowski в 1964 году получили более высокий КПД ступени для отрицательных систем, чем для положительных, в колонне, оборудованной ситчатыми тарелками, работающей в струйном режиме. Они объяснили это тем, что капли струи образованы механизмом сужения потока жидкости, схематически показанным на Рисунке 1.8.



а – положительная система, б – отрицательная система

Рисунок 1.8 – Влияние градиентов поверхностного натяжения на процесс образования капель

Масса жидкости выталкивается наружу из общего потока, при этом узкая струя, которая соединяет зарождающуюся каплю, истощается в более летучем компоненте из-за высокого отношения поверхности к объему струи. Это приводит к повышению поверхностного натяжения жидкости в этой струе в положительной системе, и, следовательно, формированию смыкающего потока из окружающей жидкости, уменьшающую данное поверхностное натяжение. Благодаря

вышеописанному процессу, капля не стремится оторваться. В тоже время, в отрицательной системе жидкость в струе имеет более низкое поверхностное натяжение по сравнению с общим объемом, в результате чего формируется поток, благодаря которому, жидкость с низким поверхностным натяжением поступает в непрерывный объем жидкости, уменьшая ее поверхностное натяжение. Данный процесс способствует разрыву струи и образованию капли. Более высокий КПД отрицательных систем в струйном режиме в отличие от положительных или нейтральных систем был также обнаружен другими исследователями.

Вышеуказанные различия между струйным и пенным режимами легли в основу стратегии проектирования, предложенной Fell и Pinczewski в 1977 году. В соответствии с данной стратегией для систем с положительным поверхностным натяжением следует проектировать ситчатые тарелки, в которых рабочая скорость пара будет относительно низкая и при этом будет соответствовать допустимым рабочим коэффициентам загрузки в пенном режиме. Расстояние между тарелками может быть небольшим (от 0,30 до 0,45 м) из-за результирующей низкой склонности к уносу. В данном случае предусматриваются небольшие отверстия, поскольку они повышают КПД в пенном режиме. Для систем с отрицательным поверхностным натяжением можно разработать ситчатые тарелки с относительно высокой рабочей скоростью пара, с большим диаметром и большей площадью отверстия, поскольку эти факторы способствуют переходу в струйный режим и повышению КПД в этом режиме. Расстояние между тарелками будет больше (от 0,45 до 0,60 м), чтобы учесть большую склонность к уносу. В некоторых случаях для положительной системы можно выбрать струйный режим, чтобы уменьшить диаметр колонны. Для систем с сильным вспениванием можно выбрать пенный режим для более низкой скорости пара и (или) для обеспечения больших объемов среды в сливном устройстве для расслоения фаз [3].

1.2 Насадочные контактные устройства

Насадочные колонны могут работать при более высоких нагрузках по газу,

имеют большую разделяющую способность на единицу высоты аппарата по сравнению с тарелками, что позволяет уменьшить габариты вновь проектируемого колонного оборудования [12-14].

В свою очередь насадки делятся на регулярные и нерегулярные. Также насадки делятся на противоточные и перекрестноточные по виду движения относительно друг друга взаимодействующих фаз. Далее по тексту речь пойдет о сравнении противоточных регулярных и нерегулярных насадок

Нерегулярные насадки уступают регулярным по многим параметрам: первые менее эффективны и менее производительны, создают большой перепад давления. Эти недостатки нерегулярных насадок связаны с существованием непредвиденных застойных зон и сквозных каналов для прохода газа и жидкости без их эффективного контакта, а также плотным прилеганием насадочных элементов и продольным перемешиванием как жидкой, так и газовой фаз при диаметре аппарата более 800 мм.

На Рисунке 1.9 сравниваются нерегулярная и регулярная насадка, состоящая из гофрированного листа, в показателях удельной площади поверхности и эффективности насадки. Показатели эффективности были взяты из публикаций производителей. Для регулярных насадок показателем эффективности становится функция от нагрузки по жидкости, когда нагрузка по жидкости превышает 20 галл/мин. на фт^2 . По этой причине, одна линия (толстая) была начерчена для расходов по жидкости менее 20 галл/мин. на фт^2 . Для регулярных насадок точки, соответствующие высоким жидкостным расходам, были соединены в пунктирные линии, которые параллельны толстой линии. Вследствие этих приближений рисунок 1.9 является неподходящим для сравнительной оценки регулярных насадок различного типа [15,16].

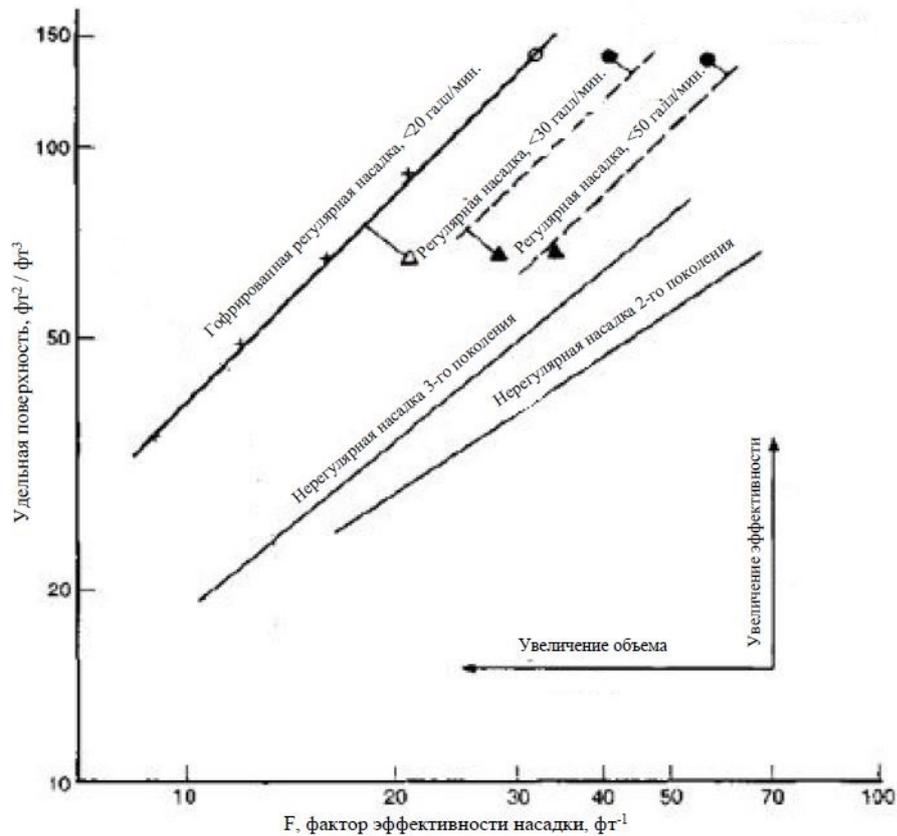


Рисунок 1.9– Зависимость удельной поверхности от F-фактора для нерегулярных и регулярных насадок

Исходя из данных, представленных на Рисунке 1.9, видно преимущество регулярных насадок над нерегулярными при небольших расходах жидкости (20 галл/мин. на фт^2 или $1,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ на $0,1 \text{ м}^2$). При данном объеме (т.е. при постоянном показателе эффективности) регулярные насадки имеют намного большую удельную поверхность (следовательно, больший объем). При повышении расходов жидкости свыше 20 галл/мин. ($1,2 \text{ м}^3/\text{ч}$) на фт^2 , вышеупомянутое преимущество быстро сокращается.

Показатель эффективности насадки является не единственной функцией удельной площади поверхности. Другие факторы, такие как развитость удельной площади поверхности также влияют на эффективность. Рисунок 1.10 показывает, что при небольшой удельной площади поверхности (менее $60 \text{ фт}^2/\text{фт}^3$), эти факторы оказывают положительное влияние на нерегулярные насадки, т.е. насадки 2-го и 3-

го поколений более эффективны, чем регулярные при одинаковой удельной площади поверхности. Различия в эффективности, по-видимому, увеличивается при уменьшении удельной площади поверхности. Зависимости ВЭТТ от удельной поверхности для нерегулярных и регулярных насадок, отображенные на Рисунке 1.10, основаны на тестовых данных, полученных на системе хлорбензол – этилбензол при давлении 50 мм рт. ст.

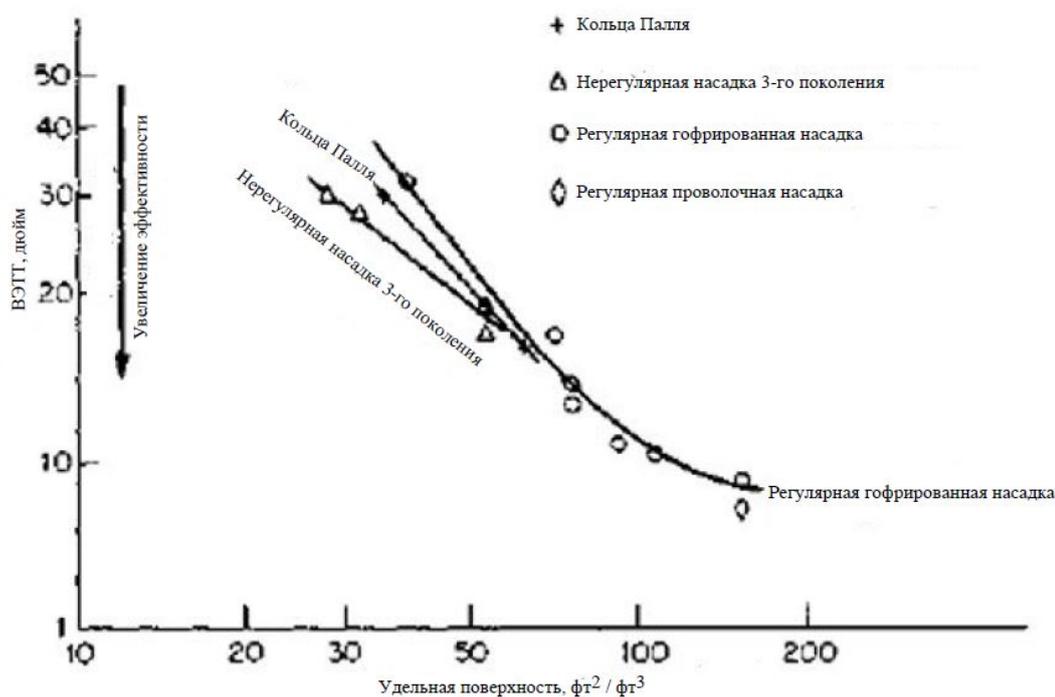


Рисунок 1.10 – Зависимость ВЭТТ от удельной поверхности для нерегулярных и регулярных насадок

В общем, при работе на небольших нагрузках по жидкости (менее 20 галл/мин. на фт²) регулярные насадки имеют намного большую эффективность и/или объем чем нерегулярные насадки. Это преимущество явно не следует из графиков, показанных на Рисунке 1.10, вследствие чего можно сделать вывод, что оно обусловлено сопротивлением по газовому потоку. В нерегулярных насадках сопротивление по пару по большей части возникает вследствие расширения и сжатия. Из-за этого возникает высокий перепад давления. В регулярных насадках

равномерные каналы потоков позволяют свести расширение и сжатие к минимуму [17].

Регулярные насадки предпочтительнее нерегулярных, так как они характеризуются более стабильными гидродинамическими, а, следовательно, и массообменными характеристиками. В тоже время достоинства нерегулярных насадок – их цена, она существенно ниже стоимости регулярных насадок из гофрированных, металлических, просечно-вытяжных металлических элементов. Исследования в этой области исследования нерегулярных и регулярных насадок проводились такими учёными как Henry Z. Kister, Amini, Y., Rahimi M., Olenberg, A., Mahr, B., Mewes, D.

Одним из главных недостатков противоточных насадок является одинаковое сечение для прохода пара и жидкости. При удельных паровых и жидкостных расходах, отличающихся в различных сечениях колонны, например для колонн разделения нефти и нефтепродуктов, для обеспечения нахождения контактного устройства в пределах области устойчивой и эффективной работы, необходимо в каждой секции подстраивать его проходное сечение. Если учесть, что для колонного оборудования установок атмосферной и вакуумной перегонки нефти соотношение L/G в пределах одной колонны может отличаться на порядок и более, требуемое число типов и размеров насадок становится очень большим, препятствуя их унификации.

Для решения проблем, описанных выше, была разработана перекрестноточная насадка (ПТН), в которой взаимодействия пара и жидкости происходит не в противотоке, тем самым давая возможность применять различные сечения для прохода газа и жидкости в пределах одного блока. ПТН Пионером была разработана в Уфимском государственном нефтяном техническом университете во главе с такими учеными как Марушкин Б.К., Богатых К.Ф., Мнушкин И.А., Чуракова С.К.

В основе конструкции используются объемные элементы (гофрированный просечно-вытяжной лист, плетеная или вязаная сетка) с проникающей способностью, но газовой и жидкость фазе в поперечных направлениях. Насадка

устанавливается в колонну секциями в виде прямоугольных пакетов. В каждой секции над насадкой расположены распределитель жидкости и перегородка для изменения направления движения паров. Контакт фаз происходит следующим образом: из распределителя жидкость перетекает на насадку и движется по ее поверхности, а поток пара проходит через насадку в горизонтальном направлении. На Рисунке 1.11 показан пример установки блоков ПТН. В зависимости от величины расхода пара выбирается геометрическая фигура расположения объема насадки. Она может быть, как простой, так и сложной – кольцевой, шахматной и т.д.

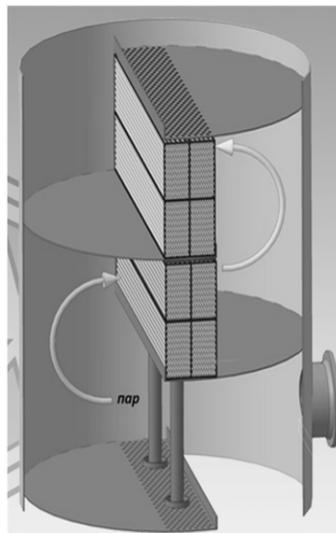


Рисунок 1.11 – Пример установки блоков ПТН

Такое решение позволяет организовать оптимальное распределение взаимодействующих потоков по сечению аппарата.

1.3 Аппараты воздушного охлаждения

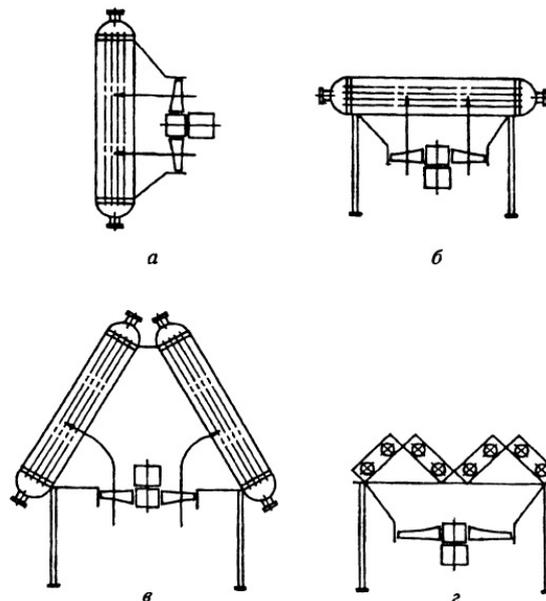
АВО, классифицируются как перекрестноточные аппараты исходя из взаимного направления движения теплоносителей. Охлаждающий воздух

проходит однократно через трубный пучок, а горячий поток движется внутри труб, проходя один или несколько ходов [18].

Воздух движется относительно поверхности трубного пучка аппарата принудительно. Однако, возможна эксплуатация аппарата при естественной циркуляции через теплообменную секцию при низких значениях температуры окружающей среды.

По взаимному расположению теплообменной поверхности АВО делятся на два типа: с нагнетательным и вытяжным принципом действия. В аппаратах нагнетательного типа вентилятор находится до секции теплообмена по направлению движения воздуха. При этом воздух перемещается через пучок оребренных труб за счет напора, создаваемого вентилятором. В аппаратах вытяжного воздуха вентилятор расположен после секции теплообмена, а воздух перемещается за счет разряжения, создаваемого вентилятором.

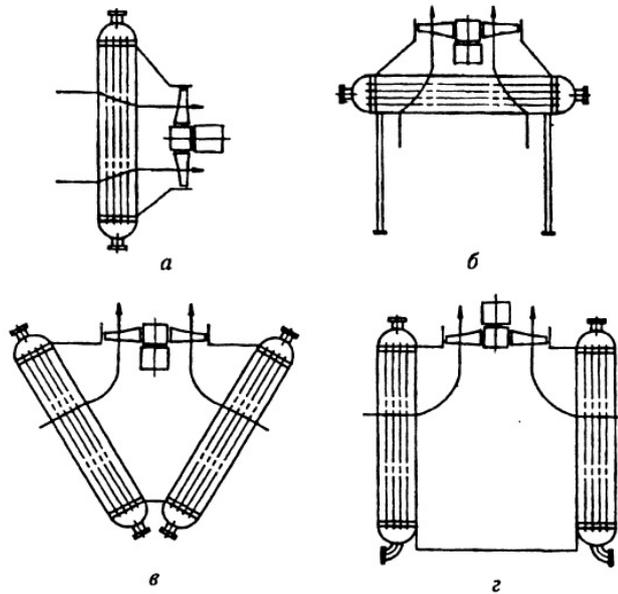
Аппараты вытяжного типа подразделяются на вертикальные, горизонтальные, V-образные, П-образные, которые показаны на Рисунке 1.12.



а – вертикальные аппараты, б – горизонтальные аппараты, в – V-образные аппараты, г – П-образные аппараты

Рисунок 1.12 – АВО вытяжного типа

Аппараты нагнетательного типа подразделяются на вертикальные, горизонтальные, шатровые, зигзагообразные, которые показаны на Рисунке 1.13.



а – вертикальные аппараты, б – горизонтальные аппараты, в – шатровые аппараты, г – зигзагообразные аппараты

Рисунок 1.13 – АВО нагнетательного типа

Как правило, АВО устанавливают по одному, либо блоками в ряд. В настоящий момент в условиях замены аппаратов на существующих производствах становится актуальным монтаж на общей опорной конструкции.

В аппаратах горизонтального типа наиболее ярко и в полном объеме проявляются различия нагнетательной и вытяжной схем работы. К достоинствам аппаратов с нижним расположением вентилятора следует отнести то, что приводом с вентилятором расположены в потоке холодного воздуха, что повышает надежность их эксплуатации, уменьшает потребляемую мощность вентиляторов ввиду меньшего объемного расхода воздуха, попадающего на лопасти вентилятора, и плюс ко всему упрощает монтаж вентилятора и привода, а также облегчает их обслуживание. Однако, поток воздуха, попадающий на пучок труб, имеет неравномерное поле скоростей, из-за чего поверхность теплообмена используется

не эффективно, а низкая скорость нагретого воздуха на выходе из последнего ряда оребренных труб может привести к образованию обратного тока воздуха в зону разрежения на всасе вентилятора, чем повышает температуру нагнетаемого воздуха и уменьшает отводимое тепло в аппарате. Кроме того, у аппаратов с нижним расположением вентилятора хуже происходит отвод тепла при естественной конвекции, а полная незащищенность теплообменных труб от солнечной радиации и атмосферных осадков может приводить к нестабильности процесса теплообмена, и в результате к дополнительной тепловой нагрузке.

При вытяжной схеме в аппаратах с верхним расположением вентилятора скоростное поле потока воздуха, входящего в секцию теплообмена, более равномерно, а его высокая скорость на выходе из вентилятора исключает рециркуляцию. Плюс ко всему трубной пучок теплообменной секции лучше защищен от атмосферных осадков и практически полностью от солнца. По сравнению с аппаратами вытяжного типа более эффективно используется естественная конвекция за счет более выгодного расположения диффузора. В тоже время верхнее расположение вентилятора требует больших затрат на прокачку воздуха при одинаковом теплосъеме, возникает необходимость выноса привода электродвигателя за пределы потока горячего воздуха из-за ухудшения условий работы вентилятора и неудобства, возникающих при его обслуживании

Наиболее универсальны аппараты горизонтального типа, которые можно использовать и в качестве холодильников, и в качестве конденсаторов. Плюсы аппаратов горизонтального типа не только в простоте конструкции, которая облегчает монтаж и обслуживание, но и в наиболее эффективном использовании подъемной силы нагретого воздуха, вследствие чего, в основном применяются аппараты именно этого типа. В тоже время, главный их недостаток — это значительная занимаемая площадь.

Аппараты шатрового и V-образного типа используют как одноходовые холодильники или конденсаторы. В тоже время недостаток данного типа аппаратов — сложность опорных конструкций, неудобство обслуживания и ремонта, неравномерность подвода воздуха по длине секций. Основное достоинство

аппаратов этих типов — небольшая занимаемая площадь и, как следствие, возможность применения на существующем производстве в условиях ограниченного места на генплане

Аппараты зигзагообразного типа используются как холодильники и конденсаторы и за счет наличия секций, в которых трубы, расположенные горизонтально, установлены под углом друг к другу. Данные аппараты сочетают в себе как достоинства, так и недостатки аппаратов шатрового и горизонтального типа.

Аппараты П-образного и вертикального типов могут использоваться как в качестве одноходовых холодильников, так и в качестве одноходовых конденсаторов. Когда занимаемая площадь имеет принципиальное значение, именно тогда и используют вертикальную компоновку аппаратов.

Для рационального использования производственных площадей возможно применение сочетания П-образной компоновки, показанной на Рисунке 1.14, в которой теплообменные секции размещены по окружности (Рисунок 1.14). Вместе с тем, к недостаткам этой конструкции можно отнести сложность обслуживания и монтажа.

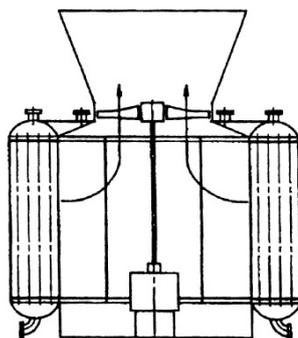


Рисунок 1.14 – АВО П-образной компоновки, в которой теплообменные секции размещены по окружности

Проблеме совершенствования конструктивного оформления АВО посвящены работы российских учёных: Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н., Дрейцер Г.А., Пиир А.Э. Например, в АО «ЛЕННИИХИММАШ» была предложена

конструкция аппарата, показанная на Рисунке 1.15, в которой теплообменная секция расположена под острым углом к набегающему потоку воздуха. Преимуществом такого теплообменника является увеличение теплопроизводительности за счет снижения аэродинамического сопротивления при неизменной потребляемой мощности приводом вентилятора [19].

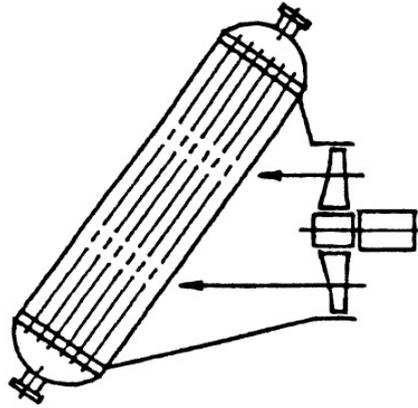


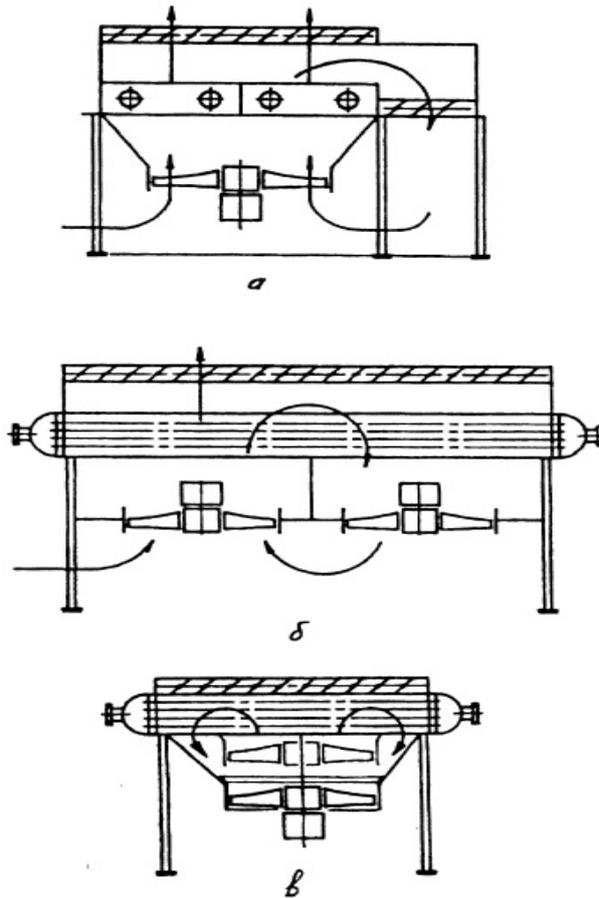
Рисунок 1.15 – АВО с наклонной теплообменной секцией

АВО с рециркуляцией воздуха следует принять при охлаждении сред с высокой температурой замерзания (застывания) или склонных к образованию кристаллогидратов [20, 21].

В аппаратах данного типа часть нагретого воздуха принудительно рециркулируется, далее смешивается с холодным вновь поступающим воздухом, что препятствует застыванию (замерзанию) продукта, что особенно характерно в первых нижних рядах трубного пучка. Температура полученной воздушной смеси поддерживается на минимально допустимом уровне, обеспечивающем безопасную разницу температур между воздухом и охлаждаемым продуктом, которая регулируется посредством расхода рециркулируемого воздуха с помощью изменения угла наклона лопаток жалюзи.

Аппараты, показанные на Рисунке 1.16 а, оборудованы переточной камерой с жалюзийными решетками, благодаря которым обеспечивается рециркуляция

воздуха, получили наибольшее применение. Гораздо реже применяются аппараты, показанные на Рисунке 1.16 б, в которых нагретый воздух возвращается через коллектор неработающего вентилятора (с внутренней рециркуляцией). Преимущества данного типа – меньшая занимаемая площадь, недостаток – невозможность обеспечения высокой стабильности процесса из-за зависимости от ветровой нагрузки. Для аппаратов с компактными вентиляторами была предложена конструкция, показанная на Рисунке 1.16 в, совмещающая достоинства аппаратов двух типов, рециркуляция воздуха в аппарате предлагаемой конструкции осуществляется в объеме диффузора при перемещении вентилятора по направлению к теплообменной секции.



а – аппарат с переточной камерой (внешней рециркуляцией), б – аппарат с внутренней рециркуляцией, в – аппарат с комбинированной схемой рециркуляции

Рисунок 1.16 – АВО с рециркуляцией

Аппараты с рециркуляцией, как правило, оснащают подогревателем воздуха для подогрева трубного пучка перед запуском в зимнее время.

При проектировании и эксплуатации аппаратов с рециркуляцией воздуха следует принимать во внимание условия работы электродвигателя и вентилятора при повышенных температурах воздуха. Чрезмерно теплый воздух может вызвать пересыхание обмоток, вытекание смазки подшипников, сократить срок службы приводных ремней и лопастей вентиляторов [22].

Выводы по главе 1

На основе проанализированной информации из отечественной и зарубежной практики можно выделить следующие общие недостатки существующих аппаратов воздушного охлаждения: низкое значение коэффициента теплопередачи (из-за низкого значения коэффициента теплопроводности охлаждающей среды – воздуха); неоптимальная схема контакта воздуха и охлаждающей среды (из-за конструкции теплообменной секции).

Анализ конструкций аппаратов воздушного охлаждения позволяет выявить актуальность исследований в области повышения их эффективности, а также разработки методики по оценке влияния изменений в теплообменной секции для повышения общей энергоэффективности аппарата.

В результате проведенного анализа выполненных исследований в области тарельчатых и насадочных контактных устройств можно сказать следующее, что на данный отсутствуют полученные и обоснованные области устойчивой работы современных клапанных тарелок, отсутствует информация по гидродинамическим характеристикам и областям применения перекрестноточных насадочных контактных устройств.

Глава 2 Объекты и методы исследований

2.1 Объекты исследований

Объектом исследования в главе 3 выступил аппарат воздушного охлаждения типа АВГ-М, чертеж которого представлен на Рисунке 2.1.

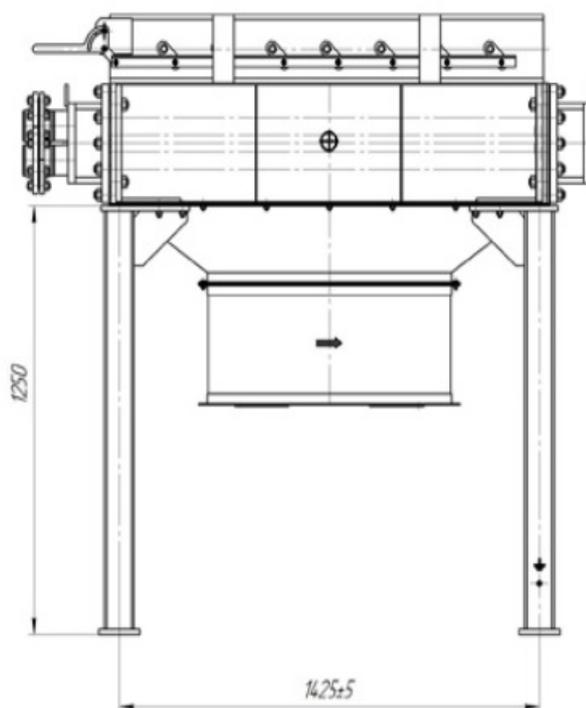


Рисунок 2.1 – Аппарат воздушного охлаждения типа АВГ-М

Объектами исследования в главе 4 выступили тарельчатые и насадочные контактные устройства.

В качестве тарельчатых контактных устройств были выбраны клапанная тарелка с полноподъемным клапаном и ситчатая тарелка. Фотография клапанной тарелки представлена на Рисунке 2.2. Полотно представляет собой стальной лист размером 2000x400x2 мм с отверстиями 27 мм в полотнах, диаметром клапана 38 мм, высотой поднятия 8 мм.



Рисунок 2.2 – Клапанные тарелки с полноподъемным клапаном

Фотография ситчатой тарелки представлена на Рисунке 2.3. Полотно представляет собой стальной лист размером 2000x400x2 мм с отверстиями 8 мм.



