

ЮЖНО-КАЗАХСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. М.АУЭЗОВА

УДК 66.045

На правах рукописи

ЖУМАДУЛЛАЕВ ДАУЛЕТ КОШКАРОВИЧ

РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЬНЫХ И ПОВЕРХНОСТНЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ
ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

6D072400 Технологические машины и оборудование

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Научный руководитель
д.т.н., профессор
Волненко Александр Анатольевич

Зарубежный научный консультант
д.т.н., доцент
Левданский Александр Эдуардович

Республика Казахстан
Шымкент, 2018

СОДЕРЖАНИЕ

	НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ.....	4
	ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	5
	ВВЕДЕНИЕ.....	8
1	Современное состояние вопроса теплообмена в смесительных и поверхностных теплообменных аппаратах.....	13
1.1	Анализ работы и методы расчета смесительного теплообменного оборудования.....	13
1.2	Анализ работы и методы расчета поверхностного теплообменного оборудования.....	31
1.3	Постановка задач исследований.....	42
2	Гидродинамика и теплообмен при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока.....	45
2.1	Технологическая схема экспериментальной установки и методики проведения экспериментов.....	45
2.2	Гидродинамические закономерности и теплообменные характеристики при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока....	50
2.3	Физическая модель и математическое описание процесса вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах и турбулизаторов ядра потока.....	57
2.4	Расчет коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока....	61
2.5	