Рисунок 2.3 – Ситчатая тарелка

В качестве насадочных контактных устройств были выбраны перекрестноточные насадочные блоки с горизонтальной и вертикальной ориентацией гофр. На Рисунке 2.4 показана ПТН с вертикальной ориентацией гофр, на Рисунке 2.5 – ПТН с вертикальной ориентацией гофр.

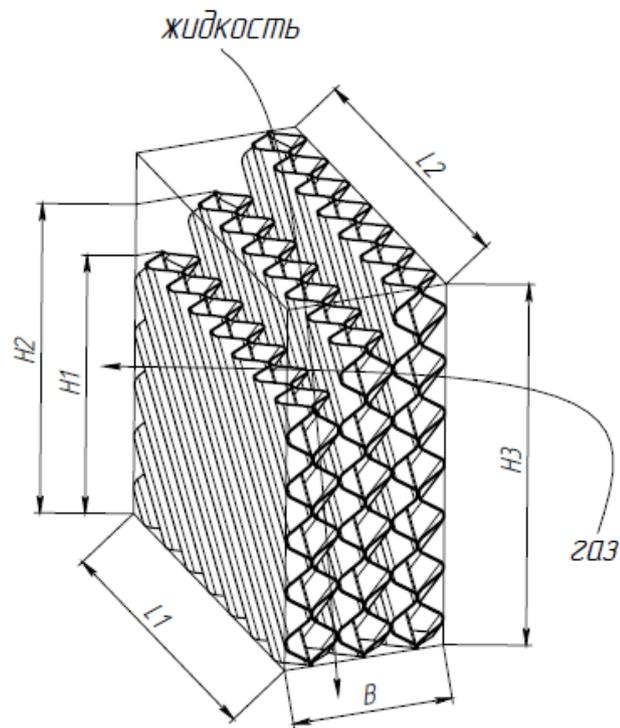


Рисунок 2.4 – ПТН с вертикальной ориентацией гофр

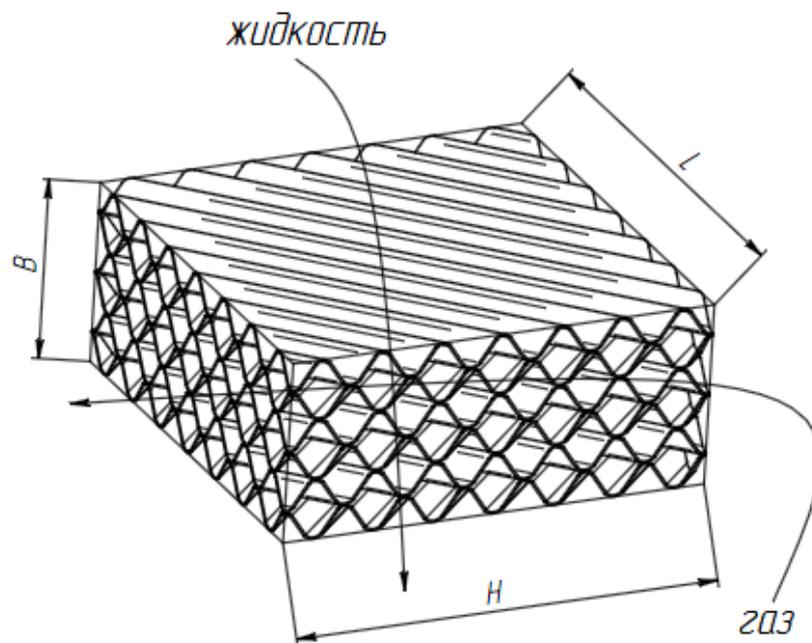


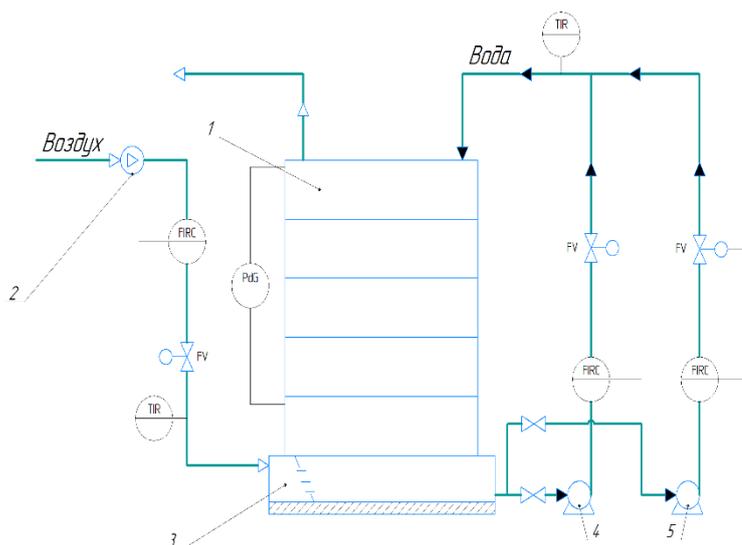
Рисунок 2.5 – ПТН с горизонтальной ориентацией гофр

2.2 Методы исследований

2.1.1 Проведение экспериментальных исследований на испытательном стенде

Исследования тарельчатых контактных устройств проводились на экспериментальном стенде, схема которого представлена на Рисунке 2.6, фотография на Рисунке 2.7. Стенд оборудован следующим оборудованием:

- насос малой мощности (0 – 24 м³/ч);
- насос большой мощности (24 – 50 м³/ч);
- воздуходувка (1000 – 8000 м³/ч);
- расходомеры по потокам воды, воздуха;
- датчики температуры;
- датчики давления;
- дифманометры;
- распределенная система автоматического управления стендом с выводом на компьютер.



1 – корпус стенда с установленными контактными устройствами, 2 – воздуходувка, 3 – лопастной распределитель, 4 – насос малой мощности, 5 – насос высокой мощности

Рисунок 2.6 – Схема экспериментального стенда



Рисунок 2.7 – Фотография экспериментального стенда

Для компенсации неравномерного распределения воздуха под испытуемой тарелкой располагалась перфорированное полотно. Для компенсации неравномерного распределения жидкости сверху исследуемого полотна размещалась клапанная тарелка с полноподъемным клапаном с аналогичным сечения для прохода газа.

Стенд представляет собой вертикальный аппарат прямоугольного сечения 1, внутри которого имеется возможность размещения тарелок, либо блоков перекрестноточной или противоточной насадки. Рабочая среда – вода и воздух, которые движутся вниз и вверх по высоте аппарата соответственно. Подача воздуха осуществляется при помощи воздуходувки 2. Расход воздуха регулируется при помощи клапана, причем управление может происходить как в ручном, так и в автоматическом режимах. Для более равномерного распределения воздуха по сечению колонны установлен лопастной распределитель 3. Вода из куба стенда насосом 4 или 5, в зависимости от необходимого расхода, подается в верхнюю часть аппарата. Так же, как и для потока воздуха, предусмотрен регулирующий клапан на трубопроводе подачи воды с ручным или автоматическим управлением.

Конструкцией предусмотрен замер перепада давления между тарелками, как одной из определяющих гидравлических характеристик.

Разборная конструкция стенда позволяет производить в кратчайшие сроки замену исследуемых внутренних контактных устройств. Кроме того, помимо прямоугольных контактных устройств, имеется возможность исследовать контактные устройства круглого сечения с малым диаметром, в частности, противоточные и перекрестноточные насадки. Высокий диапазон подачи воды и воздуха вместе с возможностью замены типа контактных устройств делают исследовательский стенд универсальным инструментом для гидравлических испытаний и исследований практически любых видов контактных устройств.

Результатом исследований являются области устойчивой работы контактных устройств, на основании которых можно сделать вывод, при каких удельных паровых и жидкостных нагрузках устройство будет работать в нормальном режиме, без негативных явлений, снижающих КПД контактных устройств. К таким явлениям относятся: унос капель жидкости с тарелки на вышестоящую тарелку, захлебывание, при котором пар не может пройти через слой жидкости на тарелке, провал, при котором часть жидкости попадает на нижнюю тарелку из-за малого парового подпора. Кроме этого, стенд позволяет получить ценную информацию о возникающем гидравлическом сопротивлении на контактных устройствах, что является важнейшим параметром, например, в вакуумных колоннах.

Таким образом, на испытательном стенде исследуются граничные условия устойчивой работы колонны. На основании полученных данных предоставляется возможным проведение оптимизации конструктивных и технологических параметров колонных аппаратов.

2.2.2 CFD-анализ в программном комплексе вычислительной гидродинамики Ansys CFX

В качестве метода исследования Г-образного каплеотбойника и перекрестноточных насадочных устройств был выбран CFD-анализа в Ansys CFX.

Ansys CFX – это мощный программный инструмент, позволяющий оптимизировать процесс технологической разработки в области вычислительной газо- и гидродинамики. Программа позволяет детально изучить процессы, происходящие внутри статического и динамического оборудования, с целью повышения эффективности и оптимизации.

Адаптивная архитектура позволяет выполнять расчетный анализ как простых однофазных систем, так и сложных взаимодействий многофазных потоков, а также сравнивать несколько альтернативных конструкций.

В современных условиях инженеру дается, как правило, небольшое количество времени на разработку модели процесса, и использование Ansys CFX предоставляет возможность проведения виртуального эксперимента в отсутствие полупромышленных стендов.

Использование компьютерных средств моделирования рабочих процессов, протекающих в различных частях устройства, позволяет своевременно выявлять факторы, негативно влияющих на работу изделия, и оперативно их устранять. Тем самым, сокращается время проектирования и улучшаются показатели качества изделия.

Принцип действия данной программы основан на конечно-объемном методе (МКО) решения уравнений гидродинамики таких как, уравнение сохранения энергии, неразрывности потока, Навье-Стокса, Эйлера. Основная идея вышеуказанного метода свободно поддается прямой физической интерпретации. Расчетную область разбивают на N -е количество непересекающихся контрольных объемов так, чтобы каждая узловая точка содержалась в одном контрольном объеме. По каждому контрольному объему интегрируют дифференциальное уравнение. Так, для вычисления интегралов, используют кусочно-непрерывные функции, описывающие изменение зависимой переменной (к примеру, одна из составляющих скорости) между сеточными узлами. И как результат - находят дискретный аналог дифференциального уравнения. Вычисление дискретных уравнений происходит с помощью метода многосеточного алгебраического сопряжения (AlgebraicCoupledMultigrid - AMG), который разработали М. Роу и Г.

Шнейдер. Вместе с тем, представленный метод использует неявную связанную схему решения системы линейных алгебраических уравнений. Вычислительные затраты данного метода линейно зависят от числа узловых точек [23].

В МКО заложено точное интегральное сохранение расчетных величин (масса, энергия) на любой группе контрольных объемов, и, как следствие, на всей расчетной области, что является одним из основных свойств, которое проявляется при любом числе узловых точек, поэтому, даже решение на грубой сетке удовлетворяет точным интегральным балансам.

В данной программе возможно проведение расчетов на смешанных сетках, состоящих из различных типов элементов: призм, клиновидных элементов, тетраэдров и гексаэдров.

При расчете в стационарном режиме итерационный процесс завершается при достижении требуемого уровня сходимости, заданного пользователем. При расчете в динамическом режиме итерационная процедура обновляет нелинейные коэффициенты на каждом временном отрезке (цикл для коэффициентов), в то время как внешний цикл приближается к решению по времени.

2.2.2.1 Разработка геометрии расчетной области в CAD-пакете и импорт в Ansys CFX

В данной работе в качестве средства построения в качестве средства построения геометрии использовался сторонний CAD-пакет. Кроме построения самого контактного элемента необходимо построить ограниченный контур», из которого CFX выгрузит объём. В случае моделирования гидродинамики на тарельчатом и насадочном контактном устройстве необходимо дорабатывать области прохождения пути газа и жидкости до и после контактного элемента, то есть выполнять построения ограниченной области колонны, на которой будет проводиться исследование

Импорт геометрии происходит в три этапа:

- Импорт файла. Алгоритм: file → import external geometry file → generate.
- Построение фигуры, с помощью которой будет выгружаться объём. Алгоритм: выбираем крайнюю грань → строим круг с помощью инструмента sketching → extrude (предварительно выставив operation: add frozen, direction: reversed, length: указываем высоту рабочей части, которую выбрали при составлении сборки) → generate.
 - Выгрузка объёма. Алгоритм: выбираем сделанный нами эскиз → tools → enclosure → generate (предварительно выставив shape: user defined и выбрав построенную фигуру) → далее у всех побочных элементов (в которых не будет происходить движение среды) выбираем «suppressed body»

2.2.2.2 Алгоритм проведения расчетов в Ansys CFX

Разработка оптимальной расчетной сетки является трудоемкой задачей, результат которой напрямую влияет на точность моделирования. При разработке сетки программа предоставляет пользователю широкие возможности по импорту сетки из различных источников, которые рекомендованы программой к применению, а также позволяет оператору, какой инструмент он хочет использовать для этой решения этой задачи. При использовании специализированного генератора сетки (чаще всего созданного внутри предприятий), существует возможность её импорта через нейтральный формат.

Программа позволяет работать с гексагональной и тетраэдральной сетками различной степени адаптации и детализации [24].

Также предусмотрена динамическая адаптация сетки к решению по нескольким критериям. С целью, ускорения сходимости и сокращения времени расчета, имеется возможность интерполирования результатов с более грубой сетки на более подробную.

Основной принцип при создании рабочей сетки – необходимость построения с максимальным количеством элементов минимального размера. Количество элементов необходимо изменять с помощью следующего действия: details of mesh → sizing.

Далее происходит ввод данных в модуле препроцессора (CFX-Pre) посредством импорта расчетной сетки, обозначения типа решаемой проблемы, назначении среды моделирования и определении начальных и граничных условий.

CFX-Pre поддерживает импорт различных форматов расчетной сетки в различном виде. Инструменты препроцессора позволяют сшивать, разбивать между собой элементы сборки, а также объединять в группы и назначать им различные свойства, в виде единого граничного условия, или же разъединять на несколько расчетных конфигураций с различной моделью взаимодействия.

Ещё одна особенность данного модуля – возможность подключать дополнительные функции и зависимости при описании тех или иных переменных и физических величин с помощью алгоритмического языка Фортран.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что работа в среде CFX-Pre позволяет эффективно и рационально управлять конфигурацией начальных и граничных условий, а также назначением расчетных областей [25,26].

После этого происходит непосредственно решение задачи в модуле решения (CFX-Solver). Модуль решения позволяет эффективно организовывать процесс расчета. В данном модуле существует возможность проведения параллельных вычислений. CFX-Solver работает как на кластерах в составе гомогенной сети, где в качестве расчетных узлов выступают Windows-системы и Unix-подобные системы, так и на многопроцессорных рабочих станциях.

За счет синхронности работы расчетных узлов достигается эффективность параллельных операций, поэтому в начале производится оценка производительности каждого из узлов, и далее каждому расчетному узлу выдается тот объем вычислений, который он сможет выполнить за равный промежуток времени со всеми остальными.

Вышеуказанная технология позволяет гибко и эффективно подбирать аппаратное обеспечение предприятия, при этом масштабирование кластера производится либо наращиванием конфигурации каждой отдельной рабочей станции, либо же увеличением количества расчетных узлов.

Запараллеливание расчетов приводит к уменьшению времени моделирования, это позволяет рассмотреть больше вариантов конструкций при решении расчетной задачи и, как следствие, – улучшить качество проектных и расчетных работ.

Снижение времени, затрачиваемого на проектирование, позволяет ускорить выпуск готового изделия, тем самым повысить конкурентоспособность компании на рынке.

CFX-Solver позволяет:

- производить расчет сложных многокомпонентных течений и химических реакций в них;
- моделировать течения в ступенях турбомашин.
- моделировать задачи со свободной поверхностью;
- моделировать турбулентные течения с помощью различных моделей турбулентности;
- решать уравнения навье-стокса в явной и неявной постановке;
- использовать различные модели горения и теплообмена;
- моделировать фазовые переходы для различных веществ;
- решать задачи с подвижными телами;
- моделировать стационарные и нестационарные течения.

После окончания расчета в модуле CFX-Solver необходимо перейти в модуль постпроцессора CFX-Post для анализа результатов расчета. Основной задачей CFX-Post – визуализация движения потоков газа и жидкости как на поверхностях геометрической модели, так и в пространстве расчетной области.

Постпроцессор включает в себя развитый инструментарий для визуализации, с поддержкой графической библиотеки OpenGL. Данный модель визуализирует

любую величину, задействованную в модели расчета с помощью следующих методик:

- график изменения переменной в декартовой системе координат вдоль выбранной траектории;
- траектории частиц.
- градиентная заливка;
- изолинии переменных;
- изоповерхности переменных;

Существует возможность экспорта построенные зависимости и проекций для дальнейшей проработки.

2.2.2.3 Применение Ansys CFX в России и зарубежом

Инструменты инженерного моделирования ANSYS находят все большее распространение на предприятиях России и стран СНГ и применяются для решения широкого круга задач.

В России широкое применение Ansys CFX получил:

- в АО «Гидромашсервис» при расчете рабочих колес насосов;
- в ООО «ТюменНИИгипрогаз», ПАО «Транснефть», ОАО «Сибнефтепровод» при расчетах нефтепроводов;
- в ОАО «Инженерный центр энергетики урала» при моделировании газоздушного тракта котла для определения возможности модернизации и усовершенствовани конструкции;
- в ПАО «Газром», ПАО «НК «Роснефть», ПАО «ЛУКОЙЛ» при расчетах нефтегазового оборудования [27];
- в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет», ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Г.И. Носова», ГОУ ВПО «Пермский государственный университет», ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана» и многих других при

обучении студентов, научно-исследовательской деятельности аспирантов и преподавателей [28].

Зарубежом CFX активно используется для решения самых разных задач газо- и гидродинамики в таких компаниях как Exxon Mobil, Chevron, Total, British Petroleum, Royal Dutch Shell, Reliance Industries, PetroChina и многих других, входящих в топ 100 «The FORTUNE 500 list» [29].

2.2.3 Анализ эффективности теплообмена в программном комплексе HTRI

Методом исследования при оценке конструктивных изменений теплообменной секции АВО является разработанная методика, подробно описанная в третьей главе, на основе совмещения расчетов в двух модулях Hase и Hixt программного комплекса HTRI и оценки изменения гидравлического критерий и критерия эффективности теплообмена.

Один из основных инструментов для расчета аппаратов воздушного охлаждения является модуль Hase программного комплекса HTRI, который позволяет выполнить моделирование различных режимов работы, конструкторский и поверочный расчеты, в том числе выполнить расчет как естественной, так и принудительной вентиляции [30].

Технологические параметры для удобства импортируют в HTRI из таких расчетных программ как Hysys, PROII, UniSim и т.п.

При выполнении проверочного расчета необходимые данные о конструктивном исполнении берут из паспорта на действующий аппарат.

При выполнении расчета на подбор нового аппарата данные о конструкции берутся из технических условий и каталогов поставщика.

После того, как программа выполнит расчет, выводится отчет, в котором указаны следующие параметры: коэффициент теплопередачи, коэффициенты теплоотдачи со стороны продукта и воздуха, перепады давления в трубном пучке и по воздушной стороне, скорость воздуха в узком сечении и в трубе, расчетная потребляемая мощность электродвигателями, основные места потерь давления по

воздушной стороне, запас по поверхности теплообмена. Пример отчета о результатах расчета показан на Рисунке 2.8.

После расчета программа позволяет увидеть:

- 2D и 3D масштабируемые чертежи, приведенные на Рисунке 2.9, которые обеспечивают визуальный контроль геометрии (конструктивного исполнения) теплообменного аппарата;
- 2D и 3D графики значений локальных параметров, приведенные на Рисунке 2.10, которые позволяют увидеть возможные неожиданные отклонения параметров, например, такие как резкое падение температуры продукта.

Использование такого программного обеспечения позволяет существенно сократить время на подбор и расчет аппаратов, тем самым ускорив сроки проектирования.

HTRI		Output Summary		Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company:			
		OU TMT			
		OU TMT			
Xace Ver. 6.00 5.12.2012 9:55 SN: 1500214986		SI Units			
Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow					
1 See Data Check Messages Report for Informative Messages.					
2 See Runtime Message Report for Informative Messages.					
3 Process Conditions		Outside		Tubeside	
4 Fluid name					
5 Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid
6 Total flow rate	(kg/s)		122,101		53,119
7 Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
8 Temperature, In/Out	(Deg C)	28,00	54,91	79,70	65,00
9 Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	50,13	67,80	61,84	77,19
10 Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	101,334	101,013	570,008	535,238
11 Pressure drop, Total/Allow	(Pa) (kPa)	320,44	0,00	34,770	68,648
12 Midpoint velocity	(m/s)		9,36		1,21
13 - In/Out	(m/s)			1,28	1,19
14 Heat transfer safety factor	(-)		1		1
15 Fouling	(m2-K/W)		0,000400		0,000600
16 Exchanger Performance					
17 Outside film coef	(W/m2-K)	75,63		Actual U	(W/m2-K) 42,488
18 Tubeside film coef	(W/m2-K)	5589,49		Required U	(W/m2-K) 42,459
19 Clean coef	(W/m2-K)	63,184		Area	(m2) 2556,08
20 Hot regime			Sens. Liquid	Overdesign	(%) 0,07
21 Cold regime			Sens. Gas	Tube Geometry	
22 EMTD	(Deg C)	30,5		Tube type	High-finned
23 Duty	(MegaWatts)	3,306		Tube OD	(mm) 25,000
24 Unit Geometry				Tube ID	(mm) 21,000
25 Bays in parallel per unit		2		Length	(m) 4,000
26 Bundles parallel per bay		3		Area ratio(out/in)	(-) 12,1823
27 Extended area	(m2)	2556,08		Layout	Staggered
28 Bare area	(m2)	249,785		Trans pitch	(mm) 52,000
29 Bundle width	(m)	1,263		Long pitch	(mm) 45,032
30 Nozzle			Inlet Outlet	Number of passes	(-) 6
31 Number	(-)	2	2	Number of rows	(-) 6
32 Diameter	(mm)	50,000	50,000	Tube count	(-) 141
33 Velocity	(m/s)	2,60	2,51	Tube count Odd/Even	(-) 23 / 24
34 R-V-SQ	(kg/m-s2)	5871,46	5657,90	Tube material	Carbon steel
35 Pressure drop	(kPa)	6,135	1,408	Fin Geometry	
36 Fan Geometry				Type	Plain round
37 No/bay	(-)	1		Fins/length	fin/meter 286,0
38 Fan ring type		Straight		Fin root	mm 27,000
39 Diameter	(m)	2,800		Height	mm 10,500
40 Ratio, Fan/bundle face area	(-)	0,41		Base thickness	mm 0,600
41 Driver power	(kW)	33,64		Over fin	mm 48,000
42 Tip clearance	(mm)	14,000		Efficiency	(%) 92,6
43 Efficiency	(%)	56		Area ratio (fin/bare)	(-) 10,2331
44 Airside Velocities			Actual Standard	Material	Aluminum 1060 - H14
45 Face	(m/s)	3,44	3,35	Thermal Resistance; %	
46 Maximum	(m/s)	8,99	8,77	Air	56,18
47 Flow	(100 m3/min)	62,496	60,979	Tube	9,26
48 Velocity pressure	(Pa)	42,01		Fouling	32,76
49 Bundle pressure drop	(Pa)	243,15		Metal	1,80
50 Bundle flow fraction	(-)	1,000		Bond	0,00
51 Bundle	75,88	Airside Pressure Drop; %		Louvers	1,95
52 Ground clearance	4,76	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
53 Fan ring	11,79	Fan area blockage	0,00	Steam coil	5,62

Рисунок 2.8 – Пример отчета о результатах расчета

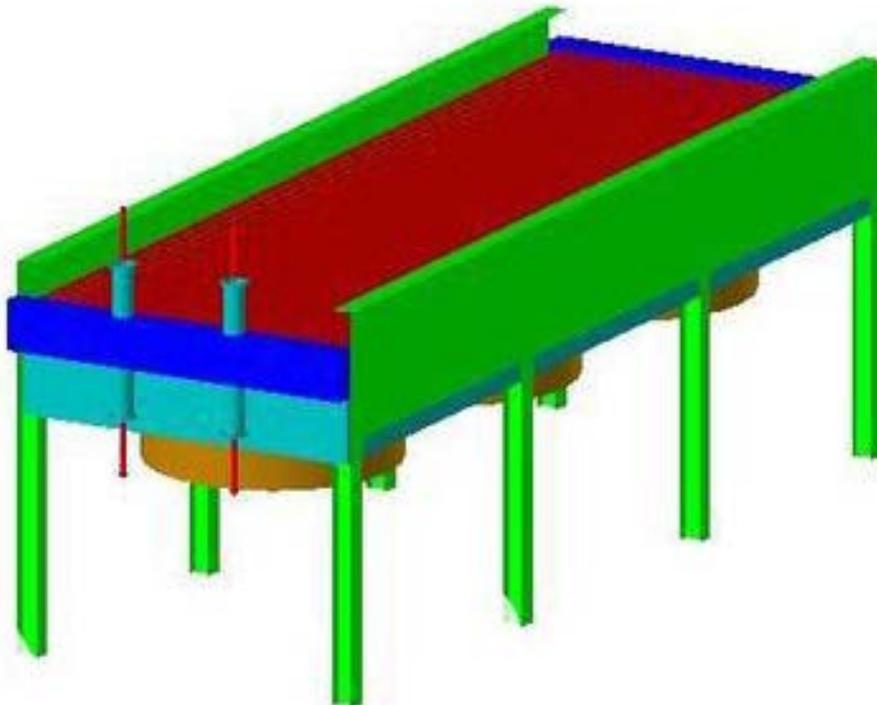
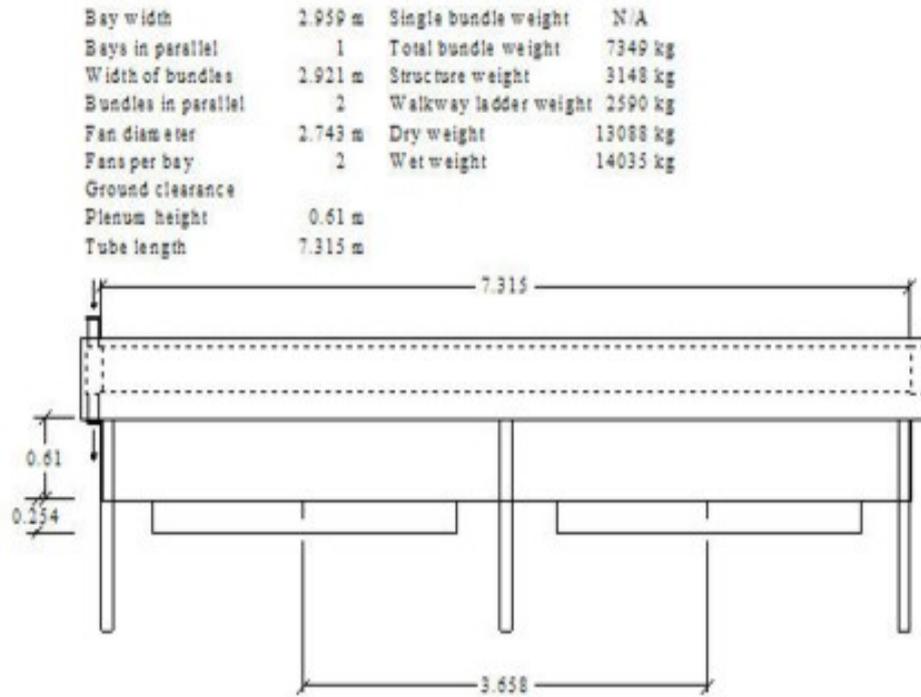


Рисунок 2.9 – Пример построения 2D и 3D чертежей

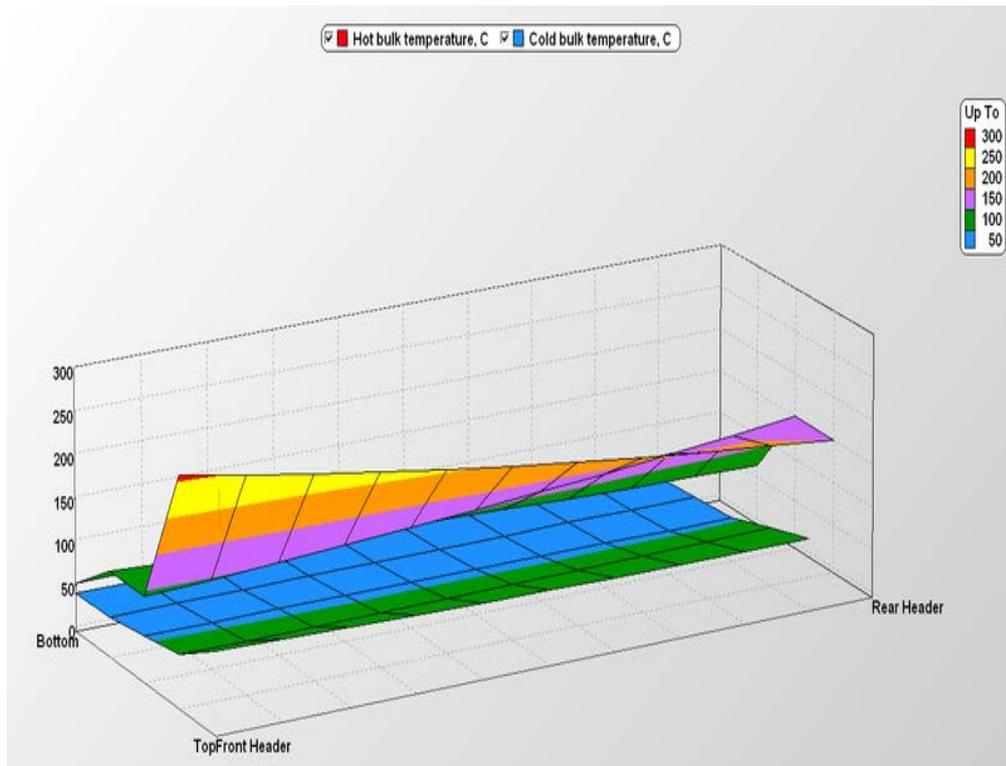


Рисунок 2.10 – Пример построения 2D и 3D графиков значений локальных параметров

ГЛАВА 3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

3.1 Основные пути модернизации АВО

Интенсивность теплопередачи в АВО зависит от многих факторов, в том и от геометрических. Разработка и исследование новых компоновок аппаратов обычно осуществляются за счет улучшения уже известных характеристик [31, 32].

В качестве основных характеристик теплообмена следует выделить следующие параметры: тепловая нагрузка, площадь поверхности теплообменных труб, а также мощность, затраченная на подачу воздуха [33].

Основные подходы для повышения теплоэффективности и надежности АВО расписаны в следующих работах [34-40]:

- 1) увеличение коэффициента теплоотдачи к воздуху при:
 - использовании оребрения с более эффективной конструкцией [41, 42, 43];
 - подборе оптимального шага расположения труб в трубном пучке [44];
- 2) увеличение коэффициента теплоотдачи к охлаждаемому продукту при использовании внутреннего оребрения и внутренних турбулизаторов;
- 3) уменьшение контактного сопротивления биметаллических труб [45];
- 4) уменьшение потребляемой электроэнергии приводами вентиляторов при:
 - установке вентиляторов с более совершенной аэродинамической формой лопастей, дающей меньшее сопротивление [46, 47];
 - уменьшение сопротивления на входе в коллектор диффузора;
 - применение автоматического ЧРП вентиляторов [48, 49] и регулируемых жалюзи в автоматическом режиме, позволяющих обеспечивать поддержание эффективной работы аппарата при изменении условий эксплуатации;
 - уменьшение перепада давления в межтрубном пространстве.

Также существует методы по снижению потребления электроэнергии за счет установки на аппаратах аэродинамических труб [50], позволяющих при отключении вентиляторов использовать эффект вытяжной тяги. Кроме того,

осуществлять теплосъем в АВО в условиях низких температур возможно за счет монтажа дефлекторов под секциями АВО, которые направляют ветровые потоки в сторону теплообменной секции [51].

При длительной эксплуатации происходит загрязнение пространства трубного пучка между ребрами, что негативно влияет на эффективность работы аппарата [52]. Поэтому для восстановления теплообменных характеристик АВО необходимо проводить своевременную чистку трубного пучка с помощью продувки водяным паром или техническим воздухом, или промывки моющими растворами. Также среди вышеуказанных методов следует упомянуть меры, направленные на равномерное распределение воздуха по поверхности трубного пучка [53].

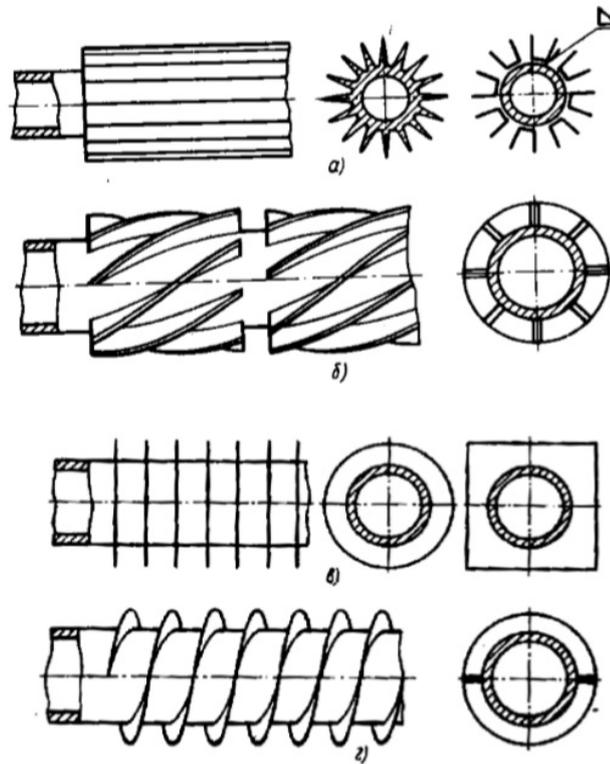
3.2 Интенсификация теплоотдачи в межтрубном и трубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения

Применение в АВО развитых модернизированных поверхностей теплообмена обусловлено низким коэффициентом теплоотдачи со стороны воздуха. Модернизированные поверхности труб, оснащенных оребрением, увеличивают возможный теплосъем и позволяют уменьшить массогабаритные характеристики аппарата. Коэффициенты компактности таких поверхностей могут достигать значений $400 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и более [54].

Для увеличения коэффициента теплоотдачи используют ребра из алюминия или меди, так как у этих материалов теплопроводность значительно выше, чем у черной стали. Соединение оребрения с основной теплообменной трубой в основном осуществляется через сварку или пайку. В тоже время трубы изготавливаются моно- или биметаллические, то есть полностью алюминиевые трубы или же стальные трубы с приваренными или припаянными алюминиевыми ребрами.

Коэффициент оребрения, характеризующий отношение поверхности оребренных труб к поверхности гладких труб того же диаметра, является

важнейшей характеристикой оребренных труб. Этот параметр нормируется от 9 до 22 [55]. На Рисунке 3.1 показаны виды наружного оребрения труб.



а – продольные ребра, б – разрезные ребра, в – поперечные ребра, г – спиральные ребра

Рис. 3.1 – Виды наружного оребрения труб

Так как повышение высоты ребер и уменьшение их шага увеличивают сопротивление в воздушном тракте, а также может впоследствии ухудшить теплопередачу, существуют ограничения по увеличению поверхности теплообмена за счет повышения коэффициента оребрения. Это явление вызвано тем, что пограничные слои ребер смыкаются в межреберных каналах, что приводит к их исключению из процесса теплообмена [56, 57, 58]. Одна из актуальных тем исследования в области теплообмена – применение различных турбулизаторов, которые разрушают пристеночный слой и тем самым турбулизируют поток [59, 60, 61].

Для оценки эффективности предлагаемой геометрии используют отношение увеличения теплоотдачи к увеличению гидравлического сопротивления в трубном или межтрубном пространстве [62].

Существует достаточно много методов турбулизации потока на поверхности ребер: применение жалюзийных ребер, использование ребер с периферийной насечкой и разрезных ребер, использование гнутых ребер и наклонных ребер, гофрированное оребрение, олунение оребрения, применение сегментных ребер [63-70].

Также следует обратить внимание на следующие перспективные разработки: срез ребер в местах отсутствия эффективного теплосъема [18]

Большая часть вышеуказанных вариантов турбулизации потока по воздушной стороне не применялась в промышленности по ряду причин:

- а) сложная технология производства;
- б) повышение гидравлического сопротивления, обуславливающие неоправданно высокие затраты на прокачку потока;
- в) невозможность восстановления исходных теплообменных показателей экономичными методами очистки в условиях эксплуатации на производстве [51].

Поэтому по вышеописанным причинам в нефтеперерабатывающей, газоперерабатывающей, нефтехимической и химической отраслях в АВО применяются в основном трубные пучки, в которых собраны трубы со спиральным или поперечным оребрением, коэффициент оребрения которых от 9 до 22. Трубы с таким типом оребрения относительно просты в эксплуатации, так как они хорошо поддаются очистке, и изготовлению, так как технология производства отработана в течении нескольких десятилетий.

При этом задача интенсификации теплообмена со стороны продукта также изучается с применением полученных разработок в промышленности с помощью следующих инструментов:

- 1) Ленточный турбулизатор. Закручивание потока является одним из эффективных и сравнительно несложно реализуемых способов интенсификации теплообмена в трубах. Различают местную и непрерывную закрутку потока.

Местная закрутка потока может осуществляться с помощью лопаточных, ленточных и шнековых завихрителей или путем тангенциального подвода теплоносителя в трубу. При этом закрутка потока по мере входа в трубу уменьшается. Поэтому такие устройства эффективны только для сравнительно коротких каналов длиной не более 10...15 диаметров трубы, и в обычных трубчатых аппаратах не применяются.

Непрерывная закрутка может быть выполнена с помощью устанавливаемых внутри трубы ленточных или шнековых завихрителей или с помощью закрутки самой трубы, т.е. заменой круглой на витую. Наибольшее распространение получили ленточные завихрители (из-за простоты их изготовления), расположенные по всей длине труб. В этом случае закрутка потока по длине трубы не уменьшается. Наиболее эффективная закрутка при этом реализуется, если лента вставлена в трубу практически без зазора, при этом винтовая вставка увеличивает поверхность теплообмена и воспринятое ею тепло посредством теплопроводности передается к стенке трубы. На Рисунке 3.2 показан ленточный турбулизатор.

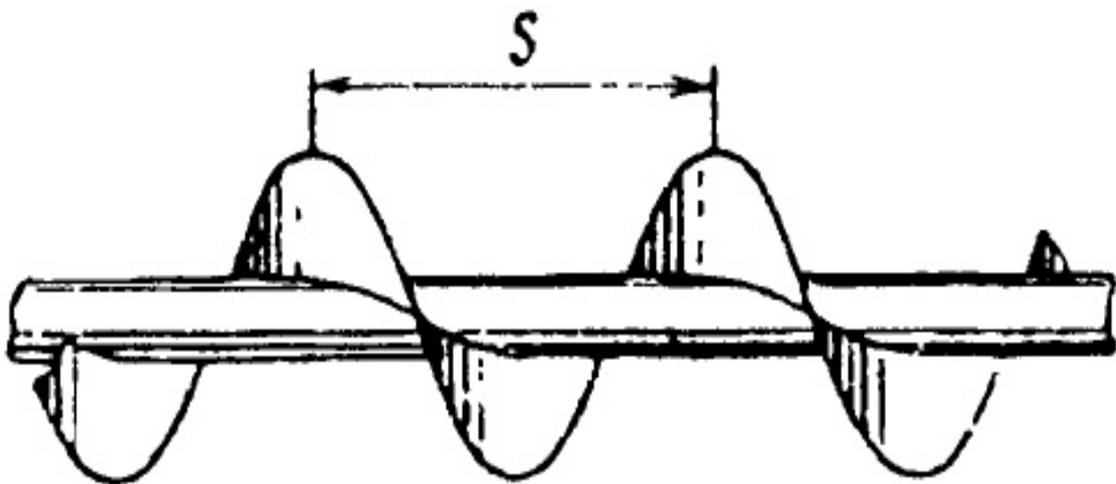


Рисунок 3.2 – Ленточный турбулизатор

На Рисунке 3.3 показана витая труба.

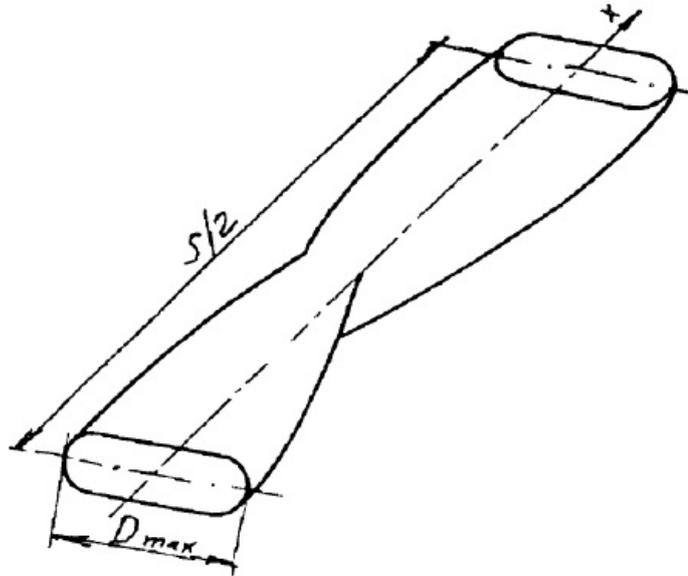


Рисунок 3.3 – Витая труба

Необходимо отметить, что закрутка потока обеспечивает менее эффективную интенсификацию теплоотдачи в трубах, чем кольцевые турбулизаторы. Например, в витых трубах для $s/D_{\max} = 6,2 \dots 12,2$ рост теплоотдачи в $1,2 \dots 1,4$ раза сопровождается ростом сопротивления в $1,3 \dots 1,8$ раза. Примерно такие же результаты дает применение ленточных завихрителей. Для получения заметной интенсификации рекомендуется использовать небольшие шаги закрутки s/d_3 и $s/D_{\max} = 3 \dots 5$ [34].

2) Внутреннее оребрение. При помощи этого типа оребрения возможно существенно интенсифицировать теплоотдачу в трубном пространстве при умеренном росте перепада давления в трубе. Для выбора оптимальной конфигурации оребрения его геометрические размеры следует выбирать таким образом, чтобы отношение шага турбулизаторов к его высоте было близко к 10, отношение высоты турбулизатора к эквивалентному диаметру в пределах $0,01 \dots 0,02$ для проволочного оребрения и $0,01 \dots 0,03$ для точеных прямоугольных и треугольных ребер. [40]. На Рисунке 3.4 показаны типы внутреннего оребрения, на Рисунке 3.5 – схемы турбулизаторов в кольцевом канале.

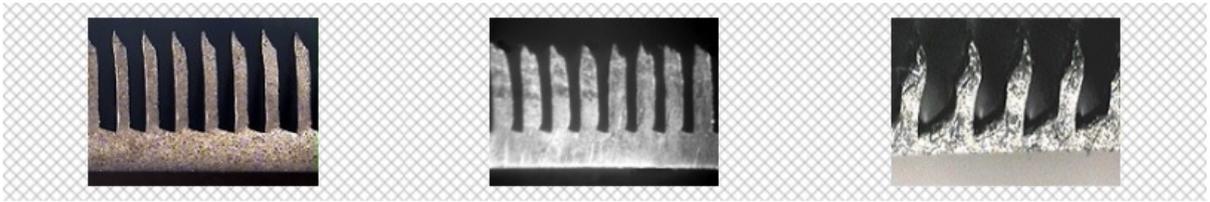


Рис. 1 - Поверхности для конвективного теплообмена (медь, коррозионноустойчивая сталь 08Х14МФ, титан BT1-0)

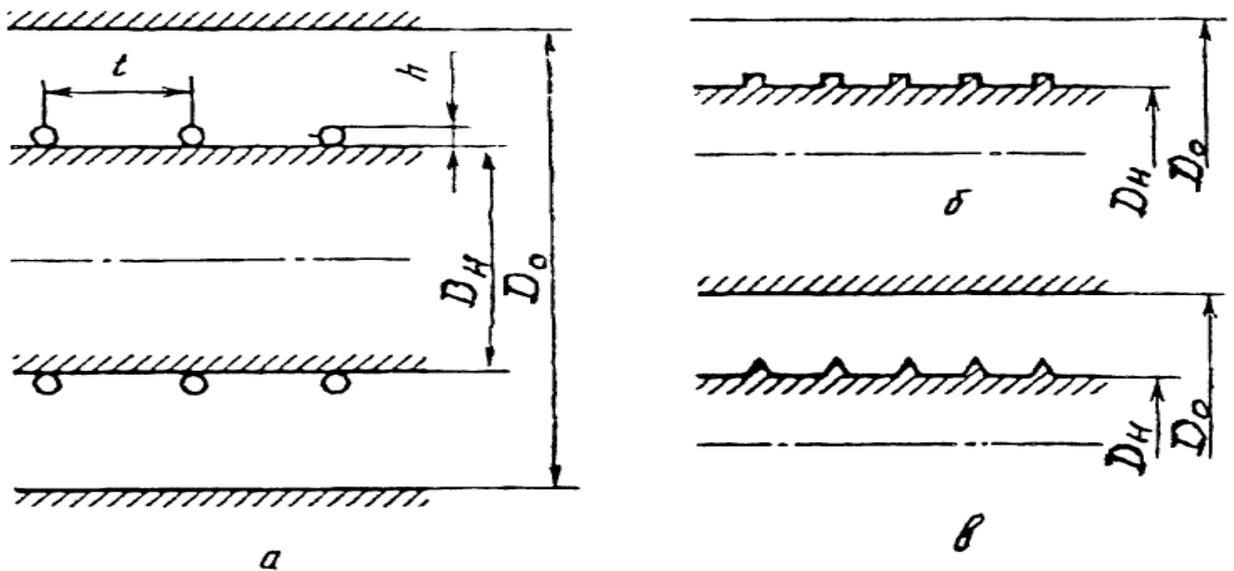


Рис. 2 - Поверхности для кипения



Рис. 3 - Поверхности для конденсации

Рисунок 3.4 – Типы внутреннего оребрения



а – кольца из проволоки, надетые на гладкую трубу, б – прямоугольная нарезка,
в – треугольная нарезка

Рисунок 3.5 – Схемы турбулизаторов в кольцевом канале.

В вышеуказанных подходах есть свои ограничения:

- применение сложных форм внешнего оребрения ведет к повышенному сопротивлению со стороны воздуха, что в свою очередь приводит к увеличению потребной мощности на вентиляторах электродвигателя. Также применение более сложных форм ребер, которые не изготавливаются серийно, ведет к существенному удорожанию аппарата.

- применение внутреннего оребрения, а также ленточных турбулизаторов невозможно в средах, склонных к отложению, вязких средах, а также средах, в которых присутствуют механические примеси; это обусловлено тем, что вышеуказанные способы улучшения теплопередачи будут способствовать эрозионному износу труб (при наличии механических примесей), образованию застойных зон в узких участках, тем самым повышая гидравлическое сопротивление и снижая коэффициент теплоотдачи к внутренней стенке трубопровода (среды, склонные к отложению и вязкие среды).

3.3 Методика расчета влияния оптимизации теплообменной секции аппаратов воздушного охлаждения

В процессе развития и формирования отечественной и зарубежной промышленности аппаратов воздушного охлаждения сформировался общий распространенный подход к их конструированию, которых характеризуется применением трубного пучка из круглых биметаллических труб в качестве поверхности теплообмена. При этом основная труба изготовлена из черного или цветного металла, и на неё накатаны или навиты спиральные ребра, состоящие из алюминиевых сплавов АД1 или АД1М, отличающиеся высокой теплопроводностью.

Существуют ограничения по скорости в узком сечении трубного пучка (до 8 м/с) [21] ввиду ограничений по потребляемой мощности электродвигателями, что в сочетании с низким значением коэффициента теплоотдачи (30-90 Вт/ (м²*К)) с воздушной стороны из-за плохих теплофизических свойств воздуха приводит к

увеличению требуемой поверхности теплообмена, и, следовательно, к большим массогабаритным характеристикам аппарата в целом.

Удельная металлоемкость современных АВО составляет $b_i = 4,1 - 16,1$ кг/м² [34]. При этом доля удельной металлоемкости непосредственно поверхности теплообмена составляет всего 40-42 %, остальные 58-60 % приходится на диффузоры, коллекторы, патрубки, трубные пластины и приводное оборудование [71].

Путей снижения металлоемкости аппаратов, благодаря новым конструкторско-технологическим решениям по механическим узлам и деталям, ограниченное количество. Задача по оптимизации конструкции АВО может решаться в двух плоскостях: как за счет уменьшения габаритов аппарата, так и за счет уменьшения потребления электроэнергии [72].

Уменьшение габаритов достигается за счет интенсификации теплообмена со стороны трубного и межтрубного пространства. В данном случае возможны следующие действия: увеличение числа ходов, уменьшение поперечного шага расположения труб, увеличение коэффициента оребрения труб.

Уменьшение потребления электроэнергии достигается за счет уменьшения потерь напора по межтрубному пространству. В данном случае возможны следующие действия: изменение типа обода вентилятора, увеличение диаметра вентилятора, увеличение поперечного шага расположения труб, уменьшение коэффициента оребрения, увеличение длины теплообменных труб [73,74].

Говоря о мерах повышения энергоэффективности и оптимизации аппаратов воздушного охлаждения, хочется перейти к такому важному этапу оптимизации, как расчет влияния различных внедрений на изменение скорости потоков, коэффициента теплоотдачи в трубном и межтрубном пространстве, потребляемой мощности электродвигателями на вращение вентиляторов, распределение потоков, наличие байпасных и застойных зон. На данный момент отсутствует метод по оценке влияния конструктивных изменений в трубной решетке аппарата воздушного охлаждения на теплообмен по воздушной стороне аппарата.

Один из основных инструментов для расчета АВО является модуль Хасе программного комплекса HTRI, который позволяет выполнить моделирование различных режимов работы, конструкторский и поверочный расчеты. Но возможности этого модуля ограничены, поскольку, невозможно выполнить расчет различных изменений конфигурации секции теплообмена кроме характеристик оребрения и формы труб. Это затрудняет расчетную оценку эффективности для новых технических решений по совершенствованию конструкций АВО.

Другой расчетный модуль Xist позволяет выполнить расчет теплообмена в кожухотрубчатых теплообменниках. Основная особенность этого модуля – это возможность выбора типа кожуха, крышек из спецификации ТЕМА, а также вида и количества перегородок. Но у этого метода основным недостатком является отсутствие возможности расчета и задания граничных параметров системы вентиляции.

В данной работе предлагается использование совершенно нового подхода в виде сочетания вышеуказанных методов, который позволит рассчитать различные вариации конструктивного исполнения теплообменной секции АВО и оптимизировать её с точки зрения энергоэффективности.

Разработанная методика расчета включает три этапа.

На первом этапе проводится оценочный расчет аппарата воздушного охлаждения в программном модуле Хасе с целью получения следующих показателей в первой итерации: перепад давления в трубном и межтрубном пространстве, а также предельный расход воздуха для текущей конфигурации вентиляционного оборудования, которые можно взять как граничные условия для осуществления второй итерации расчетов в программном комплексе Xist, а также максимально возможные коэффициенты теплоотдачи с воздушной и трубной сторон при существующем конструктиве аппарата;

На Рисунке 3.6 приведены примеры отчета по результатам расчета, выводимого в программном модуле HTRI Хасе.

HTRI		Output Summary		Page 1
Released to the following HTRI Member Company:				
Xace E Ver: 6.00 13.03.2020 10:10 SN: Vals100+				
SI Units				
Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow				
No Data Check Messages.				
See Runtime Message Report for Informative Messages.				
Process Conditions		Outside	Tubeside	
Fluid name			1021-AM01-06	
Fluid condition		Sens. Gas	Sens. Liquid	
Total flow rate (kg/s)		40,219	10,000	
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	0,000	
Temperature, In/Out (Deg C)		33,00	58,00	
Skin temperature, Min/Max (Deg C)		34,99	35,55	
Pressure, Inlet/Outlet (kPa)		101,213	530,000	
Pressure drop, Total/Allow (Pa) (kPa)		83,81	1,971	
Midpoint velocity (m/s)		3,46	0,24	
Heat transfer safety factor - In/Out (m/s)			0,12	
Fouling (m ² -K/W)		0,000340	0,000340	
Exchanger Performance				
Outside film coef (W/m ² -K)		36,37	Actual U (W/m ² -K) 4,201	
Tubeside film coef (W/m ² -K)		118,97	Required U (W/m ² -K) 3,081	
Clean coef (W/m ² -K)		4,356	Area (m ²) 4994,88	
Hot regime		Sens. Liquid	Overdesign (%) 36,37	
Cold regime		Sens. Gas	Tube Geometry	
EM ID (Deg C)		17,6	Tube type High-finned	
Duty (MegaWatts)		0,271	Tube OD (mm) 28,000	
Bays in parallel per unit		1	Tube ID (mm) 24,000	
Bundles parallel per bay		1	Length (m) 6,000	
Extended area (m ²)		4954,88	Area ratio(out/in) (-) 23,94	
Bare area (m ²)		243,415	Layout Staggered	
Bundle width (m)		2,886	Trans pitch (mm) 64,000	
Nozzle		Inlet	Long pitch (mm) 55,424	
Number (-)		3	Number of passes (-) 3	
Diameter (mm)		200,000	Number of rows (-) 0	
Velocity (m/s)		0,10	Tubecount (-) 356	
R-V-SQ (kg/m ² -s)		11,03	Tubecount Odd/Even (-) 45 / 44	
Pressure drop (kPa)		6,067e-3	Tube material Carbon steel	
Fan Geometry			Fin Geometry	
Nobay (-)		2	Type Plain round	
Fan ring type		Straight	Fins/length finimeter 400,0	
Diameter (m)		2,800	Fin root mm 30,000	
Ratio, Fan/bundle face area (-)		0,53	Height mm 15,000	
Driver power (kW)		2,40	Base thickness mm 0,460	
Tip clearance (mm)		14,000	Overfin mm 60,000	
Efficiency (%)		85	Efficiency (%) 88,0	
Airside Velocities		Actual	Area ratio (fin/bare) (-) 20,52	
Face (m/s)		1,53	Material Aluminum 1100-annealed	
Maximum (m/s)		3,51	Thermal Resistance, %	
Flow (100 m ³ /min)		21,197	Air 11,55	
Velocity pressure (Pa)		4,69	Tube 84,54	
Bundle pressure drop (Pa)		73,36	Fouling 3,56	
Bundle flow fraction (-)		1,000	Metal 0,35	
Bundle 87,53			Bond 0,00	
Ground clearance 0,00		Fan guard 0,00	Airside Pressure Drop: % Louvers 1,42	
Fan ring 5,04		Fan area blockage 0,00	Hall screen 0,00	
			Steam coil 6,02	

Bay Width	2,899 m	Single bundle weight	11128 kg
Bays in parallel	1	Total bundle weight	--
Bundle width	2,886 m	Structure weight	3644 kg
Bundles in parallel	1	Walkway ladder weight	2624 kg
Fan diameter	2,8 m	Dry weight	17396 kg
Fans per bay	2	Wet weight	19114 kg
Ground clearance	--		
Plenum height	0,8 m		
Tube length	8 m		

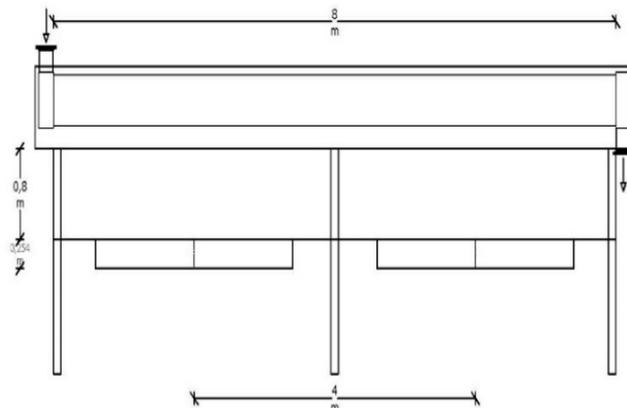
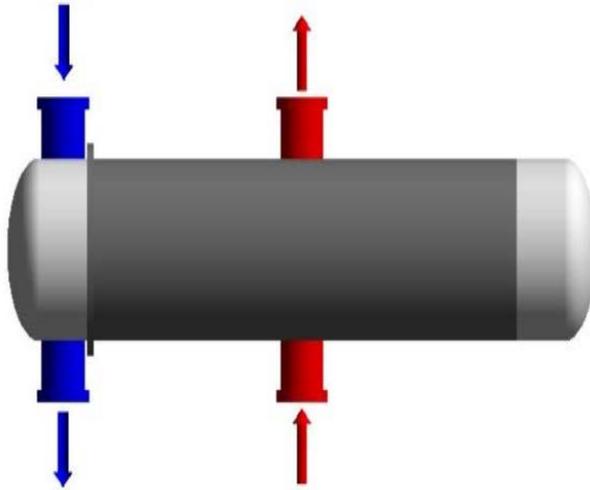


Рисунок 3.6 – Результаты расчета аппарата воздушного охлаждения в программном модуле HTRI Xace

На втором этапе проводится расчет в программном комплексе Xist, в котором задаются следующие граничные условия: температура охлаждаемого потока на входе / выходе из аппарата, температура воздуха на входе, расходы воздуха и охлаждаемого продукта, допустимое значение перепада по межтрубному пространству, а также количество и размер секционирующих перегородок.

После проведения необходимых манипуляций выводится отчет, представленный на Рисунке 3.7.



HTRI		Output Summary		Page 1	
Released to the following HTRI Member Company: UNIVERSAL SOLUTION PTE LTD GOPIK					
Aut Ver: 7.00		12/9/2014 17:13		S/N: 11193-31965089	
USPL Units					
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles					
No Data Check Messages. See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			RW	BD	
Flow rate (kg/hr)			50000	39000	
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		0.0000	0.0000	0.0000	
Inlet/Outlet T (Deg C)		5.00	12.00	23.00	
Inlet P/Avg (kgf/cm2G)		3.048	2.921	9.184	
U/Allow (kgf/cm2)		0.250	0.000	0.000	
Fouling (m2-hr-C/kcal)			0.000000	0.000000	
Exchanger Performance					
Shell h (kcal/m2-hr-C)	3333.1	Actual U (kcal/m2-hr-C)		660.21	
Tube h (kcal/m2-hr-C)	1779.0	Required U (kcal/m2-hr-C)		600.60	
Hot regime (-)	Sens. Liquid	Duty (kcal/hr)		310815	
Cold regime (-)	Sens. Liquid	Eff. area (m2)		74.566	
EMTD (Deg C)	6.9	Overdesign (%)		9.93	
Shell Geometry		Baffle Geometry			
TEMA type (-)	BEM	Baffle type (-)		Single-Seg.	
Shell ID (mm)	496.00	Baffle cut (Pct Dia.)		25.91	
Series (-)	1	Baffle orientation (-)		Perpend.	
Parallel (-)	1	Central spacing (mm)		176.00	
Orientation (deg)	0.00	Crosspasses (-)		31	
Tube Geometry		Nozzles			
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)		102.26	
Tube OD (mm)	25.40	Shell outlet (mm)		102.26	
Length (mm)	6000.0	Inlet height (mm)		48.11	
Pitch ratio (-)	1.2500	Outlet height (mm)		60.81	
Layout (deg)	30	Tube inlet (mm)		164.05	
Tube count (-)	168	Tube outlet (mm)		164.05	
Tube Pass (-)	4				
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions	
Shell	19.81	Shellside	0.60	A	0.168
Tube	42.66	Tubeside	1.29	B	0.479
Fouling	28.38	Crossflow	0.76	C	0.076
Metal	9.15	Window	0.60	E	0.203
				F	0.075

Рисунок 3.7 – Результаты расчета аппарата воздушного охлаждения в программном модуле «HTRI Xist»

На третьем этапе проводится оценочное исследование энергоэффективности новой конструкции теплообменной секции АВО по двум предложенным симплексам подобия: гидродинамической затратности A_1 и энергетической эффективности B_1 , которые будут описаны далее по тексту.

3.4 Повышение теплообменной эффективности аппаратов воздушного охлаждения за счет установки секционирующих перегородок

В целях интенсификации теплообмена без значительного увеличения стоимости аппарата и существенных изменений технологии производства предлагается техническое решение по оснащению АВО горизонтального типа секционирующими перегородками, прикрепленными в зависимости от хода охлаждаемой среды то к передней, то к задней трубной камере, таким образом, чтобы теплообмен между потоком воздуха и охлаждаемой средой на каждой ступени теплосъема осуществлялся в противотоке, который обеспечивает

максимальное значение коэффициента теплопередачи, поскольку противоточная схема теплообмена потоков с точки зрения теории является самой эффективной.

В качестве меры количественной оценки увеличения коэффициента теплопередачи мы воспользовались разработанной нами методикой расчета [75], подробно описанной в разделе 3.3.

На Рисунке 3.8 показан аппарат воздушного охлаждения, который состоит из теплообменного блока и системы подачи воздуха. Теплообменный блок включает в себя переднюю камеру 1 и заднюю камеру 2 охлаждаемой среды, содержащие разделительные пластины 3, трубные доски 4. Трубные доски 4 выполнены с отверстиями, в которых заделаны концами оребренные теплообменные трубы 5. Передняя камера 1 включает в себя также патрубок 6 подачи и патрубок 7 отвода охлаждаемой среды. Между рядами теплообменных труб 5 находятся секционирующие перегородки 8, расположенные таким образом, чтобы поток воздуха двигался в противотоке с охлаждаемой средой. Система подачи воздуха состоит из диффузора 9, вентилятора 10, расположенного на валу 11 электродвигателя 12. Кроме того, составными частями аппарата являются опорные конструкции 13 [76].

На Рисунке 3.9 приведен сравнительный анализ существующей и предложенной конструкции АВО.

В Таблице 3.1 приведены характеристики исследуемого АВО и температуры входящих и выходящих потоков. В качестве среды охлаждаемого продукта был выбран регенерированный раствор амина.

Таблица 3.1 – Характеристики исследуемого АВО и температуры входящих и выходящих потоков

Характеристика	Значение
Поверхность теплообмена внутренняя, м ²	13
Мощность электродвигателя, кВт	1,5
Температура охлаждаемого продукта на входе / выходе из АВО, °С	65 / 50
Температура воздуха на входе / выходе из АВО, °С	25 / 60

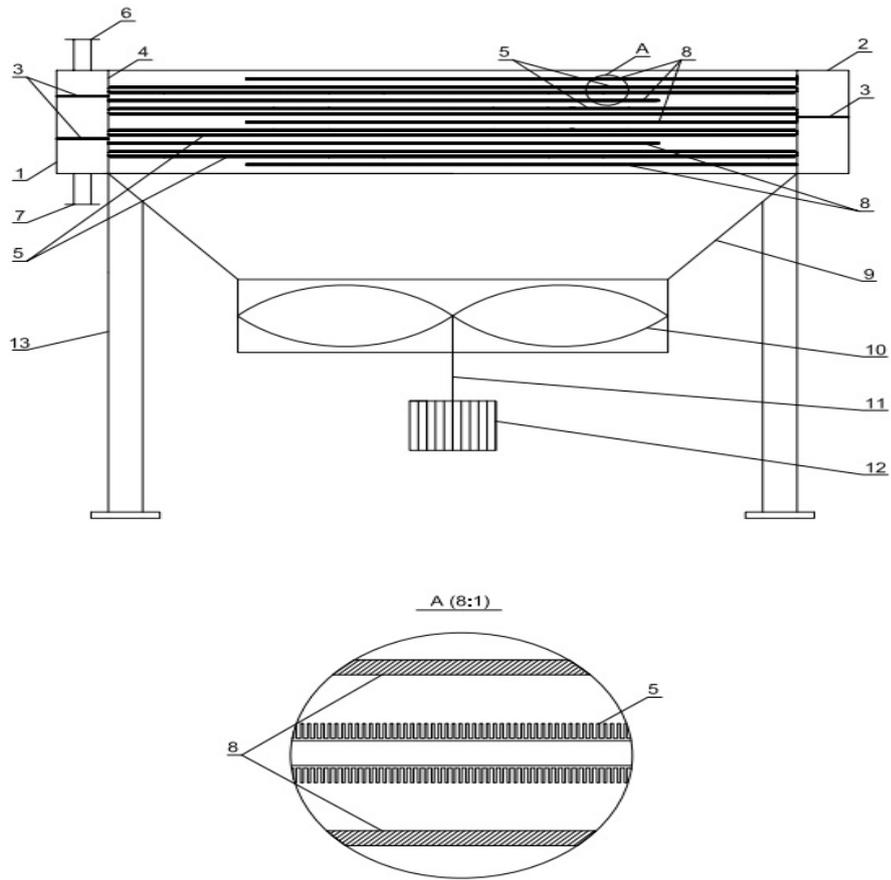


Рисунок 3.8 – Аппарат воздушного охлаждения с секционирующими перегородками

Тип аппарата	Стандартный АВО	АВО с секционирующими перегородками
Эскиз		
Схема движения т/н		

охлаждаемый продукт
 воздух

Рисунок 3.9 – Сравнительный анализ существующей и предложенной конструкции АВО

После проведения серии численных экспериментов были проанализированы такие значимые показатели процесса теплообмена, как расход воздуха, перепад давления по воздушной стороне, потребляемая вентиляторами мощность, коэффициент теплопередачи при различном количестве секционирующих перегородок, которые в целях проведения сравнительного анализа и оптимизации конструктивного оформления в плане количества используемых перегородок были сведены в одну Таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Сравнение повышения коэффициента теплопередачи и потребляемой мощности вентиляторами от конструктивного оформления трубного пучка.

Вариант оптимизации	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход воздуха, м ³ /ч	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7	396,7
Перепад по воздушной стороне, кПа	2,165	2,284	2,409	2,527	2,643	2,764	2,893	3,033	3,192	3,365	3,577
Расчетная мощность, потребляемая вентиляторами, кВт	0,33	0,35	0,37	0,39	0,41	0,43	0,45	0,47	0,49	0,52	0,55
Количество секционирующих перегородок	отс.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² *К)	19,4	49,97	56,27	60,91	64,74	68,03	71,02	73,69	75,96	77,98	79,98

Для оценки увеличения потребляемой мощности вентиляторами был предложен симплекс подобия гидродинамической затратности A_1 , показывающий увеличение перепада давления по воздушной стороне с увеличением количества секционирующий перегородок:

$$A_1 = \frac{N_i}{N_0}, \quad (3.1)$$

где N_0 – это мощность, потребляемая вентиляторами при отсутствии секционирующих перегородок, N_i – это мощность, потребляемая вентиляторами при количестве секционирующих перегородок i .

В Таблице 3.3 приведены рассчитанные симплексы A_1 для количества перегородок от 1 до 10.

Таблица 3.3 – Рассчитанные симплексы A_1 для количества перегородок от 1 до 10.

Количество перегородок, шт.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Симплекс A_1	1,06	1,12	1,18	1,24	1,30	1,36	1,42	1,48	1,58	1,67

Для определения оптимального количества перегородок был предложен симплекс подобия энергетической эффективности B_1 , показывающий увеличение коэффициента теплопередачи с увеличением количества секционирующих перегородок:

$$B_1 = \frac{K_i}{K_0}, \quad (3.2)$$

где K_0 – это коэффициент теплопередачи в аппарате при отсутствии секционирующих перегородок, K_i – это коэффициент теплопередачи в аппарате при количестве секционирующих перегородок i

В Таблице 3.4 приведены рассчитанные симплексы B_1 для количества перегородок от 1 до 10.

Таблица 3.4 – Рассчитанные симплексы B_1 для количества перегородок от 1 до 10.

Количество перегородок, шт.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Симплекс B_1	2,57	2,90	3,14	3,34	3,50	3,66	3,80	3,91	4,02	4,12

После этого было рассчитано снижение затрат на конструкцию:

$$ЗК_i = \frac{ЗК_0}{B_i \times \tau_3}, \quad (3.3)$$

где $ЗК_0$ – стоимость исходного АВО (без секционирующих перегородок), B_i – симплекс подобия энергетической эффективности при количестве секционирующих перегородок i , τ_3 – время эксплуатации аппарата.

В Таблице 3.5 приведены рассчитанные значения снижения затрат $ЗК_i$ для количества перегородок от 1 до 10.

Таблица 3.5 – Рассчитанные значения снижения затрат $ЗК_i$ для количества перегородок от 1 до 10.

Количество перегородок, шт.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Снижение затрат $ЗК_i$, руб.	19422	17247	15933	14991	14266	13665	13170	12776	12445	12134

Далее было рассчитано повышение затрат на перекачку:

$$ЗП_i = 8000 \times ЗП_0 \times A_i \times P, \quad (3.4)$$

где $ЗП_0$ – исходные затраты на перекачку (без секционирующих перегородок), A_i – симплекса подобия гидродинамической затратности при количестве секционирующих перегородок i , P – стоимость электроэнергии за кВт.

В Таблице 3.6 приведены рассчитанные значения повышения затрат на перекачку ЗП_i для количества перегородок от 1 до 10.

Таблица 3.6 – Рассчитанные значения повышения затрат на перекачку ЗП_i для количества перегородок от 1 до 10.

Количество перегородок, шт.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Повышение затрат на перекачку ЗП _i , руб.	20207	21361	22516	23671	24825	25980	27135	28289	30021	31753

В результате был построен график целевой функции $R = 3K_i + 3П_i$, который представлен на Рисунке 3.10.

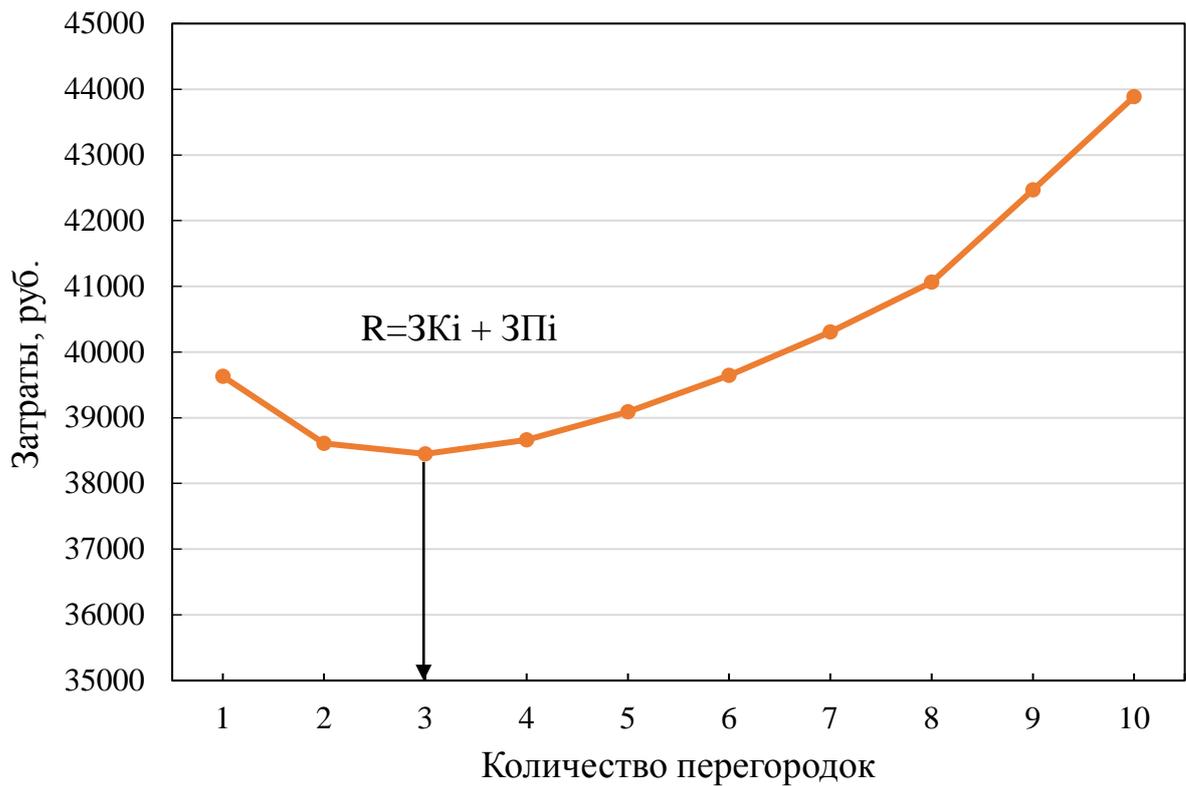


Рисунок 3.10 - График целевой функции R

Учитывая данные, представленные в Таблице 3.2, можно сделать вывод о том, что добавление секционирующих перегородок в аппарат воздушного охлаждения позволяет повысить теплообменную эффективность. Как видно из графика, представленного на Рисунке 3.10, оптимальное количество секционирующих перегородок, определённое в рамках численного исследования, составило три единицы. При этом количестве перегородок происходит увеличение коэффициента теплопередачи в 3,1 раз, а потребляемая вентиляторами мощность увеличивается не более, чем на 17,2%.

Выводы по главе 3

1. Рассмотрен основной метод для расчета аппаратов воздушного охлаждения - модуль Xase программного комплекса HTRI и сделан вывод о том, что возможности этого модуля ограничены, так как невозможно выполнить расчет измененной конфигурации секции теплообмена, за исключением влияния характеристик оребрения и формы труб;

2. Рассмотрен другой расчетный модуль Xist, позволяющий выполнить расчет теплообмена в кожухотрубчатых теплообменниках, и, хотя этот модуль позволяет выбрать тип кожуха и крышек из спецификации ТЕМА и вид / количество перегородок, при помощи которых появляется возможность оценить влияние конструктивных параметров на процесс теплообмена; однако, было показано, что этот метод также не позволяет в полной мере выполнить поставленную задачу оптимизации теплообмена, ввиду того, что отсутствует возможность расчета и задания граничных параметров системы вентиляции;

3. Предложен совершенно новый подход в виде сочетания вышеуказанных методов, который позволит рассчитать множество вариаций конструктивного исполнения теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения и оптимизировать её с точки зрения энергоэффективности, тем самым выйти на новый уровень перспективных расчетных исследований.

4. Приведены основные методы модернизации аппаратов воздушного охлаждения для увеличения теплообменной эффективности и сделан вывод о том, что эти методы имеют свои ограничения из-за ряда различных факторов: сложность и дороговизна изготовления, ограничение по габаритам на существующей площадке, невозможность применения внутренних трубных турбулизаторов из-за свойств охлаждаемой среды.

5. Предложена конструкция аппарата воздушного охлаждения с секционирующими перегородками, которая позволяет увеличить возможный теплосъем в существующем аппарате при небольшом увеличении затрат электроэнергии на процесс, уменьшить металлоемкость и массогабаритные характеристики вновь проектируемых аппаратов за счет установки секционированных перегородок. В данном аппарате:

- реализуется противоточная схема взаимодействия охлаждаемой среды и атмосферного воздуха, являющаяся наиболее эффективной с точки зрения теории теплообмена;

- увеличивается общий коэффициент теплопередачи процесса охлаждения в аппарате за счет турбулизации потока воздуха в теплообменной секции, а также увеличения времени контакта холодного воздуха с охлаждаемой средой, что позволяет уменьшить требуемую поверхность теплообмена, и, следовательно, улучшить массогабаритные характеристики;

- уменьшается провисание трубного пучка (за счёт добавления дополнительных опорных элементов- секционированных перегородок) и, следовательно, появляется возможность использования труб большей длины для дальнейшей оптимизации поверхности теплообмена.

6. Предложен метод определения оптимального числа секций в межтрубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения с учетом изменения симплекса подобия энергетической эффективности и симплекса подобия гидродинамической затратности.

ГЛАВА 4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ МАССООБМЕННЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ

4.1 Исследование гидродинамических режимов работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном

Исследование работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном проводились на системе «вода-воздух» в следующем диапазоне режимных параметров:

- паровая нагрузка $F_{\text{стенд}} = 0,6 - 2,8 \text{ Па}^{0,5}$;
- жидкостная нагрузка $Lv = 2,5 - 110 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

Характеристики тарелки приведены в Таблице 4.1. Сама исследуемая тарелка приведены на Рисунке 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристики исследуемой клапанной тарелки

Параметр	Значение
Число клапанов	140
Диаметр отверстий, мм	27
Диаметр клапана, мм	38
Шаг между клапанами, мм	60

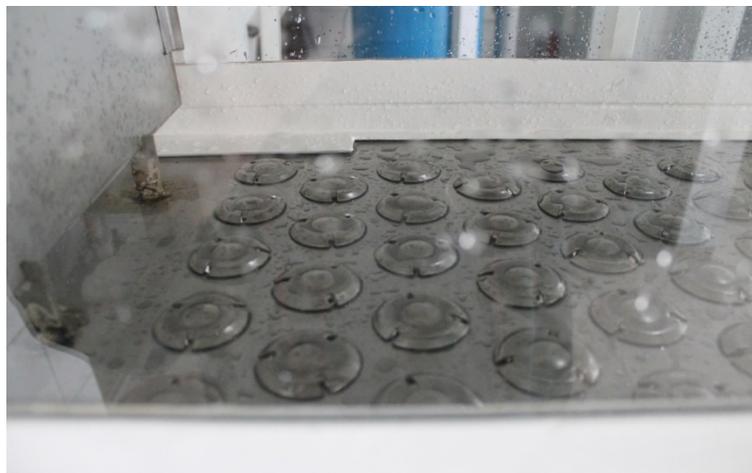


Рисунок 4.1 – Исследуемая клапанная тарелка

По мере увеличения паровых и жидкостных нагрузок для исследуемой тарелки обозначены следующие основные режимы / переходные точки:

- режим провала жидкости;
- нижняя граница устойчивой работы тарелки;
- барботажный режим;
- верхняя граница устойчивой работы тарелки;
- режим уноса.

Режим провала жидкости характеризуется тем, что из-за низкой скорости газа жидкость просачивается через технологические зазоры между крышкой клапана и полотном тарелки. Клапаны при этом закрыты на 10-80% полотна тарелки, и тарелка при работе со сниженной эффективностью. Несмотря на провал жидкости, в той области тарелки, в которой проходит газа через клапаны, наблюдается барботажный слой. Фотография, наглядно показывающая этот режим, представлена на Рисунке 4.2.



Рисунок 4.2 – Режим работы тарелки ниже минимально-допустимых нагрузок по газу

С увеличением нагрузки по газу провал снижается, происходит открытие клапанов. При достижении открытия 90% клапанов на полотне была зафиксирована нижняя граница устойчивой работы. При этом провал происходит в рядах клапанов, которые расположены со стороны поступления жидкости на тарелку.

При дальнейшем увеличении расхода газа происходит открытие всех клапанов, увеличение высоты пены. Пена имеет ярко выраженную ячеистую структуру. С увеличением жидкостной нагрузки увеличивается высота газожидкостного слоя на тарелке. Доля пены на тарелке также увеличивается. До достижения значения фактора на сечение стенда равного $2,0 \text{ Па}^{0,5}$ тарелка работает в стабильном режиме. На Рисунке 4.3 наглядно показан барботажный режим работы.



Рисунок 4.3 – Барботажный режим работы тарелки

При увеличении F до $2,5 \text{ Па}^{0,5}$ наступает верхняя граница устойчивой работы тарелки, при котором высота газожидкостного слоя на полотне составляет 85-90% от высоты между тарелками (рисунок 4.3). Данный режим показан на Рисунке 4.4.



Рисунок 4.4 – Режим работы тарелки вблизи максимально-допустимых нагрузок по газу

При высоких паровых нагрузках ($F > 2,5 \text{ Па}^{0,5}$) наблюдается режим уноса жидкости. Клапаны на полотне в этом режиме полностью открыты, уровень жидкости минимальный.

Далее после обработки полученных экспериментальных данных был построена область устойчивой работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном, которая показана на Рисунке 4.5.

Как было сказано в главе 1 было описано, отношение максимальной и минимальной допустимых скоростей пара в колонне характеризует диапазон рабочих нагрузок n . Этот параметр показывает пределы сохранения высокого КПД. Чем выше значение n , тем большее изменение удельных нагрузок по жидкости и пару можно допустить в условиях эффективной эксплуатации колонны с тем или иным контактным устройством.

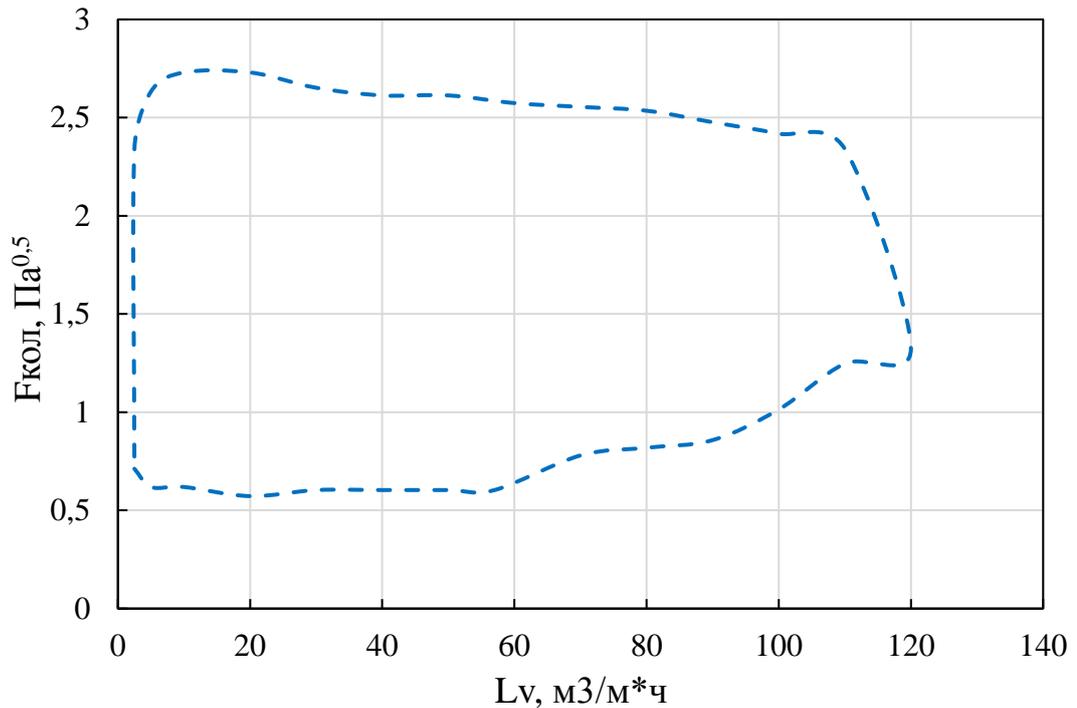


Рисунок 4.5 – Область устойчивой работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном

Диапазон устойчивой работы для клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном в среднем не изменяется для разных жидкостных нагрузок. Наибольший диапазон наблюдается при удельных жидкостных нагрузках на уровне $20 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$: $n = 3,78$.

При средних удельных жидкостных нагрузках на уровне $50 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$ диапазон устойчивой работы составляет 3,44.

В режимах с удельными жидкостными нагрузками более $90 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$ (крайний режим) диапазон устойчивой работы составляет 3,00.

Таким образом, можно сделать вывод, что клапанная тарелка с круглым полноподъемным клапаном работает в большом диапазоне на любых жидкостных нагрузках в диапазоне от 5 до $90 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$ без явлений уноса либо провала жидкости [77, 78].

На Рисунке 4.6 показана область устойчивой работы, полученная на испытательном стенде экспериментальным путем для клапанной тарелки,

оснащенной круглым полноподъемным клапаном с равновеликими ножками в наложении на область эффективной работы клапанной тарелки с круглым клапаном с смещенным центром тяжести.

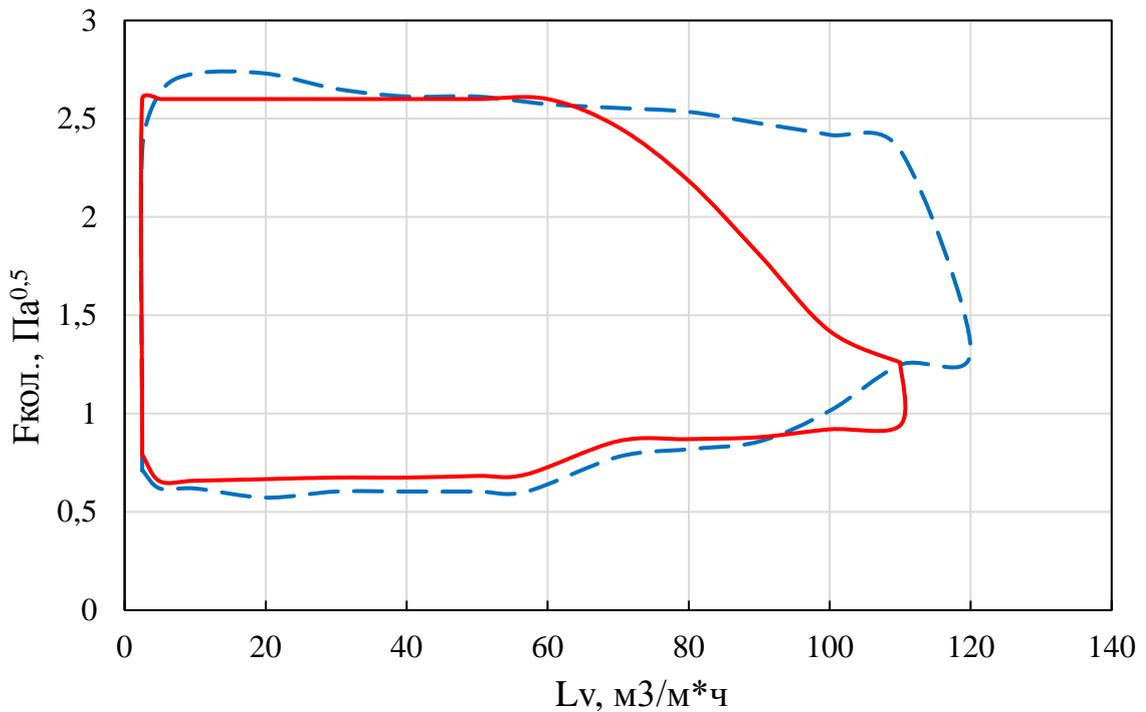


Рисунок 4.6 – Сравнение областей устойчивой работы клапанных тарелок с различными клапанами

Из сравнительного анализа видно, что клапанная тарелки с круглым полноподъемным клапаном (пунктирная линия) позволяет работать при нагрузке по жидкости большей на 20% и при нагрузке по пару большей на 80% в области нагрузок по жидкости от 90 до 120 м³/(м·ч) по сравнению с клапанной тарелкой с круглым клапаном с смещенным центром тяжести (сплошная линия). Исходя из этого, можно сделать вывод о том, что применение клапана с равновеликими ножками позволяет расширить область устойчивой работы, и, соответственно, область применения клапанных тарелок [78].

4.2 Исследование гидродинамических режимов работы ситчатой тарелки и предложение по расширению области устойчивой работы

Исследование работы ситчатой тарелки проводилось на системе «вода-воздух» в следующем диапазоне режимных параметров:

- паровая нагрузка $F_{\text{стенд}} = 0,6 - 2,5 \text{ Па}^{0,5}$;
- жидкостная нагрузка $Lv = 5 - 100 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

Характеристики тарелки приведены в Таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Характеристики исследуемой ситчатой тарелки

Параметр	Значение
Число отверстий	2232
Диаметр отверстий, мм	8
Шаг между отверстиями, мм	17

Сама исследуемая тарелка приведены на Рисунке 4.7.



Рисунок 4.7 – Исследуемая ситчатая тарелка

По мере увеличения паровых и жидкостных нагрузок для исследуемой тарелки обозначены следующие основные режимы / переходные точки:

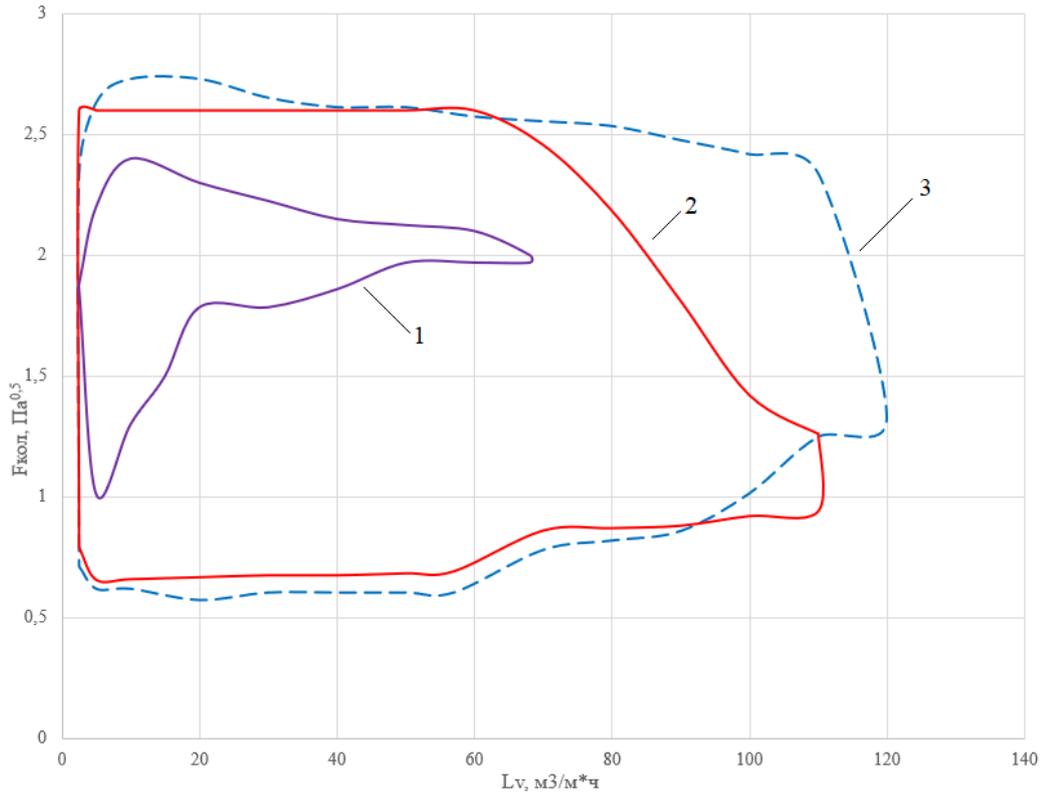
- режим провала жидкости;
- нижняя граница устойчивой работы тарелки;
- барботажный режим;
- верхняя граница устойчивой работы тарелки;
- режим уноса.

Стабильный режим работы, при котором не наблюдается провал жидкости на нижележащую ступень и унос на вышележащую отображён на Рисунке 4.8.



Рисунок 4.8 – Стабильный режим работы, зафиксированный на исследуемой ситчатой тарелке

По результатам проведенного эксперимента была построена область устойчивой работы исследуемой ситчатой тарелки и наложена области устойчивой работы клапанных тарелок с круглыми полноподъемными клапанами и клапанами со смещенным центром тяжести, которая показана на Рисунке 4.9.



1 – область устойчивой работы исследуемой ситчатой тарелки, 2 – область устойчивой работы клапанной тарелки с круглым клапаном со смещенным центром тяжести, 3 – область устойчивой работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном.

Рисунок 4.9 – Области устойчивой работы исследуемой ситчатой тарелки и клапанных тарелок

Наибольший диапазон устойчивой работы для ситчатой тарелки наблюдается при удельных жидкостных нагрузках на уровне $10 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$: $n = 2,4$.

В режимах с удельными жидкостными нагрузками более $45 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$ диапазон устойчивой работы составляет менее 1,15.

Таким образом, можно сделать вывод, что ситчатая тарелка хорошо работает только на небольших жидкостных нагрузках. При жидкостных нагрузках более $45 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$ наблюдается неустойчивая работа тарелки: даже при небольших изменениях режима колонны будут наблюдаться унос либо провал жидкости [77-79].

Для расширения диапазона устойчивой работы исследуемой тарелки предлагается к установке над полотном Г-образный каплеотбойник, установка которого позволит образовать контролируемую зону барботажа, снизить унос жидкости на вышележащую ступень с потоками газа.

На первом этапе исследований была проведена разработка моделей ситчатой тарелки и ситчатой тарелки с Г-образным каплеотбойником и далее проведена оценка адекватности модели при помощи сравнения полученных значений перепада давления на ситчатой тарелке в среде Ansys CFX и в результате эксперимента на испытательном стенде.

Модели стенда с ситчатой тарелкой и ситчатой тарелкой с Г-образным каплеотбойником были разработаны во внешнем САД-пакете и отображены на Рисунках 4.10 и 4.11.

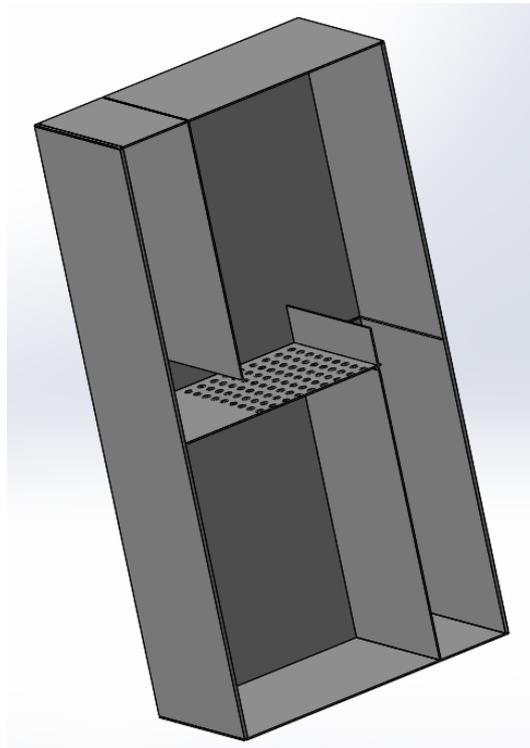


Рисунок 4.10 – Разработанная модель стенда с ситчатой тарелкой

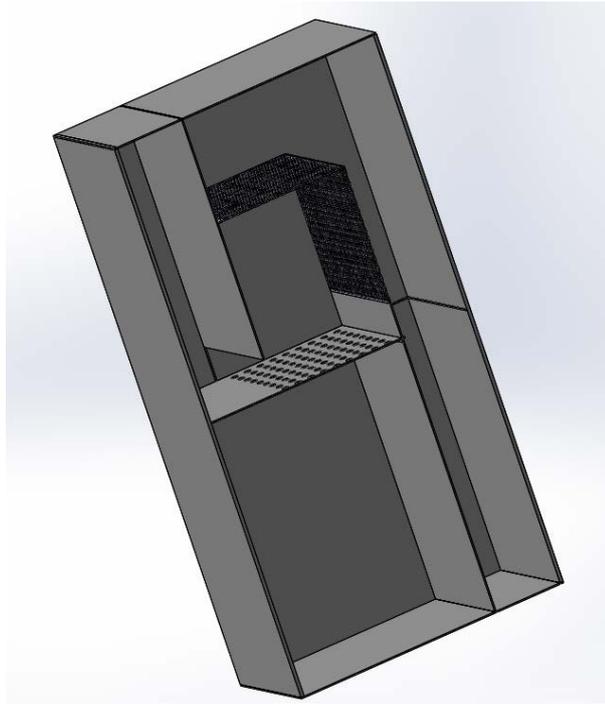


Рисунок 4.11 – Разработанная модель стенда с ситчатой тарелкой с Г-образным каплеотбойником

В Таблице 4.3 указаны характеристики исследуемых тарелок.

Таблица 4.3 – Характеристики исследуемых тарелок

Характеристика	Тип тарелки	
	Без отбойника	С отбойником
Количество отверстий, шт	81	81
Диаметр отверстий, мм	8	8
Высота сливной планки, мм	50	50
Отношение расстояния от отбойника до полотна тарелки / расстояние между тарелками	-	0,5
Характеристические размеры элементов отбойника (тип просечно-вытяжного листа), м	-	0,016 x 0,0065 x 0,001

На следующем этапе исследований было задано число элементов сетки, а также её тип и размер. В качестве модуля для построения рабочей сетки был выбран Ansys Meshing.

Далее в модуле препроцессора происходило обозначение граничных условий для расчёта гидродинамики потоков на контактном устройстве. Для лучшей сходимости результатов расчета на входе была задана скорость газовых и жидкостных потоков, а на выходе давление вышележащей ступени (выход газа) и давление нижележащей ступени (выход жидкости). В качестве среды были выбраны воздух и вода, так как в рамках проведения исследований на испытательном стенде использовались именно эти среды.

В модуле Setup, кроме граничных условий, были заданы следующие параметры для описания взаимодействия двухфазной среды на насадочном блоке: free surface model, turbulence, surface tension model, surface tension coefficient, interphase transfer.

Для проверки адекватности разработанной численной модели было выполнено сравнение результатов экспериментов, проводимых на испытательном стенде по определению гидродинамических характеристик в условиях взаимодействия воды и воздуха на ситчатой тарелке с данными полученными в среде Ansys CFX. Результаты приведены в Таблице 4.4 и на Рисунке 4.12

Таблица 4.4 – Сравнение значений перепада давления, полученных в результате экспериментальных и расчетных исследований на ситчатой тарелке при напряженности слива $L_v = 20 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

Параметр	Скорость газа на сечение стенда, м/с				
	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75
Экспериментальные значения перепада давления, мм рт. ст.	3,24	4,21	5,18	6,12	7,48
Расчетные значения перепада давления, мм рт. ст.	3,52	4,49	5,73	6,48	7,76

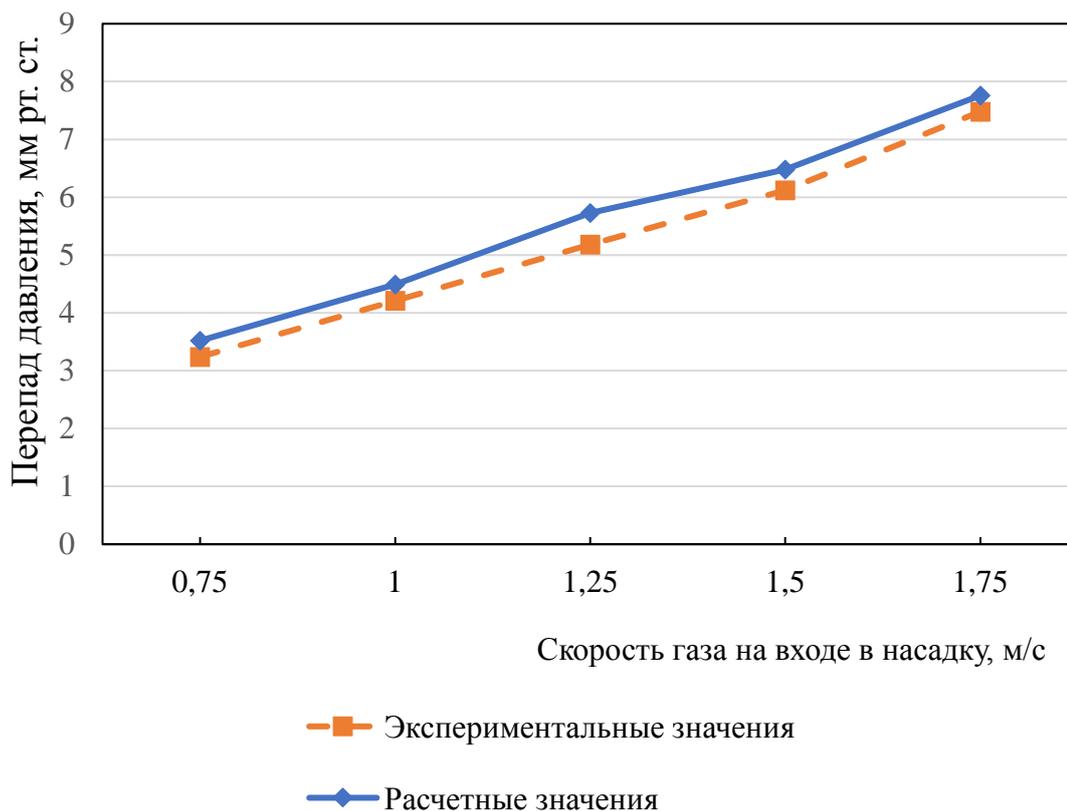


Рисунок 4.12 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений перепада давления, полученных в результате экспериментальных и расчетных исследований на ситчатой тарелке при напряженности слива $L_v = 20 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$

Как видно из представленных данных, полученных экспериментальным и расчетным путем, расхождение между ними не превышает 11 %, что позволяет сделать вывод об адекватности построенной модели и точности выполненных расчетов и адекватности построенной численной модели для выполнения на её базе исследований гидродинамики ситчатой тарелки с добавлением Г-образного каплеотбойника без проведения экспериментов на реальном оборудовании.

На втором этапе нами было выполнено сравнительное исследование ситчатой тарелки с Г-образным отбойником и без него для режимов, в которых происходит унос. В Таблице 4.5 представлены полученные расчетные значения перепада давления для двух расчетных режима.

Таблица 4.5 – Расчетные значения перепада давления на ситчатой тарелке с Г-образным отбойником и без него при напряженности слива $L_v = 95 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$

Параметр	Скорость газа на сечение стэнда, м/с	
	1,25	1,5
Перепад давления на ситчатой тарелке, мм рт. ст.	7,15	8,23
Перепад давления на ситчатой тарелке с Г-образным каплеотбойником, мм рт. ст.	8,7	10,29

Как видно из представленных данных увеличение перепада давления при установке отбойника не превышает 25 %

На Рисунках 4.13, 4.14 представлено распределение скоростей жидкости (распределение скоростей потоков газа не показано для наглядности отображения эффекта от установка Г-образного каплеотбойника)

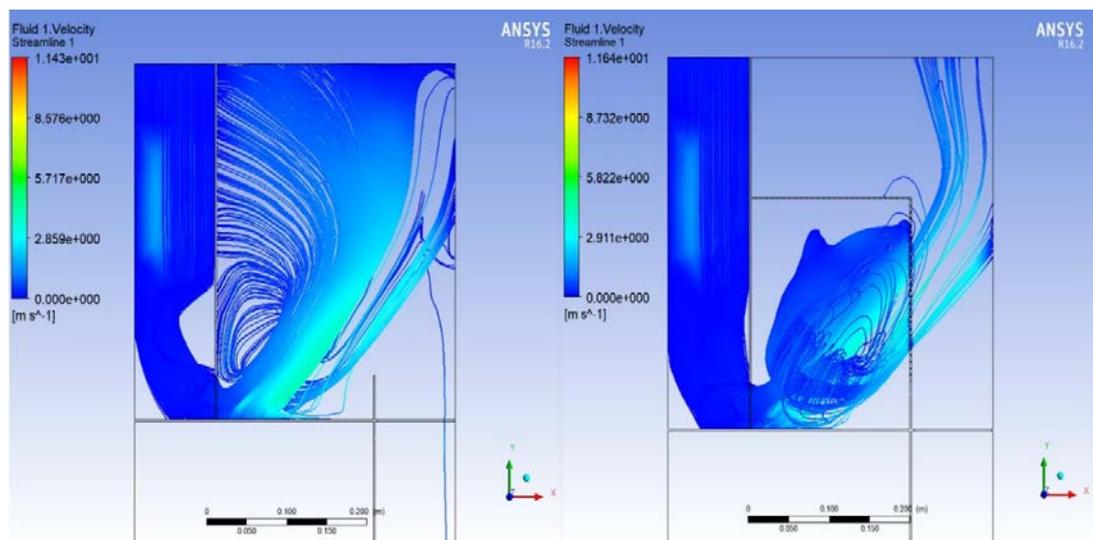


Рисунок 4.13 – Распределение скоростей потоков жидкости в 2D

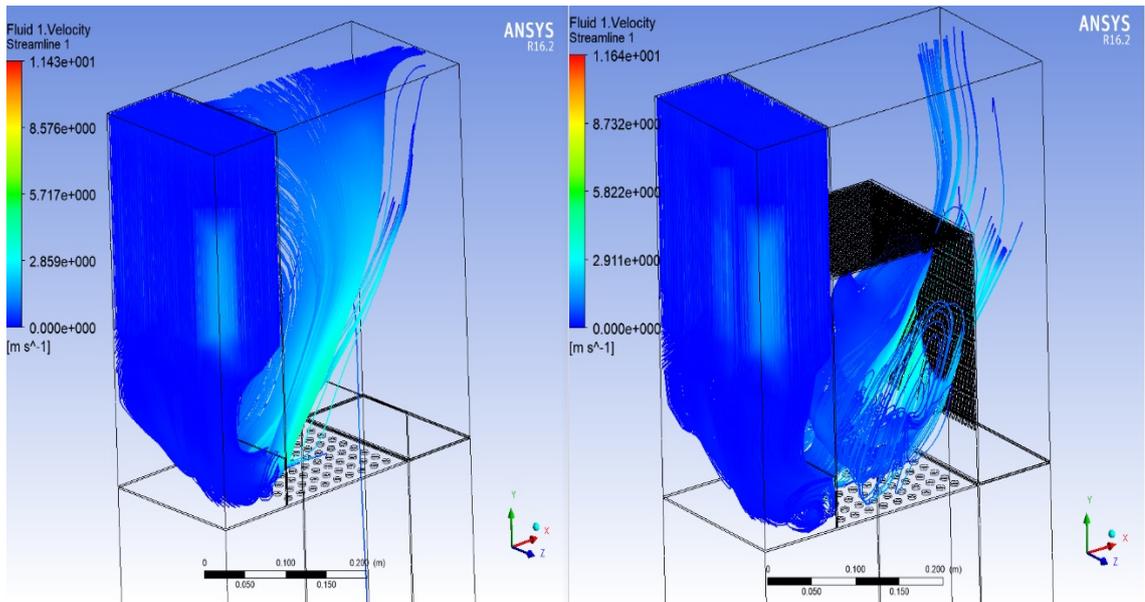


Рисунок 4.14 – Распределение скоростей потоков жидкости в 3D

На Рисунке 4.15 показана фотография ранее проводимого эксперимента с установкой горизонтального каплеотбойника над полотном тарелки, на котором наглядно виден эффект от установки отбойника.

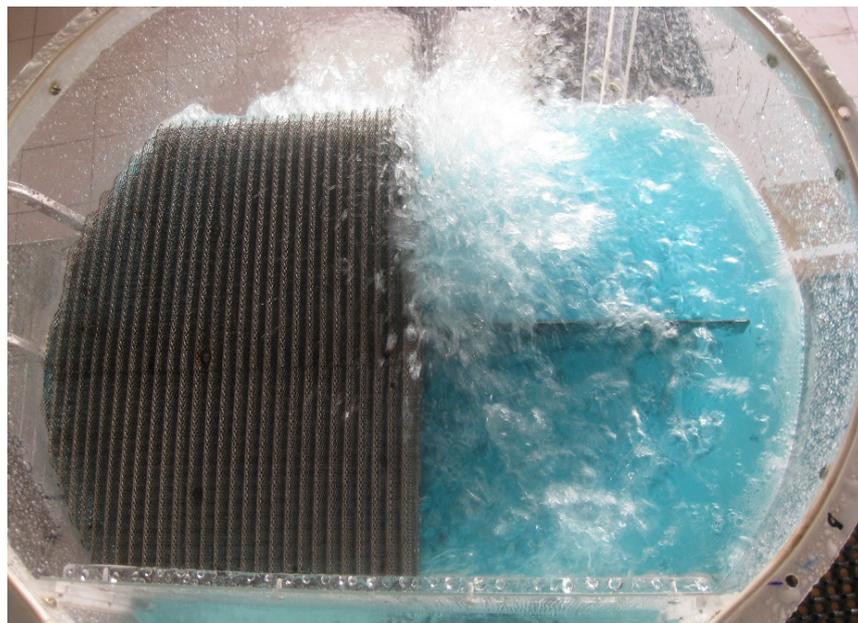


Рисунок 4.15 – Сравнение гидродинамической обстановки на тарелки с установленным каплеотбойником и без него

В результате проведенного расчетного исследования и анализа распределения скоростей потоков жидкости можно сделать вывод о том, что количество жидкости, которое уносится с потоком газа на вышележащую ступень, снизилось на 85%.

4.3 Исследование гидродинамических характеристик орошаемых перекрестноточных насадочных блоков различной конструкции

Развитие массообменного оборудования, проходящего по пути увеличения производительности при одновременном снижении затрат на повод энергоресурсов, напрямую связано с разработкой внутренних контактных устройств принципиально нового типа с возможностью одновременного регулирования производительности, перепада давления и эффективности [1].

Для определения массообменных и гидродинамических характеристик перекрестноточных насадочных блоков ввиду сложности их геометрии необходимо проводить экспериментальные исследования на испытательном стенде. Что в свою очередь сопряжено в большими капитальными и эксплуатационными затратами [80]. Поэтому компаниями производителями внутренних контактных устройств, такими как Sulzer, Koch-Glitch, повсеместно используется CFD-анализ для исследования тарелок и насадок.

В качестве среды моделирования для проведения численного исследования перекрестноточных контактных устройств был выбран Ansys CFX, так как с помощью этого программного модуля, используя конечно-объемный метод, решать уравнения неразрывности потока, Навье-Стокса, Эйлера и другие [81].

В среде моделирования Ansys CFX позволяет исследовать поведение среды по всему внутреннему объему, что дает возможность заниматься совершенствованием конструктивного оформления при разработке энергосберегающих технологий [82].

Существует достаточно много исследований тарельчатых контактных устройств, в которых проводятся численные эксперименты посредством CFD-

анализа [83 - 87]. В рамках этих исследований показано, что моделирование гидродинамики взаимодействия газа и жидкости в указанной расчетной среде имеют хорошую сходимость с экспериментами на испытательном стенде и промышленными исследованиями.

В частности, в результате проведенного нами численного исследования ситчатой тарелки было установлено, что расхождение полученных значений при расчете с использованием формулы Вейсбаха и расчете в Ansys CFX были в приемлемом диапазоне [88]

Представляют интерес также исследования регулярных противоточных насадок при помощи CFD-анализа [89 - 98]. В Таблице 4.6 показаны некоторые темы исследований в этом направлении.

Таблица 4.6 - Обобщение некоторых результатов исследований противоточных насадочных устройств при помощи CFD-анализа [99]

Тип противоточной насадки	Проведенные исследования в рамках CFD-анализа
1	2
BX packing Flexipack 3Y	Получена зависимость перепада давления от угла наклона гофры
B1-250.45 Montz-Pak	Определена составляющая перепада давления за счет потерь на трение
РАСК-2100	Проведено численное моделирование движения многофазного потока в регулярной насадке, выполнен расчет перепада давления.
MELLADUR 450Y	Построена CFD-модель для оценки эффективности массопередачи, перепада на орошаемом и неорошаемом блоке насадки

1	2
MELLAPAK 250Y	Построена CFD-модель для проведения численной оценки перепада давления на орошаемой насадке
Gemrak-3A	Исследованы физические свойства и угол смачивания. Используемая CFD-модель на основе пористой среды позволила получить адекватные данные по подвисанию жидкости и распределению потоков

Однако, на данный момент практически полностью отсутствуют работы по изучению гидродинамики потоков в перекрестночных насадочных блоках по средством CFD-анализа. Ранее была проведена работа на данную тему по изучению неорошаемых блоков насадки, в рамках которой была выполнена расчётная оценка коэффициента гидравлического сопротивления конструкций ПТН с различным направлением гофрирования, выведены новые формулы, позволяющий выполнить расчёт гидравлического сопротивления для двух конструкций ПТН, а также получены зависимости гидравлического сопротивления неорошаемого блока ПТН от F-фактора [100, 101].

В данном разделе представлены исследования гидродинамических характеристик орошаемых перекрестночных насадочных блоков, состоящих из просечно-вытяжных гофрированных листов, в которых гофра расположена вертикально и горизонтально по ходу движения газа. Данное направление исследований представляет интерес, поскольку определение области применения ПТН с различной ориентацией гофр позволит максимально полно раскрыть потенциал их использования в массообменных аппаратах.

На первом этапе исследований была проведена разработка моделей перекрестночных насадочных блоков и далее проведена оценка адекватности модели при помощи сравнения полученных значений перепада давления на

орошаемом насадочном блоке с вертикальной ориентацией гофр в среде Ansys CFX и в результате эксперимента на испытательном стенде.

Сечение для прохода газа представляет собой совокупность ромбов с одинаковой конфигурацией, разделенных друг от друга перемычками. Модели блоков перекрестноточной насадки были разработаны во внешнем CAD-пакете и отображены на Рисунке 4.16 и 4.17



Рисунок 4.16 – Разработанная модель блока перекрестноточной насадки с вертикальной ориентацией гофр

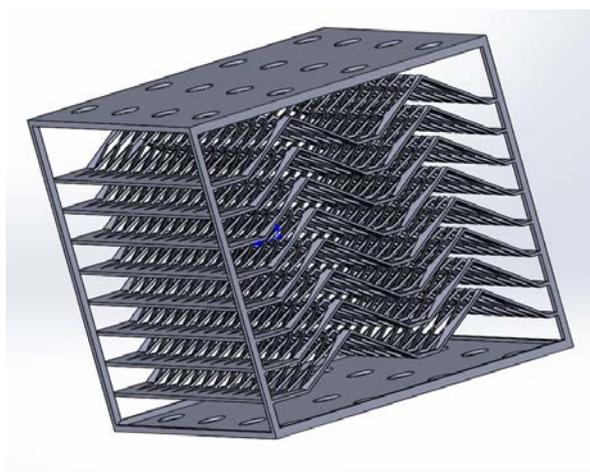


Рисунок 4.17 – Разработанная модель блока перекрестноточной насадки с горизонтальной ориентацией гофр

Для обеспечения корректных результатов моделирования были построены области ввода / вывода газа и жидкости из блока насадки, имитирующие расположение контактного элемента в реальной колонне. Готовый для импорта в Ansys построенный насадочный блок с горизонтальной ориентацией гофр, дополненный областями входа и выхода газа и жидкости, показан на Рисунке 4.18.

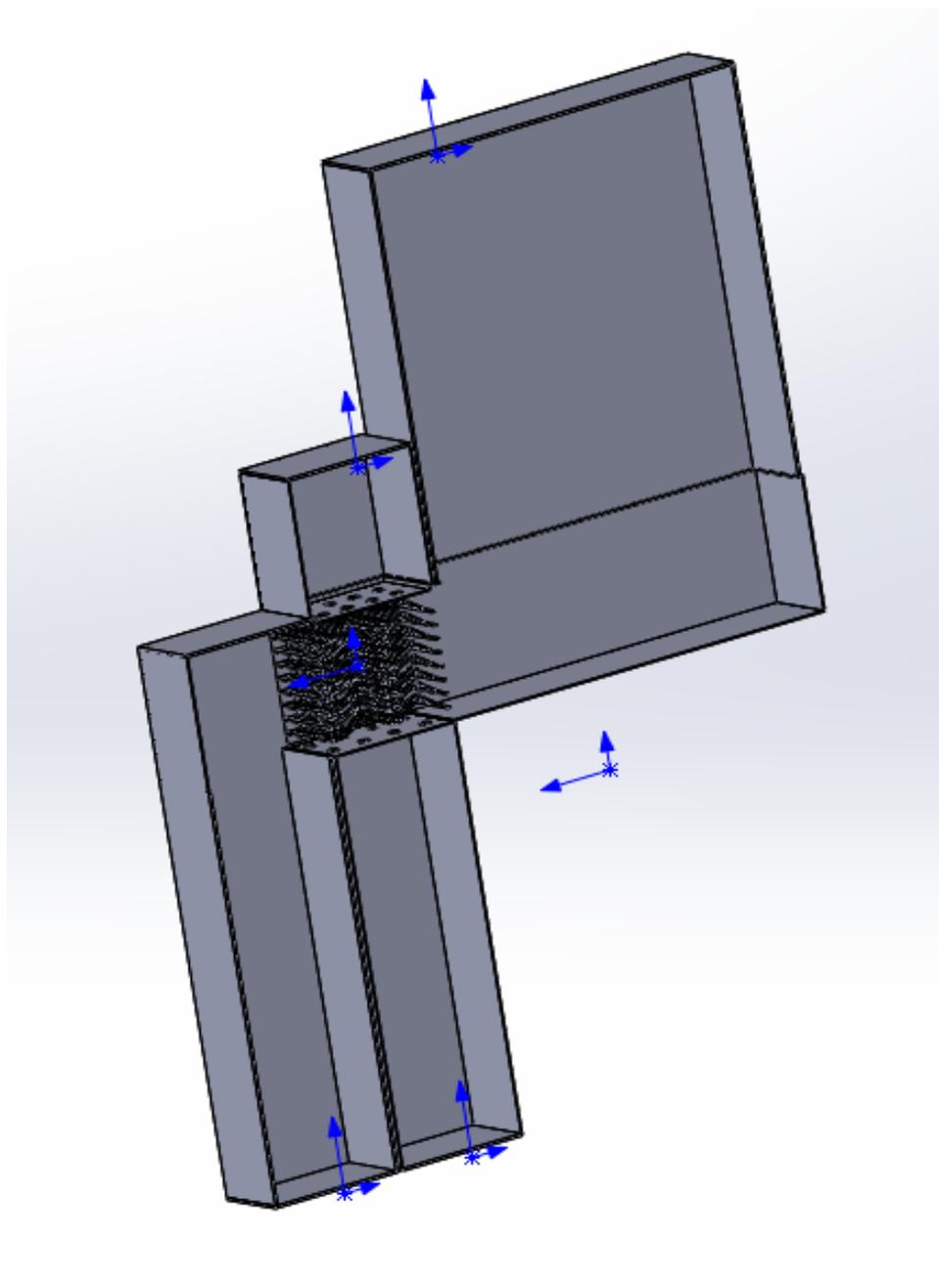


Рисунок 4.18 – Построенная сборка для импорта в Ansys

В Таблице 4.7 указаны характеристики исследуемых насадочных блоков, выбранных для расчета.

Таблице 4.7 – Характеристики исследуемых насадочных блоков

Характеристика	Тип насадки	
	I	II
Расположение гофр	вертикальное	горизонтальное
Характеристические размеры (тип просечно-вытяжного листа), м	0,016 x 0,0065 x 0,001	0,016 x 0,0065 x 0,001
Площадь проходного сечения для газа через насадку, м ²	0,01	0,01
Площадь проходного сечения для жидкости через насадку, м ²	0,01	0,01
Площадь отверстий распределителя для прохода жидкости, м ²	0,00077	0,00077
Удельная поверхность насадки, м ² / м ³	180	180

Далее были введены требуемое число элементов, а также типы размер сетки. В качестве модуля для построения рабочей сетки был выбран Ansys Meshing.

В модуле препроцессора происходило обозначение граничных условий для расчёта гидродинамики потоков на ПТН различной конфигурации. Для лучшей сходимости результатов расчета на входе была задана скорость газовых и жидкостных потоков, а на выходе давление вышележащей ступени (выход газа) и давление нижележащей ступени (выход жидкости). В качестве среды были выбраны воздух и вода, так как в рамках проведения исследований на испытательном стенде использовались именно эти среды.

В модуле Setup, кроме граничных условий, были заданы следующие параметры для описания взаимодействия двухфазной среды на насадочном блоке:

- free surface model;

- turbulence;
- surface tension model;
- surface tension coefficient;
- interphase transfer.

Для проверки адекватности разработанной численной модели было выполнено сравнение результатов экспериментов, проводимых на испытательном стенде по определению гидродинамических характеристик в условиях взаимодействия воды и воздуха на перекрестноточных насадочных блоках с вертикальной ориентацией гофр с данными, полученными в среде Ansys CFX. Результаты приведены на Рисунке 4.19.

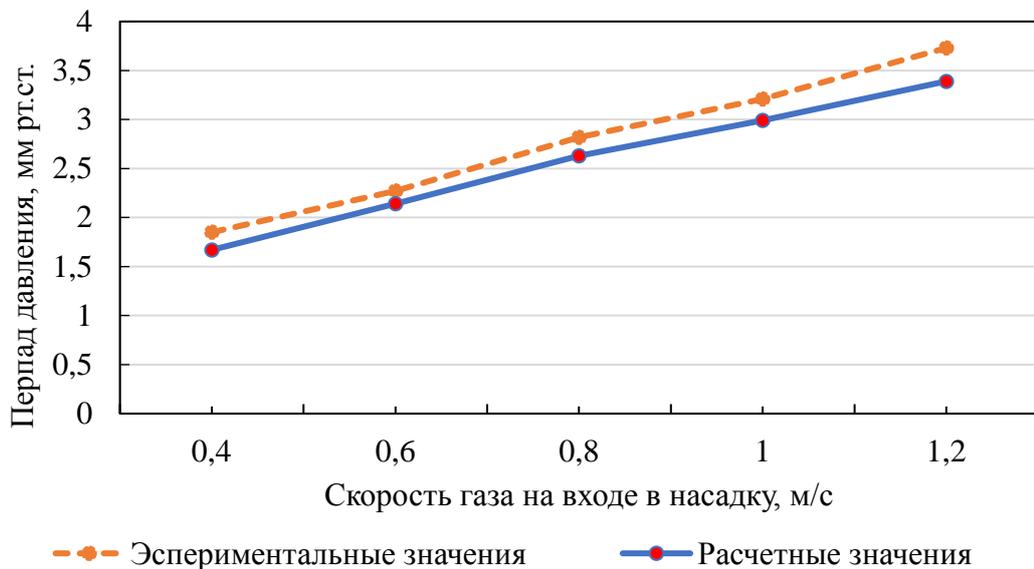


Рисунок 4.19 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений перепада давления при различных скоростях газа на входе в насадку и скорости жидкости 0,1 м/с

Как видно из представленных данных расхождения в значениях, полученных экспериментальным и расчетным путем, не превышают 12 %. Это позволяет сделать вывод об адекватности построенной модели и точности выполненных расчетов и адекватности построенной численной модели для выполнения на её базе исследований гидродинамики перекрестноточных насадочных блоков другой

конструкции без проведения экспериментов на реальном оборудовании. Это в свою очередь открывает перспективы по исследованию принципиально новых типов внутренних устройств без конструирования стенда, включающего в себя дорогостоящее статическое и динамическое оборудование, а также подвод энергоресурсов. Такой подход также позволяет проводить эксперименты на средах, относящихся к токсичным и пожароопасным категориям, тем самым приближая условия работы контактных устройств к реальным условиям, чего в реальности добиться практически невозможно ввиду отсутствия для проведения экспериментов полупромышленных установок.

На втором этапе было выполнено сравнительное исследование блоков насадки с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр в широком диапазоне расходов газа и жидкости на различных средах в существующих колоннах.

В качестве сред для исследования были выбраны:

- потоки газовой и жидкой фаз в колонне выделения этан-этиленовой фракции К-205 установки ЭП-60 ПАО «Уфаоргсинтез»;
- потоки газовой и жидкой фаз керосиновой фракции в колонне К-2 установки АВТ-4 ПАО АНК «Башнефть» «Башнефть-Уфанефтехим»;
- потоков газовой и жидкой фаз (отбензиненная нефть) в отгонной секции колонны К-2 установки АВТ-4 ПАО АНК «Башнефть» «Башнефть-Уфанефтехим».

Свойства потоков газовой и жидкой фаз в колонне выделения этан-этиленовой фракции К-205 установки ЭП-60 ПАО «Уфаоргсинтез», принятых для моделирования в среде Ansys CFX, представлены в Таблице 4.8. Условия в аппарате: давление – 29,04 кгс/см², температура – 41,89 °С.

Свойства потоков газовой и жидкой фаз керосиновой фракции в колонне К-2 установки АВТ-4 ПАО АНК «Башнефть» «Башнефть-Уфанефтехим», принятых для моделирования в среде Ansys CFX, представлены в Таблице 4.9. Условия в аппарате: давление – 1,73 кгс/см², температура – 214,7 °С.

Таблица 4.8 – Свойства потоков газовой и жидкой фаз в колонне выделения этан-этиленовой фракции К-205 установки ЭП-60 УОС (9 тарелка)

Свойство	Газовая фаза	Жидкая фаза
Молекулярная масса, кг/кмоль	35,23	38,74
Плотность, кг/м ³	60,25	431,21
Динамическая вязкость, сПз	0,0114	0,0601
Поверхностное натяжение, дин/см	-	3,57

Таблица 4.9 - Свойства потоков газовой и жидкой керосиновой фракции в колонне К-2 АВТ-4 УНХ

Свойство	Газовая фаза	Жидкая фаза
Молекулярная масса, кг/кмоль	124,01	165,1
Плотность, кг/м ³	5,45	669,5
Динамическая вязкость, сПз	0,0091	0,2132
Поверхностное натяжение, дин/см	-	11,37

Свойства потоков газовой и жидкой фаз в отгонной секции колонны К-2 установки АВТ-4 ПАО АНК «Башнефть» «Башнефть-Уфанефтехим», принятых для моделирования в среде Ansys CFX, представлены в Таблице 4.10

Свойства потоков газовой и жидкой фаз, принятых для моделирования в среде Ansys CFX представлены в Таблице 4.10. Условия в аппарате: давление – 1,87 кгс/см², температура – 369 °С.

Таблица 4.10 - Свойства отбензиненной нефти и паров, восходящих из отпарной секции в колонне К-2 АВТ-4 УНХ

Свойство	Газовая фаза	Жидкая фаза
Молекулярная масса, кг/кмоль	75,38	425,03
Плотность, кг/м ³	2,626	706,5
Динамическая вязкость, сПз	0,0132	0,3444
Поверхностное натяжение, дин/см	-	11,51

В Таблице 4.11 представлены полученные расчетные значения перепада давления в перекрестноточных насадочных блоках I типа на различных средах при плотности орошения от 25 до 300 м³/м²ч.

Таблица 4.11 – Расчетные значения перепада давления (мм рт. ст.) в перекрестноточных насадочных блоках I типа на различных средах при плотности орошения от 25 до 300 м³/м²ч

Среда	F-фактор в насадке, Па ^{0,5}				
	1	1,5	2	2,5	3
ЭЭФ-ППФ (К-205, ЭП-60, УОС)	0,91-1,41	1,13-1,75	1,22-1,87	1,41-2,11	1,55-2,27
Керосиновая фракция (К-2, АВТ- 4, УНХ)	0,94-1,96	1,27-2,63	1,54-3,19	1,58-3,39	1,67-3,71
Отбензиненная нефть (отпарная секция К-2, АВТ-4, УНХ)	1,06-2,25	1,43-3,02	1,64-3,46	1,88-3,68	2,12-3,91

В Таблице 4.12 представлены полученные расчетные значения перепада давления в перекрестноточных насадочных блоках II типа на различных средах при плотности орошения от 25 до 300 м³/м²ч.

Таблица 4.12 – Расчетные значения перепада давления (мм рт. ст.) в перекрестноточных насадочных блоках II типа на различных средах при плотности орошения от 25 до 300 м³/м²ч

Среда	F-фактор в насадке, Па ^{0,5}				
	1	1,5	2	2,5	3
ЭЭФ-ППФ (К-205, ЭП-60, УОС)	0,63-0,91	0,74-1,22	0,79-1,41	0,88-1,76	0,89-1,91
Керосиновая фракция (К-2, АВТ- 4, УНХ)	0,81-1,59	0,92-1,85	1,15-2,36	1,27-2,66	1,31-2,78
Отбензиненная нефть (отпарная секция К-2, АВТ-4, УНХ)	0,99-2,16	1,27-2,29	1,55-2,41	1,86-2,89	1,92-2,99

Далее на Рисунках 4.20 и 4.21 представлены графики, на которых отражены значения перепадов давления на насадках I и II типа при различных расходах газа и жидкости.

Как видно из представленных расчетных значений перепада давления в Таблицах 4.11 и 4.12, а также на Рисунках 4.20 и 4.21 перепад давления на насадке II типа в 1,1-2 раза меньше, чем на насадке I типа. Также вышепредставленные значения позволяют судить о том, что при неизменной нагрузке по газу при увеличении нагрузки по жидкости от 25 до 300 м³/м²ч, перепад давления расчет как на насадке I типа, так и на насадке II типа. При это характер увеличения перепада давления схож для ПТН вертикального и горизонтального типов.

В рамках данной работы также было проведено исследование влияния соотношения плотности жидкости / плотности газа рабочей среды на перепад давления в ПТН различной конструкции, распределения газовой и жидкой фаз в контактном элементе, а также оценки влияния на характер уноса жидкости с газом на вышележащую ступень при вертикальной и горизонтальной ориентации гофр.

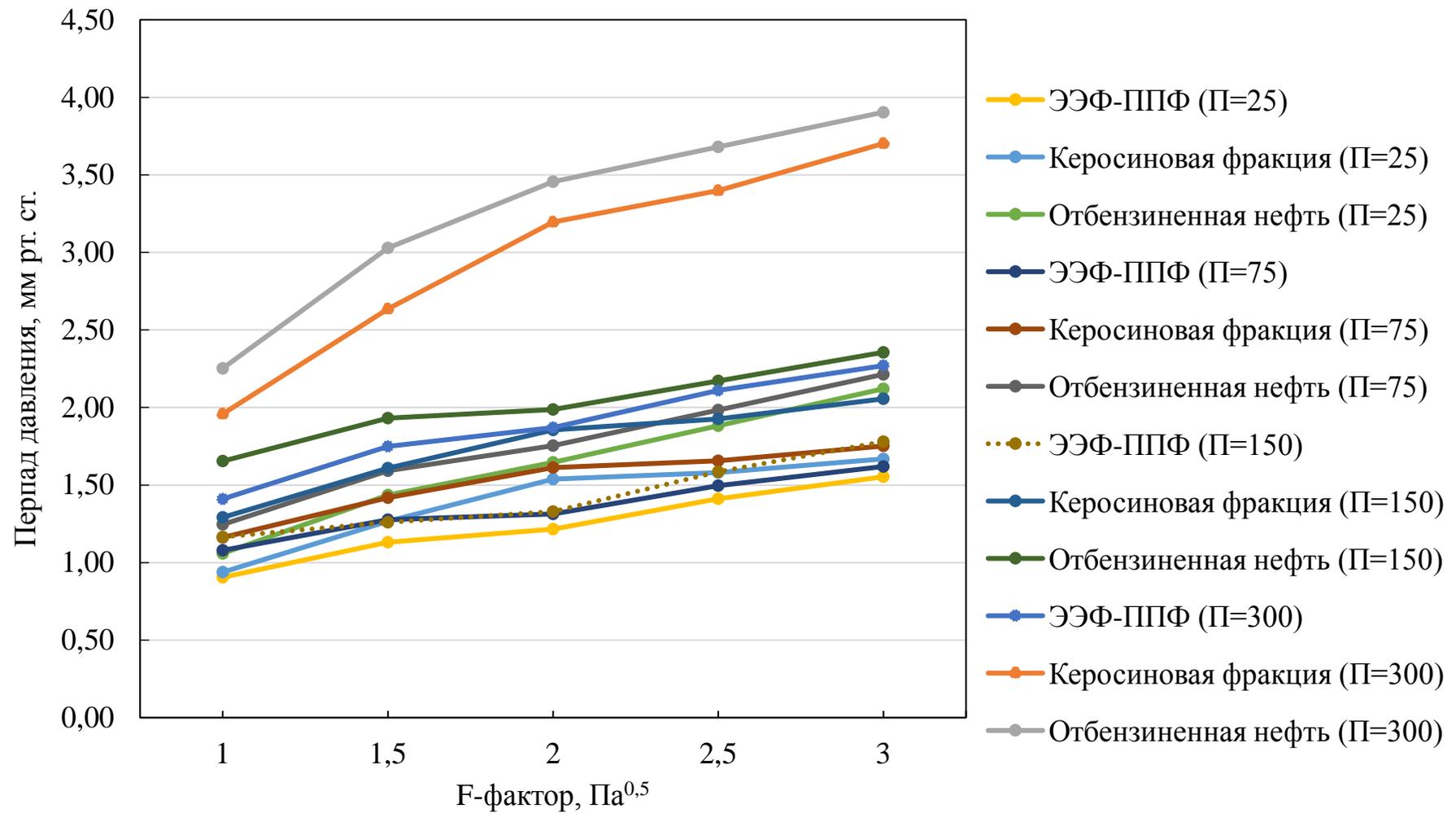


Рисунок 4.20 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с вертикальной ориентацией гофр с плотностями орошения от 25 до 300 м³/м²ч

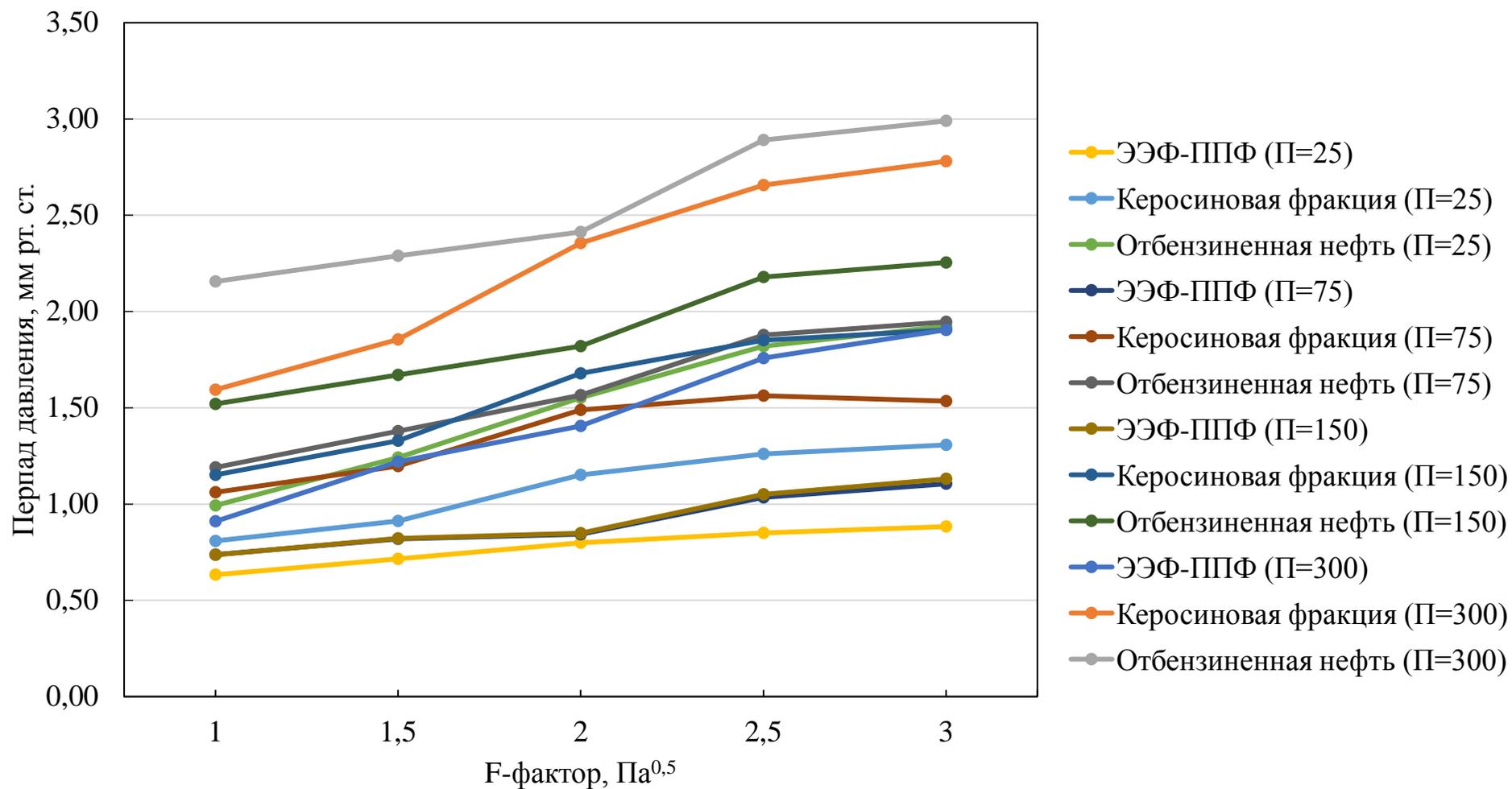


Рисунок 4.21 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с горизонтальной ориентацией гофра с плотностями орошения от 25 до 300 м³/ м²ч

Для наглядности на Рисунках 4.22-4.29 представлены графики изменения перепада давления в ПТН I и II типа на различных рабочих средах в широком диапазоне нагрузок по газу и жидкости.

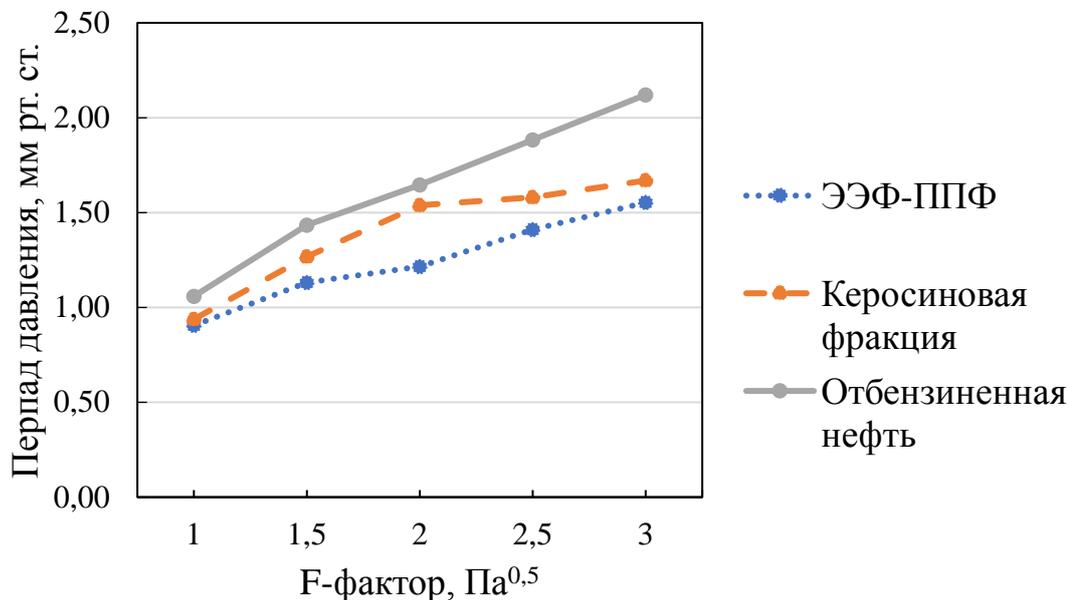


Рисунок 4.22 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с вертикальной ориентацией гофра при плотности орошения 25 м³/м²ч

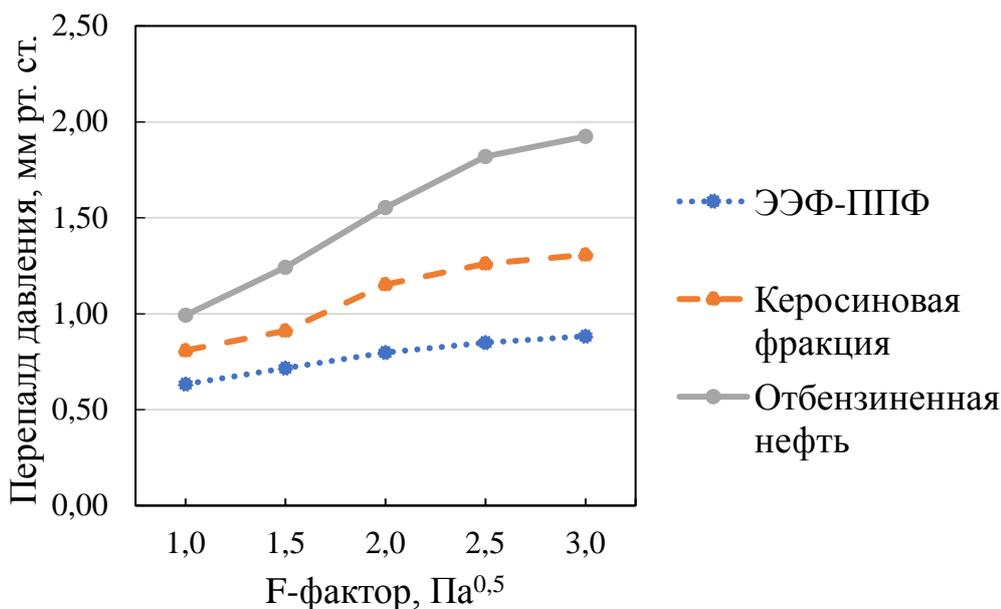


Рисунок 4.23 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с горизонтальной ориентацией гофра при плотности орошения 25 м³/м²ч

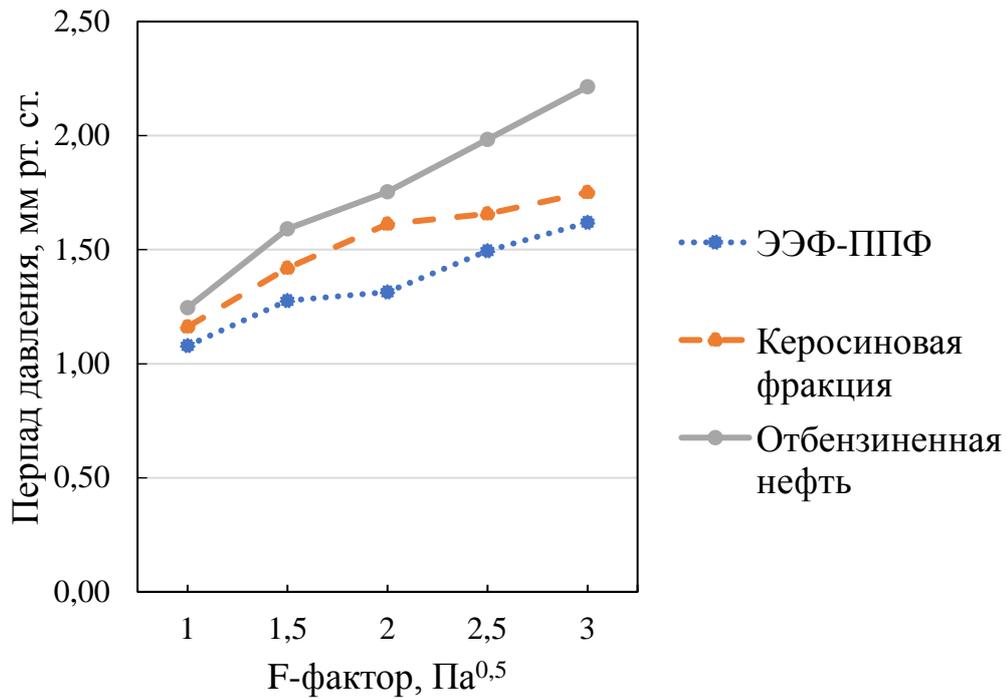


Рисунок 4.24 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с вертикальной ориентацией гофра при плотности орошения 75 м³/м²ч

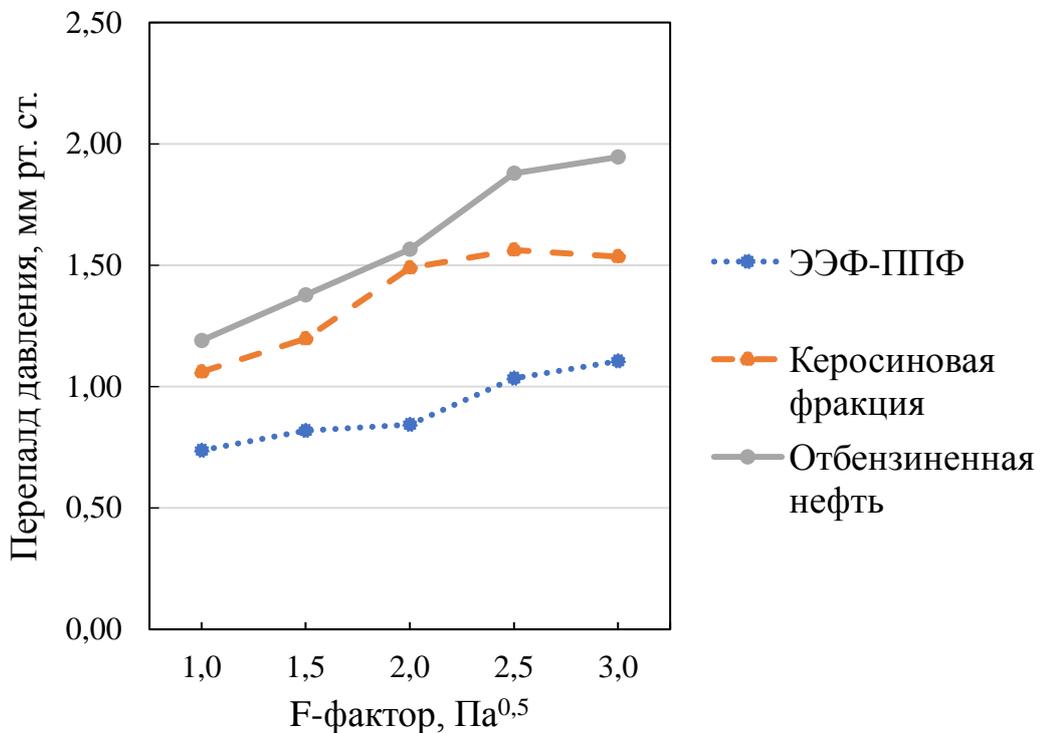


Рисунок 4.25 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с горизонтальной ориентацией гофра при плотности орошения 75 м³/м²ч

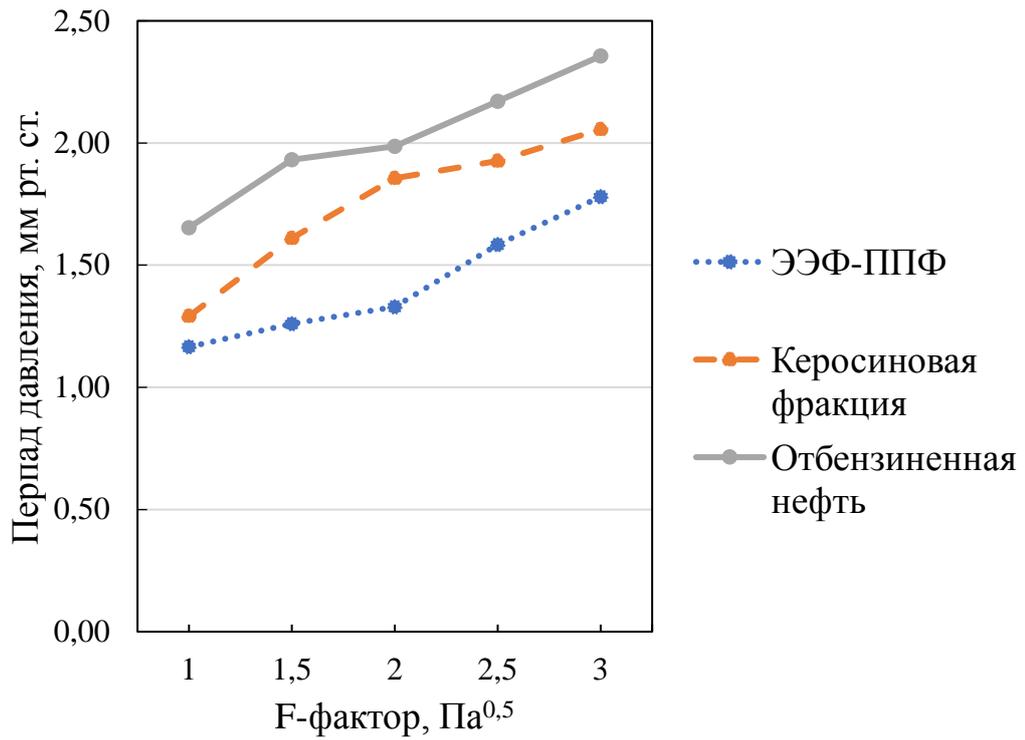


Рисунок 4.26 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с вертикальной ориентацией гофр при плотности орошения 150 м³/м²ч

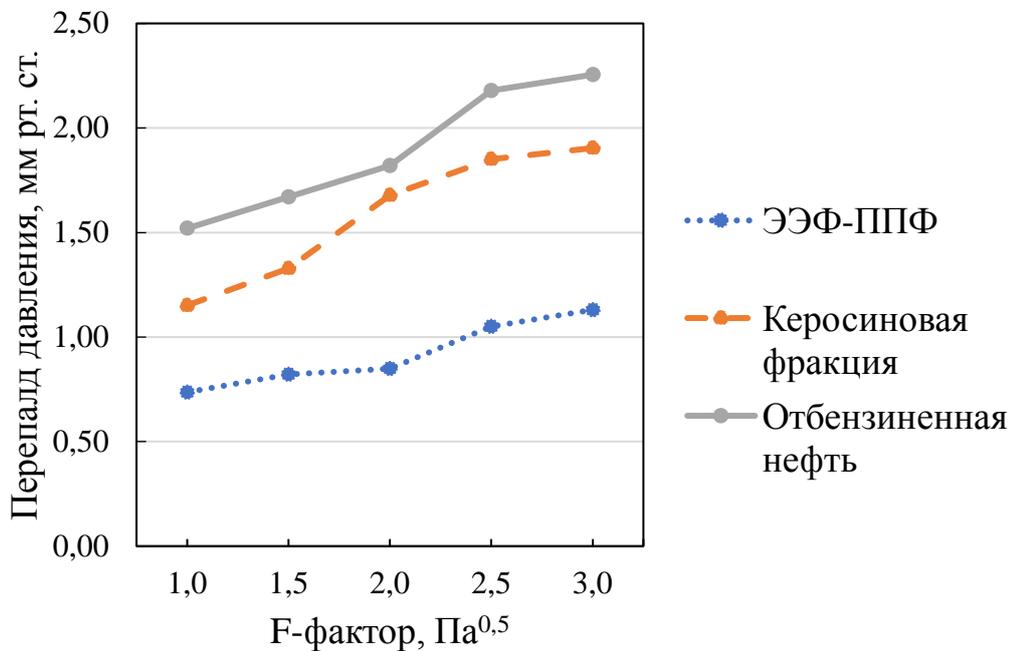


Рисунок 4.27 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с горизонтальной ориентацией гофр при плотности орошения 150 м³/м²ч.

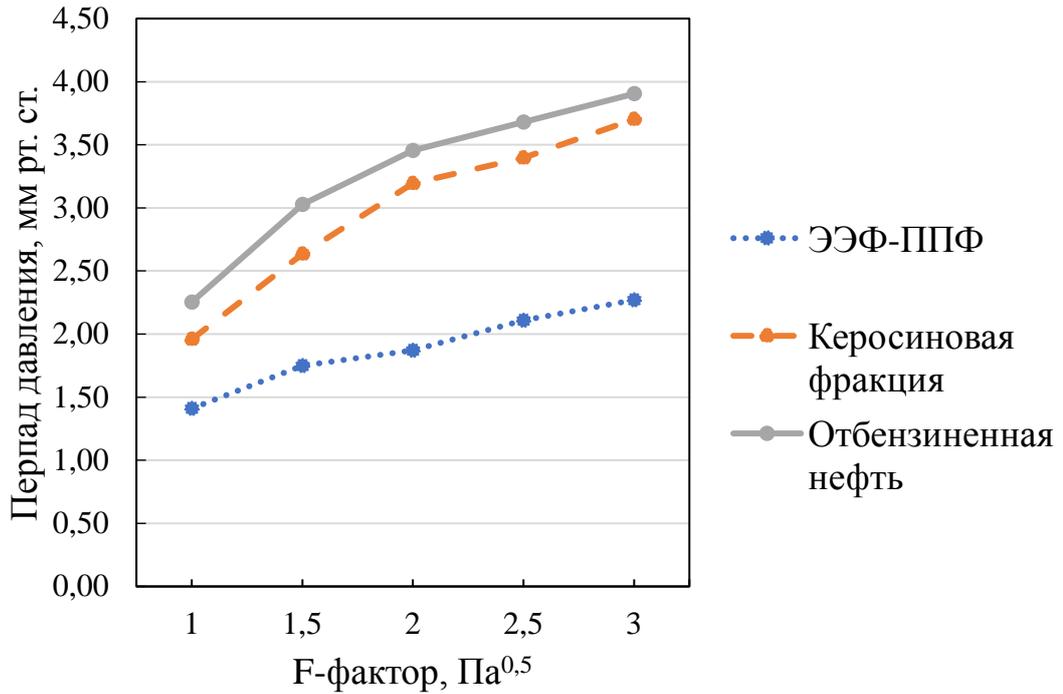


Рисунок 4.28 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с вертикальной ориентацией гофр при плотности орошения $300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

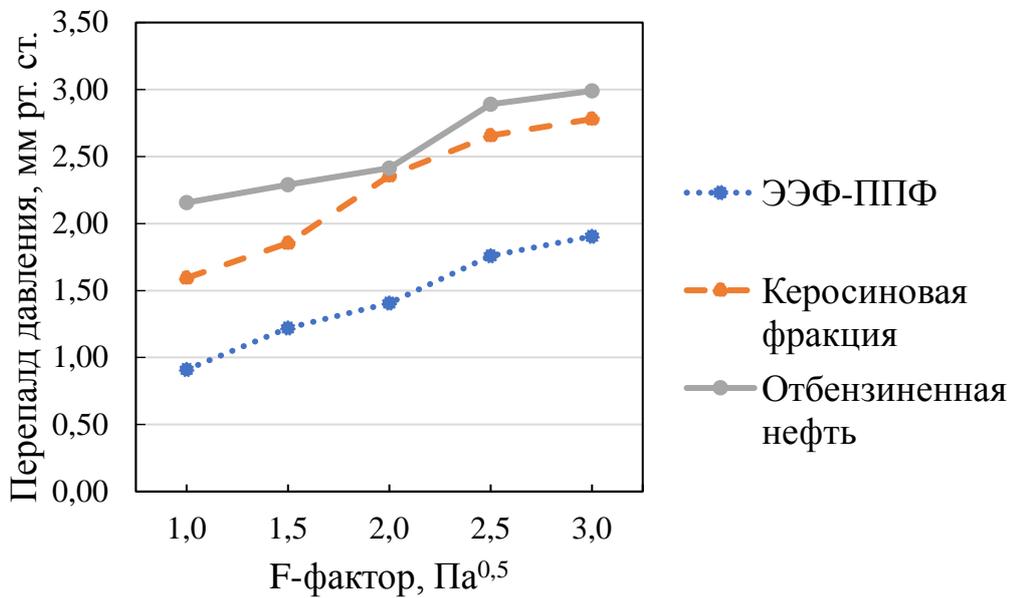


Рисунок 4.29 – Значения перепада давления на различных средах в ПТН с горизонтальной ориентацией гофр при плотности орошения $300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

Из выше представленной информации можно сделать вывод о том, что в колонне выделения этан-этиленовой фракции К-205, где соотношение плотностей жидкости и газа равно 7,2, перепад давления в среднем в ПТН I и II типа при различных плотностях орошения в 1,5 – 2,5 раза меньше, чем в отгонной секции колонны К-2, где это соотношение составляет 269.

Что позволяет судить о том, что при увеличении соотношения плотности жидкости к плотности пара в рабочей среде увеличивается перепад давления в перекрестноточном насадочном контактном элементе независимо от ориентации гофр.

Для оценки влияния соотношения плотности жидкости / плотности газа рабочей среды на характер уноса жидкости с газом на вышележащую ступень при вертикальной и горизонтальной ориентации гофр был использован модуль «streamline» в системе постпроцессинга. Далее на Рисунках 4.30 - 4.32 представлено распределение потоков газа и жидкости различных составов в ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при сверхвысоких значениях плотности орошения (до $300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$).

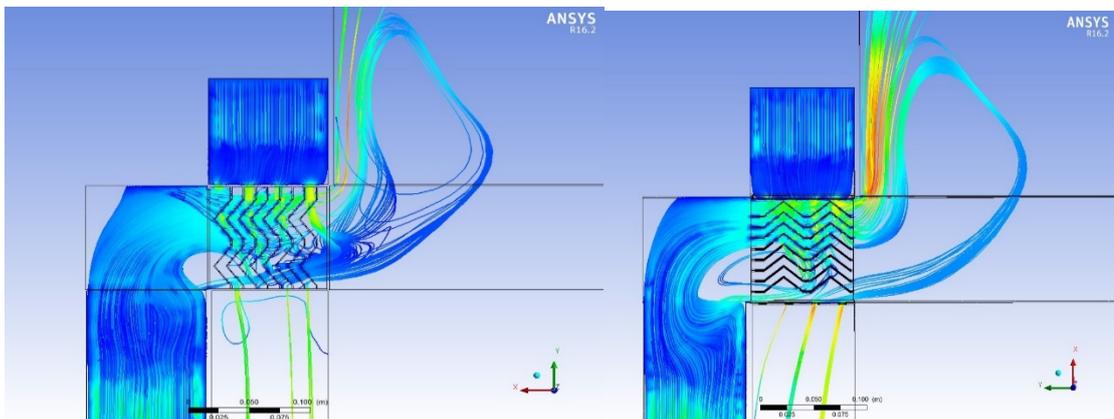


Рисунок 4.30 – Распределение скоростей газа и жидкости (ЭЭФ - ППФ) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас.} = 2 \text{ Па}^{0,5}$

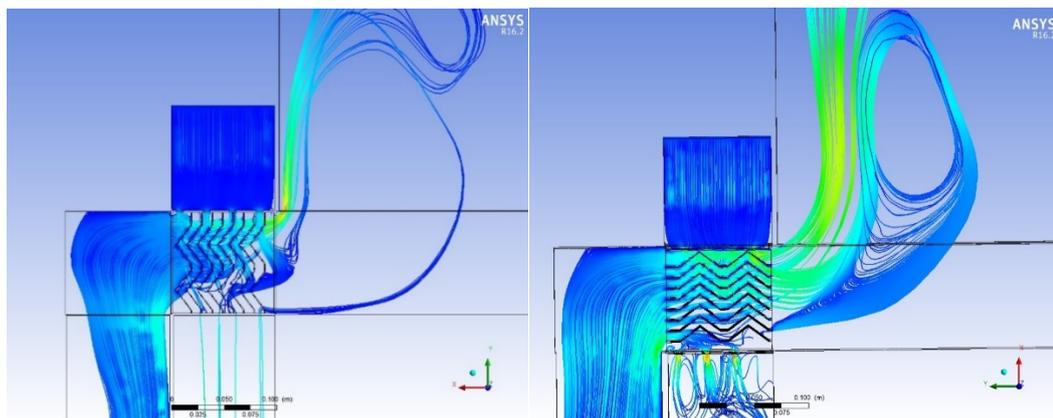


Рисунок 4.31 – Распределение скоростей газа и жидкости (Керосиновая фракция) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас.} = 2 \text{ Па}^{0,5}$

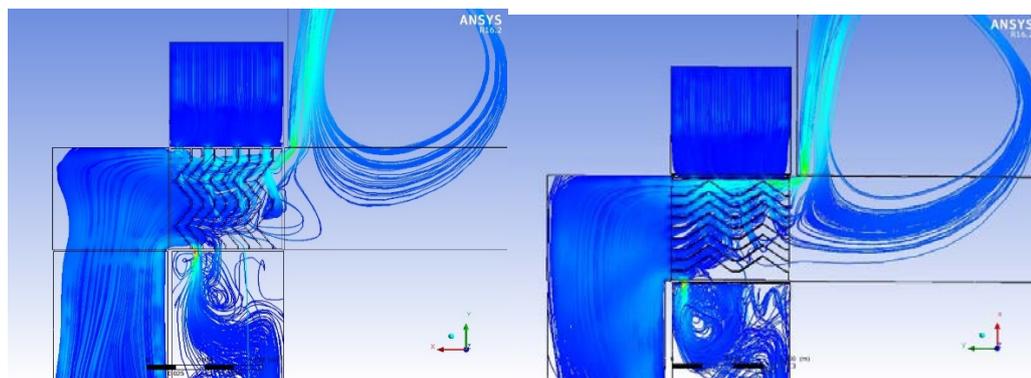


Рисунок 4.32 – Распределение скоростей газа и жидкости (Отбензиненная нефть) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас.} = 2 \text{ Па}^{0,5}$

Из выше представленной информации на Рисунках 4.30 - 4.32 можно сделать вывод о том, что при увеличении соотношения плотностей жидкости и газа рабочей среды происходит увеличения сноса жидкости с насадочного блока. Так, в колонне выделения этан-этиленовой фракции К-205, где соотношение плотностей жидкости и газа равно 7,2, снос жидкости меньше до 2,5 раз, чем в отгонной секции колонны К-2, где это соотношение составляет 269, при одинаковых удельных паровых и жидкостных нагрузках

Это позволяет судить о том, что при увеличении соотношения плотности жидкости к плотности пара в рабочей среде происходит увеличения сноса жидкости с насадочного блока независимо от ориентации гофр.

Далее в системе постпроцессинга был использован модуль «contour» для проведения графической интерпретации и анализа распределения потоков газовой и жидкой фаз, средних скоростей газа в насадке при различных средах в перекрестноточных насадочных блоках I и II типа.

Серия исследований, проведенных на средах с близкими значениями плотности газа и жидкости (ЭЭФ-ППФ), показала, что целом распределение потоков схожее (Рисунок 4.33), но средняя скорость потока газа в насадке на 22% выше в ПТН с вертикальной ориентацией гофр, что характеризует меньшее время пребывания в насадке по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

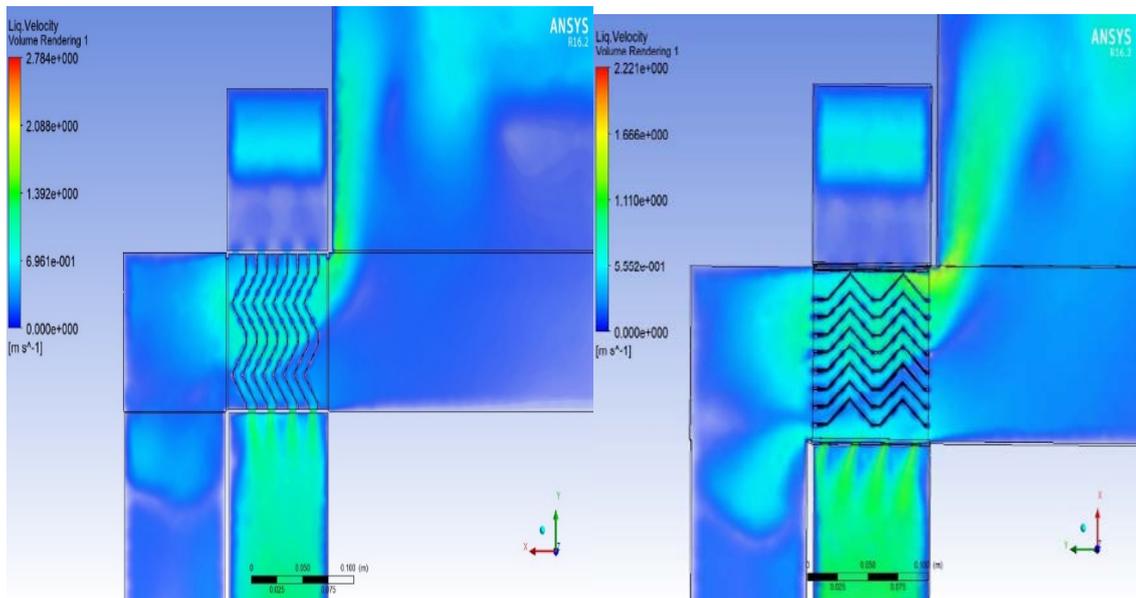


Рисунок 4.33 – Распределение скоростей газа и жидкости (ЭЭФ - ППФ) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 3 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 150 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

При этом количество жидкости, поступающей в нижний распределитель, больше на 25% в ПТН с вертикальной ориентацией гофр, что характеризует меньший снос жидкости из насадки.

По результатам расчетных экспериментов установлено, что характер распределения сред в ПТН в среде ЭЭФ-ППФ с различной конструкцией относительно схож, при этом перепад давления на ПТН с горизонтальной ориентацией на 30-50% ниже, чем в ПТН с вертикальной ориентацией в зависимости от удельных нагрузок.

На Рисунках 4.34, 4.35 мы видим, что при умеренном значении плотности орошения (до $75 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$) распределение жидкости происходит более равномерно в ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

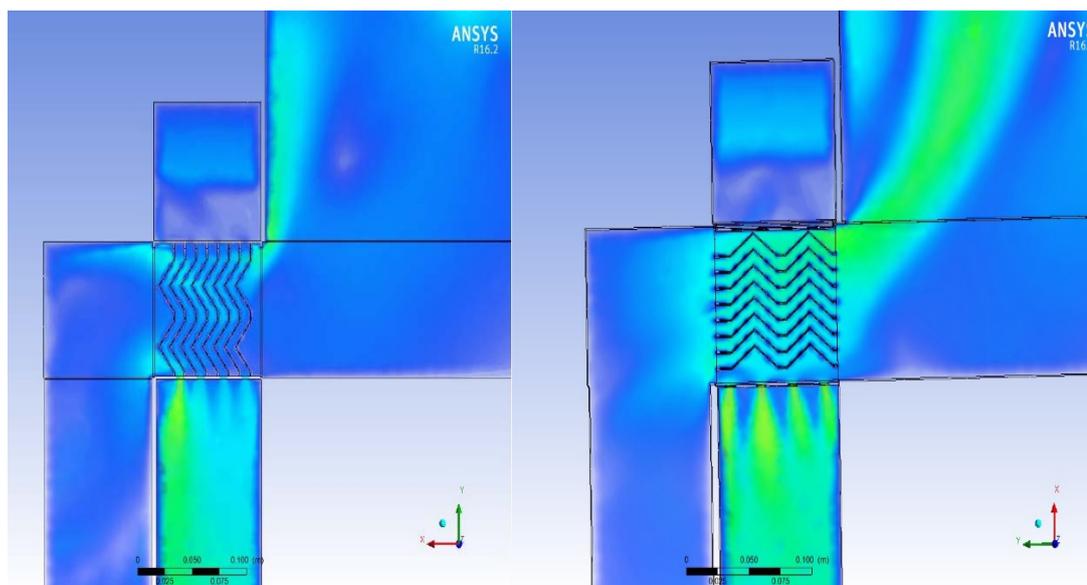


Рисунок 4.34 – Распределение скоростей газа и жидкости (Керосиновая фракция) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 3 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 25 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

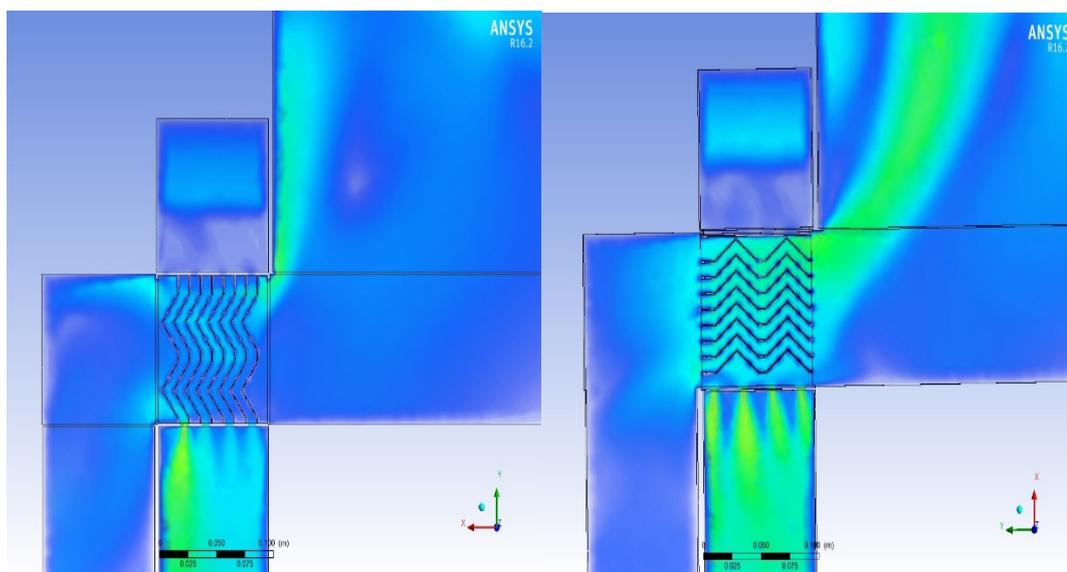


Рисунок 4.35 – Распределение скоростей газа и жидкости (Керосиновая фракция) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 3 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 75 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

Как видно из представленных выше графических материалов характер распределения жидкости практически не меняется. Это характеризуется тем, что количество жидкости, поступающей в нижний распределитель, практически не изменяется (расхождение менее 1%), что свидетельствует об устойчивой работе контактных устройств в пределах удельных нагрузок по жидкости от 25 до 75 $\text{м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ при относительно высокой нагрузке по газу (3 $\text{Па}^{0,5}$).

Также стоит отметить, что средняя скорость газа в насадке при этом выше на 50% в насадке с вертикальной ориентацией гофр, что характеризует меньшее время пребывания в насадке по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр. При этом количество жидкости, поступающей в нижний распределитель, всего на 9% ниже в ПТН II типа.

На основании вышесказанного можно сделать вывод о том, что при высоких удельных нагрузках по газу и умеренных нагрузках по жидкости более предпочтительно использование ПТН II типа.

На Рисунке 4.36 видно, что при увеличении плотности орошения до $150 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ количество жидкости, поступающей в нижний распределитель, больше на 19% в ПТН с вертикальной ориентацией гофр, что характеризует меньший снос жидкости из насадки по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

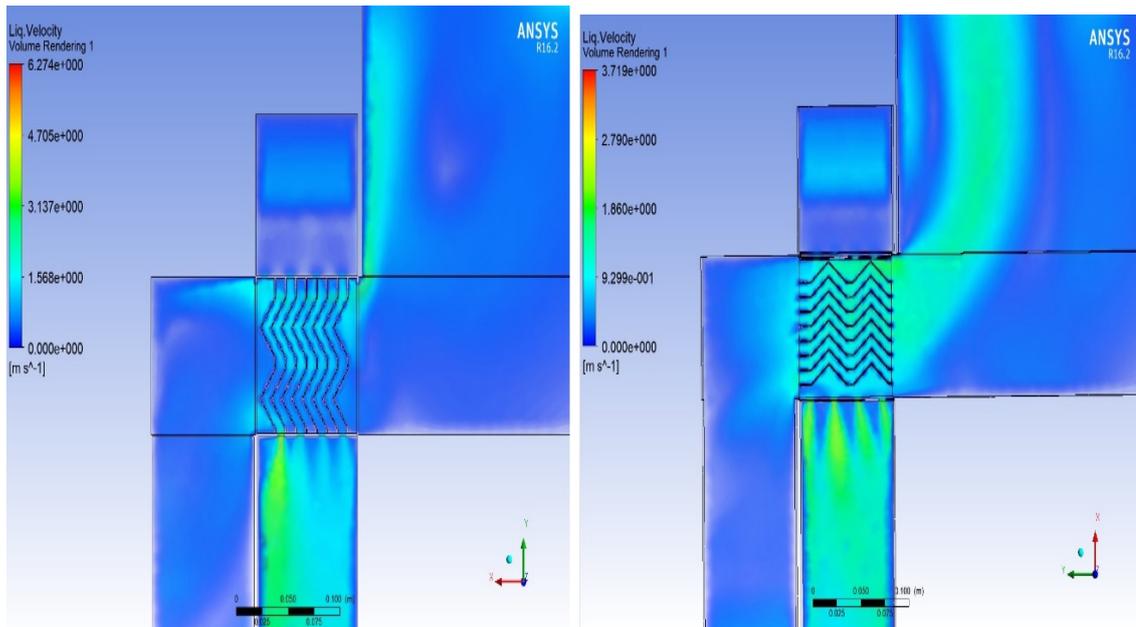


Рисунок 4.36 – Распределение скоростей газа и жидкости (Керосиновая фракция) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 3 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 150 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

При дальнейшем увеличении плотности орошения количество жидкости, поступающей в нижний распределитель, уменьшается в каждом типе ПТН. Хочется отметить, что это уменьшение гораздо более явное в ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

По результатам расчетных экспериментов установлено, что характер распределения сред в ПТН в среде керосиновой фракции с различной конструкцией относительно отличается. В ПТН с горизонтальной ориентацией наблюдается более равномерное распределение жидкости по

высоте насадки, и при этом перепад давления на ПТН с горизонтальной ориентацией на 7-30% ниже, чем в ПТН с вертикальной ориентацией в зависимости от удельных нагрузок.

В тоже время ПТН с вертикальной ориентацией гофр гораздо больше подходят для высоких удельных нагрузок, т.к. количество жидкости, поступающей на нижний ряд распределителей выше до 30% по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

Серия исследований, проведенных при сверхвысоких значениях плотности орошения (до $300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$), показала, что в ПТН с горизонтальной ориентацией гофр происходит снос до 80% жидкости без её поступления в нижний ряд распределителя по сравнению с ПТН с вертикальной ориентацией гофр (см. Рисунки 4.37, 4.38).

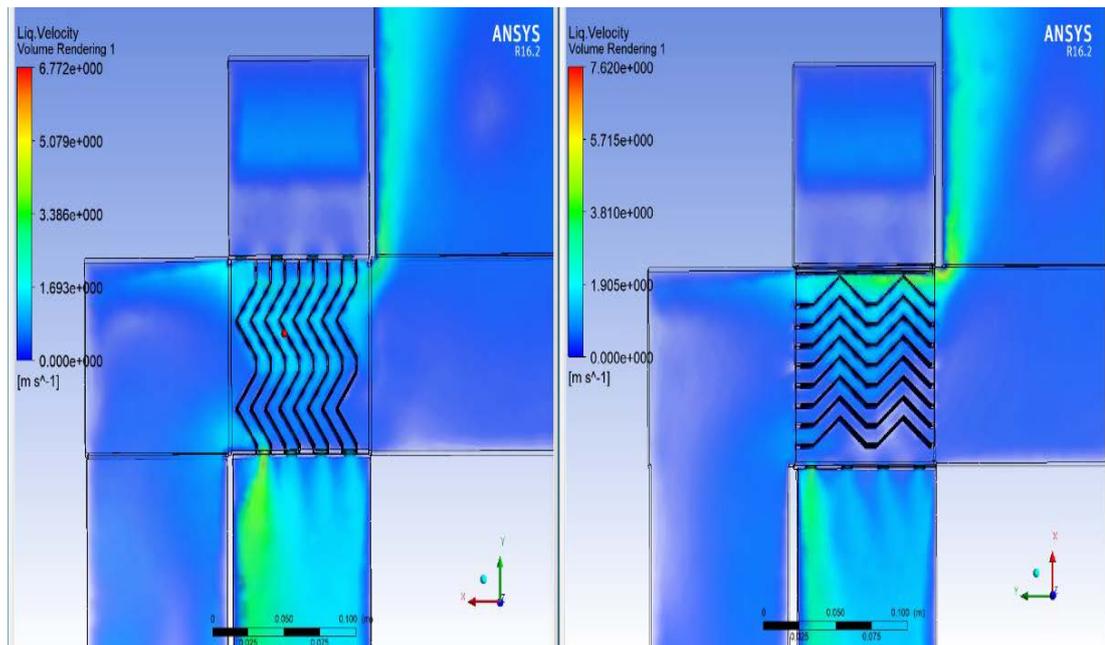


Рисунок 4.37 – Распределение скоростей газа и жидкости (Отбензиненная нефть) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 2 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

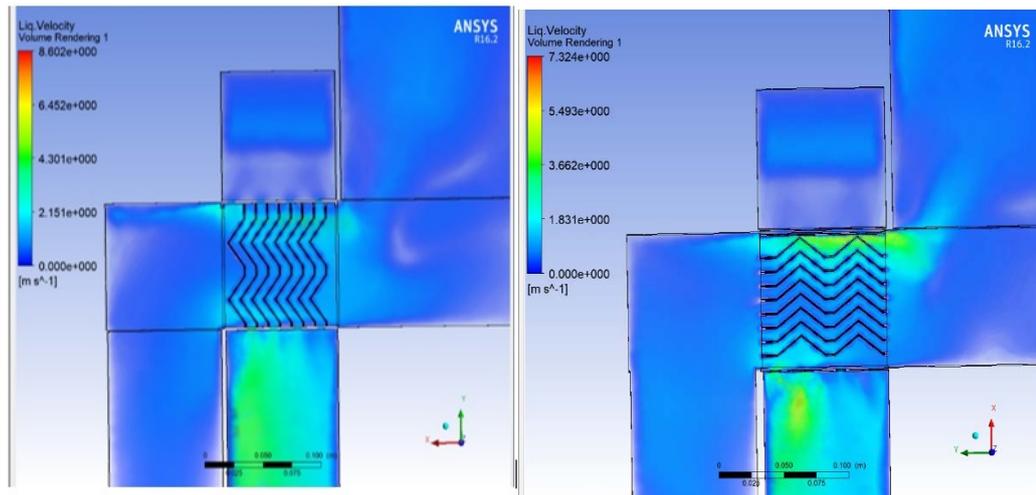


Рисунок 4.38 – Распределение скоростей газа и жидкости (Отбензиненная нефть) в блоках ПТН с вертикальной и горизонтальной ориентацией гофр при $F_{нас} = 3 \text{ Па}^{0,5}$, $\Pi = 300 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

Из этого можно сделать вывод, что ПТН с вертикальной ориентацией гофр гораздо более подходит для сверхвысоких удельных нагрузок по жидкости по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

В результате обобщения расчетных исследований ПТН с различной ориентацией гофр в среде Ansys CFX были определены их области применения: насадка с горизонтальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных нагрузок по газу при умеренных нагрузках по жидкости, так как при этих условиях распределение жидкости в ней происходит более равномерно, больше время пребывания среды в насадке и ниже перепад давления; насадка с вертикальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных жидкостных нагрузок, так как в ней количество жидкости, вынесенной из блока насадки на вышележащую ступень, ниже на 80% по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

Выводы по главе 4

1. Определена экспериментальным путем на испытательном стенде область устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном. Проведено сравнение области устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном с областью устойчивой работы клапанной тарелкой с круглым клапаном со смещенным центром тяжести. Сравнительный анализ показал, что клапанная тарелки с круглым полноподъемным клапаном позволяет работать при нагрузке по жидкости большей на 20% и при нагрузке по пару большей на 80% в области нагрузок по жидкости от 90 до 120 м³/(м·ч) по сравнению с клапанной тарелкой с круглым клапаном с смещенным центром тяжести.

2. Разработана модель для проведения численных исследований различных комбинаций ситчатых тарелок, адекватность которой доказана при сравнительном анализе расчетных значений с полученными экспериментальным путем.

3. Предложена конструкция Г-образного отбойника с целью снижения каплеуноса.

4. Методами численного моделирования в среде ANSYS проведена оценка снижения капельного уноса над ситчатой тарелкой после установки Г-образного каплеотбойника. Было показано, что количество жидкости, которое уносится с потоком газа на вышележащую ступень, снизилось на 85% (при анализе распределения скоростей жидкости на полотне тарелки), при этом увеличение перепада давления при установке отбойника не превысило 25%.

5. Разработана модель для проведения численных исследований различных конструкций перекрестноточных насадочных блоков в среде ANSYS CFX, адекватность модели доказана при сравнительном анализе расчетных значений с результатами экспериментальных исследований.

6. Математическое моделирование в среде ANSYS CFX позволило провести сравнительный анализ перекрестноточных насадочных блоках с

различной ориентацией гофр, в частности было показано, что:

- разница по перепаду давления между насадками с различной ориентацией гофр при различных расходах газа отличается от 1,1 до 2 раз (чем больше скорость газа, тем больше разница) в сторону увеличения перепада на насадке с вертикальной ориентацией гофр в зависимости от среды, что позволяет говорить о том, что применение насадки II типа позволит снизить общий перепад по колонне, тем самым повысить энергоэффективность;

- средняя скорость отдельных потоков газа в насадке II типа меньше в среднем на 10-50% (в зависимости от среды), чем в насадке I типа, что говорит об увеличении времени пребывания среды в насадке и в соответствии с основным уравнением массопередачи позволяет выдвинуть предположение о более высокой эффективности процесса массопереноса;

- при увеличении соотношения плотности жидкости к плотности пара в рабочей среде при одинаковых удельных нагрузках происходит увеличения сноса жидкости с насадочного блока независимо от ориентации гофр.

- насадка с горизонтальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных нагрузок по газу при умеренных нагрузках по жидкости, так как при этих условиях распределение жидкости в ней происходит более равномерно, а также при этом в ней ниже значение скорости газа, характеризующее большее время пребывания среды в насадке, и ниже перепад давления, в тоже время насадка с вертикальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных жидкостных нагрузок, так как в ней количество жидкости, вынесенной из блока насадки на вышележащую ступень, ниже на 80% по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложен принцип продольного секционирования межтрубного пространства, который позволяет реализовать наиболее эффективную противоточную организацию взаимодействия фаз в теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения. Получен патент «Аппарат воздушного охлаждения с секционирующими перегородками» № 200615 (РФ) МПК F28D 21/00. Разработана методика, при помощи которой было определено оптимальное число секций в межтрубном пространстве аппаратов воздушного охлаждения с учетом изменения энергетических и гидродинамических характеристик аппарата.

Разработанная конструкция аппарата позволяет:

- реализовать противоточную схему взаимодействия охлаждаемой среды и атмосферного воздуха, являющаяся наиболее эффективной с точки зрения теории теплообмена;

- увеличить общий коэффициент теплопередачи процесса охлаждения в аппарате за счет увеличения времени контакта холодного воздуха с охлаждаемой средой, что позволяет уменьшить требуемую поверхность теплообмена, и, следовательно, снизить количество требуемых аппаратов и улучшить массогабаритные характеристики.

2. Экспериментальным путём получена область устойчивой работы для нового типа клапанных тарелок с полноподъемным круглым клапаном. Сравнительный анализ показал, что клапанная тарелки с круглым полноподъемным клапаном позволяет работать при нагрузке по жидкости большей на 20% и при нагрузке по пару большей на 80% в области нагрузок по жидкости от 90 до 120 м³/(м·ч) по сравнению с клапанной тарелкой с круглым клапаном с смещенным центром тяжести. Исходя из этого, можно сделать вывод о том, что применение клапана с равновеликими ножками позволяет расширить область устойчивой работы, и, соответственно, область применения клапанных тарелок. Разработано ТУ 3611-002-12752969-19 "Массообменные контактные устройства "PETON" тарельчатого типа

(приложение Б). Разработана программа, предназначенная для расчета и подбора клапанных тарелок с полноподъемным клапаном. Получено свидетельство о регистрации программы на ЭВМ № 2020663958. Получены патент на изобретения «Массообменная тарелка» №2738591 (РФ) МПК В01D 3/26 и «Клапанная тарелка массообменной колонны» № 2744742 (РФ) МПК В01D 3/16, В01J 19/32. Осуществлено внедрение клапанной тарелки с полноподъемным круглым клапаном в колонне стабилизации установки риформинга Л-35/11-600 АО «Газпромнефть-ОНПЗ». Получен акт выполненных работ.

3. Разработано и исследовано методом численного моделирования в среде ANSYS CFX Г-образное каплеотбойное устройство, позволяющее значительно расширить область устойчивой работы тарельчатых контактных устройств. На примере ситчатой тарелки было показано, что количество жидкости, которое уносится с потоком газа на вышележащую ступень, снизилось на 85% (при анализе распределения скоростей жидкости на полотне тарелки), при этом увеличение перепада давления при установке отбойника не превысило 25%.

4. Впервые на двухфазной системе газ-жидкость в среде ANSYS CFX проведен сравнительный анализ конструктивного оформления перекрестноточных насадочных блоков с различной ориентацией гофр (I тип – вертикальное расположение; II тип – горизонтальное), который показал, что:

- разница по перепаду давления между насадками с различной ориентацией гофр при различных расходах газа отличается от 1,1 до 2 раз (чем больше скорость газа, тем больше разница) в сторону увеличения перепада на насадке с вертикальной ориентацией гофр в зависимости от среды, что позволяет говорить о том, что применение насадки II типа позволит снизить общий перепад по колонне, тем самым повысить энергоэффективность;

- средняя скорость отдельных потоков газа в насадке II типа меньше в среднем на 10-50% (в зависимости от среды), чем в насадке I типа, что говорит об увеличении времени пребывания среды в насадке и в соответствии с

основным уравнением массопередачи позволяет выдвинуть предположение о более высокой эффективности процесса массопереноса;

- при увеличении соотношения плотности жидкости к плотности пара в рабочей среде при одинаковых удельных нагрузках происходит увеличения сноса жидкости с насадочного блока независимо от ориентации гофр.

- насадка с горизонтальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных нагрузок по газу при умеренных нагрузках по жидкости, так как при этих условиях распределение жидкости в ней происходит более равномерно, а также при этом в ней ниже значение скорости газа, характеризующее большее время пребывания среды в насадке, и ниже перепад давления, в тоже время насадка с вертикальной ориентацией гофр (II типа) больше подходит для высоких удельных жидкостных нагрузок, так как в ней количество жидкости, вынесенной из блока насадки на вышележащую ступень, ниже на 80% по сравнению с ПТН с горизонтальной ориентацией гофр.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АВО – аппарат воздушного охлаждения

КПД – коэффициент полезного действия

ПТН – перекрестноточная насадка

ЧРП – частотно-регулируемый привод

ЭВМ – электронно-вычислительная машина

CFD – computational fluid dynamics

HTRI – heat transfer research inc

ТЕМА – tubular exchanger machinery assassination

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Чуракова, С.К. Классификация контактных устройств с точки зрения организации контакта фаз / С.К. Чуракова // Башкирский химический журнал. – 2011. – Том 18, №2. – С. 39-44.
2. Богатых, К.Ф. Конструктивно-технологический подход к выбору контактных устройств для реализации ресурсо-энергосберегающих технологий / К.Ф. Богатых, С.К. Чуракова, В.П. Костюченко // Актуальные проблемы технических, естественных и гуманитарных наук: сборник материалов VII Международной научно-технической конференции. – Уфа: Издательство УГНТУ, 2005. – С.65-68.
3. Kister, H.Z. Distillation Design / H. Z. Kister. – New York: McGraw-Hill, 1992. – 718 p.
4. Holland, C.D. Fundamentals of Multicomponents Distillation / Holland, C.D. – New York: McGraw-Hill, 1981. – 521 p.
5. ОСТ 26-01-1488-83 Аппараты колонные тарельчатые. Метод технологического и гидродинамического расчета / Москва, 1983. – 118 с.
6. Кириллов, А.В. Расчет контактных устройств тарельчатых колонных аппаратов / А.В. Кириллов. – Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2014. – 70 с.
7. Стабников, В.Н. Ректификационные аппараты. Расчет и конструирование / В.Н. Стабников. – М.: Машиностроение, 1965. – 357 с.
8. Задорский, В. М. Интенсификация газожидкостных процессов химической технологии. / В.М. Задорский. – Киев: «Техника», 1979. – 199 с.
9. Бондарев, П.Ф. Секционированные контактные тарелки с направленным вводом газа в жидкость. / П.Ф. Бондарев, З.И. Мамедляев, В.Ф. Олексюк // Химическая промышленность. – 1999. – № 3. – С. 36-39
10. Kister, H.Z. Distillation Operation / Henry Z. Kister. – New York: McGraw-Hill, 1990. – 729 p.

11. Wasan, D.T. Surfactants in Chemical Process Engineering Wasan / Darsh T. Wasan, Martin E. Ginn, Dinesh O. Shan. – CRC Press, 1988. – 544 p.
12. Дытнерский, Ю. А. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Ю. А. Дытнерский. – М.: Альянс, 2008. – 494 с.
13. Аджиев, А.Ю. Подготовка и переработка попутного нефтяного газа в России. Часть 2 / А.Ю. Аджиев, П.А. Пуртов. – Краснодар: ЭДВИ, 2014. – 508 с.
14. Шибитов, Н.С. Моделирование гидродинамических и массообменных процессов и применение современных контактных устройств в колонных аппаратах: монография / Н. С. Шибитов, Н. В. Шибитова, А. Б. Голованчиков. – Волгоград, 2016. – 160 с.
15. Bonilla, J.A. Paper presented at the National AIChE Meeting / J.A. Bonilla. – Colorado, 1988. – 57 p.
16. Norton Chemical Process Products. – Ohio, 1988. – 83 p.
17. Billet, R. Packed Column Analysis and Design / R. Billet. – Ruhr University, 1989. – 142 p.
18. Бессонный, А.Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
19. Справочник по теплообменникам: В 2-х томах. Том №2 / М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
20. РД 39-135-94 Нормы технологического проектирования газоперерабатывающих заводов. ПАО «Газпром» / Москва, 1994. – 104 с.
21. ГОСТ Р 51364-99. Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические условия. – Введ. 1999-11-25. – М: ИПК. Издательство стандартов, 2000. – 66 с.
22. Методика теплового и аэродинамического расчет аппаратов воздушного охлаждения / ВНИИнефтефтемаш, 1982. – 100 с.

23. Ansys Icem CFD user's manual [Электронный ресурс]. – URL: <https://ru.scribd.com/document/328170594/Ansys-Icem-Cfd-Users-Manual> (дата обращения: 10.11.2017).
24. Хитрых, Д.В. Расчет потерь давления в дросселе парогенератора атомной электростанции в Ansys CFX / Д.В. Хитрых // Ansys Advantage. Русская редакция. – 2006. – № 2. – С. 14-16.
25. Вебинар «Улучшение сходимости расчетов в Ansys CFX» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.plm-ural.ru/webinars> (дата обращения: 16.10.2017).
26. Рекомендации по улучшению сходимости и качеству сетки в Ansys CFX [Электронный ресурс]. – cae-club.ru.ru/conent/rekomendatsii-po-kachestvu-setki-dlya-cfx (дата обращения: 29.10.2017).
27. Нефтегазовая отрасль [Электронный ресурс]. – URL: <http://cae-expert.ru/industry/neftegazovaya-otrasl> (дата обращения: 22.11.2017).
28. Примеры выполненных проектов и отзывы пользователей [Электронный ресурс]. – URL: <http://delcam-ural.ru> (дата обращения: 23.11.2017).
29. About Ansys [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.ansys.com/about-ansys> (дата обращения: 25.11.2017).
30. Manual of HTRI Xase: инструкция к программе.
31. Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
32. Крюков, Н.П. Аппараты воздушного охлаждения / Н.П. Крюков. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
33. Абдеев Э.Р. Совершенствование конструкции аппаратов воздушного охлаждения применением секции с радиально-диффузорной компоновкой оребренных труб: специальность 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)»: автореферат диссертации на соискание звания кандидат технических наук / Абдеев Эльдар Ринатович; ФГБОУ ВПО УГНТУ. – Уфа, 2011. – 24 с.

34. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
35. Шмеркович, В.М. Аппараты воздушного охлаждения в химической промышленности / В. М. Шмеркович., В. Г. Сухорукова // Обзоры по отдельным обзорам в химической промышленности. – 1976. – №. 8. – 35 с.
36. Кунтыш, В. Б. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи газового потока при продольном и поперечном обтекании круглотрубных поверхностей. Ч. 1 / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Яцевич // Энергетика. Известия вузов. - 2015. - № 3. - С. 68-75.
37. Кунтыш, В.Б. Тепловой и аэродинамический расчет оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
38. Алимов, С.В. Аппараты воздушного охлаждения газа: опыт эксплуатации и пути совершенствования / С. В. Алимов, В. А. Лифанов, О. Л. Миатов // Газовая промышленность. – 2006. – № 6. – С. 54–57.
39. Неволин, А.М. Исследование эффективности работы аппаратов воздушного охлаждения масла ГТУ / А.М. Неволин, П.Н. Плотников // Тяжелое машиностроение. – 2012. – № 4. – С. 26-29.
40. Читров, Е.В. Повышение эффективности и надежности аппаратов воздушного охлаждения для нефтехимической промышленности / Е.В. Читров, В.З. Кантер, С.Б. Походяев, Ю.И. Аношкин // Мир нефтепродуктов. – 2007. – № 2. – С. 22–25.
41. Антуфьев, В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
42. Пиир, А.Э. Интенсификация теплоотдачи трубных пучков аппаратов воздушного охлаждения насечкой кромок спиральных накатных ребер / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш // Изв. вузов. Энергетика. – 1991. – № 8. – С. 111-115.
43. Юдин, В.Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб / В.Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.

44. Кунтыш, Б.В. Основные способы совершенствования аппаратов воздушного охлаждения / Б.В. Кунтыш, А.Н. Бессонный, А.А. Бриль // Химическое и нефтехимическое машиностроение. – 1997. – № 4. – С. 41-44
45. Кунтыш, В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В.Б. Кунтыш, Н.М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
46. Алимов, С. В. Модернизация вентиляторов АВО газа при реконструкции КС МГ / С.В. Алимов, А.О. Прокопец, С.В. Кубаров, В.А. Маланичев, Е.В. Устинов // Газовая промышленность. – 2009. – № 4. – С. 54-56.
47. Маланичев, В.А. Разработка и модернизация вентиляторных блоков аппаратов воздушного охлаждения. / В.А. Маланичев, О.Л. Миатов, А.М. Типайлов // Химическая техника. – 2004. – № 2 – С. 11-16.
48. Авраменко, Р.Л. Внедрение частотно-регулируемого привода для вентиляционного и теплообменного оборудования газокomppressorных станций / Р.Л. Авраменко, Р.В. Белянкин, Е.В. Устинов // МегаПаскаль. – 2010. – № 5. – С. 28-33.
49. Аршакян, И.И. Применение частотно-регулируемого электропривода вентиляторов в системах воздушного охлаждения компримированного газа / И.И. Аршакян, А.А. Тримбач, И.И. Артюхов и др. // В кн.: Электроприводы переменного тока: Тр. Междунар. Тринадцатой науч.техн. конференции – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2005. – С. 289-292.
50. Мильман, О.О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой / О.О. Мильман, Б.А. Алешин // Теплоэнергетика. – 2005. – № 5. – С. 16-19.
51. Габдрахманов А.А. Повышение эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на магистральных газопроводах: специальность «Строительство и эксплуатация нефтегазоводов, баз и хранилищ» 25.00.19: диссертация на соискание ученой степени кандидата

технических наук / Альберт Абузарович Габдрахманов; ФГБОУ ВПО КГНТУ. – Уфа, 2007 – 217 с.

52. Володин, В.И. Влияние внешнего загрязнения на эффективность теплообменных аппаратов воздушного охлаждения. / В.И. Володин, В.Б. Кунтыш, Н.Н. Петреева, А.Н. Бессонный, Е.А. Бессонный // В кн.: Минский международный форум по тепломассообмену ММФ-XIV: материалы. – Минск, 2012. – С.40-42.

53. Сагитов Р.Р. Повышение эффективности эксплуатации элементов компрессорных станций на базе эксергетического анализа: специальность «Промышленная теплоэнергетика» 05.14.04: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Руслан Ринатович Сагитов; НИУ «МЭИ». – Москва, 2014. – 167 с.

54. Неволина А.М. Повышение эффективности аппаратов воздушного охлаждения масла газотурбинных установок: специальность «Промышленная теплоэнергетика» 05.14.04: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Александр Михайлович Неволин; ФГБОУ ВПО УРФУ. – Екатеринбург, 2006. – 138 с.

55. Таранова, Л. В. Оборудование подготовки и переработки нефти и газа / Л. В. Таранова, А. Г. Мозырев. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2014. — 236 с.

56. Антуфьев, В.М. Интенсификация теплообмена оребренных поверхностей при поперечном обтекании / В.М. Антуфьев, Е.К. Гусев // Теплоэнергетика. – 1968. – № 7. – С. 31-34.

57. Стасюлявичус, Ю.К. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб / Ю.К. Стасюлявичус, А.И. Скринска. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 243 с.

58. Sandar, Mon M. Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers / Mon M. Sandar, U. Gross // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 2004. – Vol. 47 – P.1953-1964.

59. Антуфьев, В.М. Сравнительные исследования конвективных поверхностей на основе энергетических характеристик / В.М. Антуфьев // Энергомашиностроение. – 1964. – № 5. – С. 9-13.

60. Калинин, Э.К. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейнер, И.З. Копп, А.С. Мякочин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.

61. Кунтыш, В.Б. Новые конструкции биметаллических ребристых труб для воздухоохлаждаемых теплообменников / В.Б. Кунтыш, Е.С. Саакович, Л.Б. Сухоцкий, В.Н. Мулин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 2. – С. 3-7.

62. Дрейцер, Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов. / Г.А. Дрейцер // В кн.: Труды V Минского международного форума по тепло- и массообмену. ММФ – 2004 г. Секция 8 “Тепломассообмен в энергетических устройствах”. ИТМО им. А.В. Лыкова НАН Беларуси. – Минск, 2004. – 24 с.

63. Пиир, А.Э. Интенсификация теплоотдачи трубных пучков аппаратов воздушного охлаждения насечкой кромок спиральных накатных ребер / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш, // Изв. вузов. Энергетика. – 1991. – № 8. – С. 111-115.

64. Nakayama, W. Enhanced fins for air-cooled heat exchangers – heat transfer and friction factor correlations / W. Nakayama, L.P. Xu. – Proc. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference Proceedings, 1983 – P. 495-501.

65. Vorayos, N. Thermal characteristics of louvered fins with a low-Reynolds number flow / N. Vorayos, T. Kiatsiriroat // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2010. – Vol. 24. – Pp. 845-850.

66. Олимпиев, В.В. Поверхности теплообмена с интенсифицированной теплоотдачей и пониженным сопротивлением / В.В. Олимпиев // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2000. – № 3. – С. 35-38.

67. Пиир, А.Э. Интенсификация теплоотдачи трубных пучков аппаратов воздушного охлаждения насечкой кромок спиральных накатных

ребер / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш, // Изв. вузов. Энергетика. – 1991. – № 8. – С. 111-115.

68. Westphalen, D. Heat Transfer Enhancement / D. Westphalen, K. Roth, J. Brodrick // ASHRAE Journal. – 2006. – Vol. 48. – P.68-71.

69. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

70. Шмеркович, В.М. Аппараты воздушного охлаждения в химической промышленности / В.М. Шмеркович, В.Г. Сухорукова // Обзоры по отдельным обзорам в химической промышленности. – 1976. – Вып. 8 (98). – С. 35-36.

71. Шарипов, М.И. Повышение энергоэффективности аппаратов воздушного охлаждения нефтегазовой отрасли совершенствованием методов проектирования и изготовления / М.И. Шарипов, Р.Г. Абдеев // Вестник ОГУ. – 2008. – С. 133-134.

72. Лесной, Д.В. Исследование влияния изменений конструктивных характеристик аппаратов воздушного охлаждения на капитальные и эксплуатационные затраты / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова, Т.И. Маннанов, Е.К. Константинов, К.А. Муллабаев // Материалы IV Международной научно-практической конференции «Булатовские чтения». – Краснодар, 2020. – С.130-133.

73. Лесной, Д.В. Расчет и подбор аппаратов воздушного охлаждения: учеб. пособие / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова, Т.Р. Просочкина, Ф.Ш. Вильданов. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2020. – 98 с.

74. Основы расчета и проектирования теплообменников теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / СПб.: Недра, 1966. – 512 с.

75. Лесной, Д.В. Методика расчета теплообменной эффективности для новых технических решений по совершенствованию конструкции аппаратов воздушного охлаждения / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова // Башкирский химический журнал. – 2020. – Т.28, № 3. – С. 40-45.

76. Патент № 200615 Российская Федерация, Аппарат воздушного охлаждения с секционирующими перегородками // Лесной Д.В., Чуракова С.К.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО Уфимский государственный нефтяной технический университет. – № 2020126411; заявл. 04.08.2020; опубл. 02.11.2020.

77. Чуракова, С.К. Сравнение областей устойчивой работы ситчатой тарелки и клапанной тарелки PETON с подвижным круглым клапаном / С.К. Чуракова, Д.В. Лесной, Т.И. Маннанов, Е.К. Константинов, К.А. Муллабаев // Материалы Всероссийской научно-практической конференции Волго-Уральский научно-исследовательский и проектный институт нефти и газа «Новые направления работ на нефть и газ, инновационные технологии разработки их месторождений, перспективы добычи нетрадиционного углеводородного сырья». – Оренбург, 2019, С. 175-178.

78. Константинов, Е.К. Метод расчета гидравлических характеристик сложных гидродинамических систем / Е.К. Константинов, С.К. Чуракова, Д.В. Лесной, Т.И. Маннанов, К.А. Муллабаев // Материалы IV Международной научно-практической конференции «Булатовские чтения». – Краснодар, 2020. – С.117-120.

79. Чуракова, С.К. Область эффективной работы клапанной тарелки с круглым полноподъемным клапаном / С.К. Чуракова, Д.В. Лесной, Т.И. Маннанов // Материалы III Международной научно-практической конференции «Булатовские чтения». – Краснодар, 2019. – С.153-155.

80. Нестеров, И.Д. Увеличение выработки пропан-бутановой фракции на Оренбургском ГПЗ за счет замены клапанных тарелок на перекрестноточную насадку в колоннах 374С02 и 374С03 установки 2У-370 / И.Д. Нестеров, С.К. Чуракова, К.Ф. Богатых // Башкирский химический журнал, 2009. – Т.16. № 3. – С. 67-70.

81. Лесной, Д.В. Исследование конструкций перекрестноточных насадочных элементов в среде Ansys CFX / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова, Т.И. Маннанов, Е.К. Константинов, К.А. Муллабаев // Материалы IV

Международной научно-практической конференции «Булатовские чтения». – Краснодар, 2020. – С.134-137.

82. Лесной, Д.В. Начальные этапы исследования конструкции перекрестноточных насадочных элементов в среде Ansys CFX / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова // Актуальные проблемы науки и техники – 2018: сборник статей, докладов и выступлений XI Международной научно-практической конференции молодых ученых. – Уфа, 2018 – Том 2, С.133-137.

83. Захарова, Д.Н. CFD-анализ ситчатой тарелки / Д.Н. Захарова, Ф.Ш. Вильданов, Р.Ф. Ахметов, Т.Х. Рахимов, С.К. Чуракова // Башкирский химический журнал. – 2020. – Т. 26, № 2. – С. 121-125.

84. Alizadehdakhel, A. CFD and experimental studies on the effect of valve weight on performance of a valve tray column / A. Alizadehdakhel, M. Rahimi, A.A. Alisairafi // Computers & Chemical Engineering. – 2010. – №34. – P. 1-8.

85. Rahimi, R. Comprehensive research on push valves effects on sieve trays by CFD and an experimental approach / R. Rahimi, A. Zarei, T. Zarei // Distillation Absorption: 50th distillation and absorption conference. – 2010. – № 50. – P. 407-412.

86. Li, X.G. CFD simulation of hydrodynamics of valve tray / X.G. Li, D.X. Liu, S.M. Xu, H. Li // Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. – 2009. – № 48. – P. 145-151.

87. Zarei, T. Computational fluid dynamic simulation of MVG tray hydraulics / T. Zarei, R. Rahimi, M. Zivdar // Korean Journal of Chemical Engineering. – 2009. – № 26. – P. 1213-1219.

88. Лесной, Д.В. Расчет скорости воздуха в узком сечении на сухой ситчатой тарелке провального типа / Д.В. Лесной, С.К. Чуракова // 71 всероссийская научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений с международным участием. Сборник материалов конференции. – Ярославль, 2018. – С. 339-344.

89. Amini, Y. Experimental and numerical simulation of dry pressure drop in high-capacity structured packings / Y. Amini, J. Karimi-Sabet, M.N. Esfahany // *Chemical Engineering & Technology*. – 2016. – № 39. – P. 1161–1170.
90. Wen, X., Akhter S., Afacan A., Nandakumar K., Chuang K.T. CFD modeling of columnsequipped with structured packings: I. Approach based on detailed packing geometry / X. Wen, S. Akhter, A. Afacan, K. Nandakumar, K.T. Chuang, // *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*. – 2007. – № 2 (4). – P. 336–344.
91. Said, W. Modeling of dry pressure drop for fully developed gas flow in structured packing using CFD simulations / W. Said, M Nemer, D. Clodic // *Chemical Engineering Science*. – 2011. – № 66 (10). – P. 2107–2117.
92. Amini, Y. Experimental and numerical study of multiphase flow in new wire gauze with high capacity structured packing / Y. Amini, J. Karimi-Sabet, M. Nasr Esfahany // *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. – 2016. – 108. – P. 35–43.
93. Haghshenas, F. M. CFD simulation of mass transfer efficiency and pressure drop in a structured packed distillation column / F. M. Haghshenas, M. Zivdar, R. Rahimi, M.N. Esfahany, A. Afacan, K. Nandakumar, K.T. Chuang // *Chemical Engineering and Technology*. – 2007. – №30 (7). – P. 854–861.
94. Mahr, B. CFD modelling and calculation of dynamic two-phase flow in columns equipped with structured packing / B. Mahr, D. Mewes // *Chemical Engineering Research and Design*. – 2007. – № 85 (8). – P. 1112–1122.
95. Singh, R.K. Multiphase flow studies for microscale hydrodynamics in the structured packed column / R.K. Singh, J.E. Galvin, X. Sun // *Chemical Engineering Journal*. – 2018. – № 353. – P. 949–963.
96. Lu, X. A porous media model for CFD simulations of gas-liquid two-phase flow in rotating packed beds / X. Lu, P. Xie, D.B. Ingham, L. Ma, M. Pourkashanian // *Chemical Engineering Science*. – 2018. – № 189. – P. 123–134.

97. Qi, W. Liquid distribution and local hydrodynamics of winpak: a multiscale method / W. Qi, K. Guo, C. Liu, H. Liu, B. Liu // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. – 2017. – № 56 (51). – P. 15184–15194.

98. Olenberg, A. Optimization of structured packings using twisted tape inserts / A. Olenberg, W. Reschetnik, G. Kullmer, E.Y. Kenig // *Chemical Engineering Research and Design*. – 2018. – № 132. – P. 1–8.

99. Amini, Y. CFD simulation of the structured packings: A review / Y. Amini, N. Esfahany // *Separation science and technology*. – 2018. – № 54 (1). – P. 1-19.

100. Фаизов, А.Р. Определение перепада давления неоросающих перекрестноточных насадочных контактных устройств с применением системы Ansys Fluent / А.Р. Фаизов, С.К. Чуракова, Г.М. Сидоров // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. – 2018. – № 32. – С. 42-45.

101. Совершенствование аппаратного оформления фракционирующего оборудования и схем разделения многокомпонентных смесей: специальность 05.17.07 «Химическая технология топлива и высокоэнергетических веществ»: диссертация на соискание ученой степени кандидата техн. наук / Фаизов Азамат Рамилевич; ФГБОУ ВО УГНТУ. – Уфа, 2019. – 140 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (ФГБОУ ВО "УГНТУ")**

 ул. Космонавтов, 1, г. Уфа, Республика Башкортостан, 450064. Тел.: (347) 242-03-70, факс: (347) 243-14-19. <http://www.rusoil.net>, E-mail info@rusoil.net
 ИНН 0277006179, ОГРН 1020203079016, ОКПО 02069450, КПП 027701001

08.06.21 № 061-594/34

На № _____ от _____

**Справка о внедрении
учебного пособия
«Расчет и подбор аппаратов воздушного охлаждения»**

Настоящим подтверждаем, что разработанное Лесным Д.В. совместно с авторами учебное пособие «Расчет и подбор аппаратов воздушного охлаждения», используется на кафедре «Нефтехимия и химическая технология» ФГБОУ ВО «Уфимский государственный технический университет» для выполнения курсовых и дипломных проектов в рамках курса «Процессы и аппараты химической технологии» студентами специальностей 18.03.01 (БТС, БТП, БТПп), 19.03.01 (БТБ), 18.03.02 (БТК), и 15.03.04 (БАТ).

Проректор по учебной работе



И.Г. Ибрагимов

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)



**Общество с ограниченной ответственностью
«Научно Исследовательский Проектный
Институт нефти и газа «Петон»**

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

ООО «НИПИ ИГ «ПЕТОН»

И.А. Мнушкин



«28» сентября 2020

**МАССООБМЕННЫЕ КОНТАКТНЫЕ УСТРОЙСТВА «РЕТОН»
ТАРЕЛЬЧАТОГО ТИПА**

ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ

ТУ 3611-002-12752969-19

Дата введения – 01.10.2020

2020 г.

Согласовано		Изнач. № подл.		Взам. инв. №		Изна. № дубл.		Подпись и дата	
Нач. отд. ОМО Рук. гр. ВКУ		Изнач. № подл.		Взам. инв. №		Изна. № дубл.		Подпись и дата	
Чуракова С.К. Лесной Д.В.		Изнач. № подл.		Взам. инв. №		Изна. № дубл.		Подпись и дата	
23.09.20		Изнач. № подл.		Взам. инв. №		Изна. № дубл.		Подпись и дата	
23.09.20		Изнач. № подл.		Взам. инв. №		Изна. № дубл.		Подпись и дата	

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)



ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНЖИНИРИНГОВЫЙ ХОЛДИНГ



Общество с ограниченной ответственностью
«Научно Исследовательский Проектный Институт нефти и газа «Петон»
(ООО «НИПИ НГ «Петон»)

В диссертационный совет Д 212.289.03
при ФГБОУ ВО «Уфимском государственном
нефтяном техническом университете»
450062, Республика Башкортостан, г. Уфа,
ул. Космонавтов, д.1

АКТ ВНЕДРЕНИЯ**результатов диссертационного исследования****Лесного Дениса Вячеславовича**

Настоящим подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Лесного Д.В. на тему «Совершенствование конструктивного оформления теплообменных и массообменных аппаратов», в частности, исследования в рамках определения области устойчивой работы клапанной тарелки с полноподъемным клапаном были использованы в рамках разработки ТУ 3611-002-12752969-19 "Массообменные контактные устройства "PETON" тарельчатого типа", а также для подбора клапанных тарелок с полноподъемным круглым клапаном в колонне стабилизации установки риформинга Л-35/11-600 АО «Газпромнефть-ОНПЗ». Получен акт выполненных работ.

Результаты научных исследований Лесного Д.В. обладают актуальностью, представляют практический интерес для интенсификации работы теплообменного и массообменного оборудования.

Главный технолог
ООО «НИПИ НГ «ПЕТОН»



З.Ф. Мингалимов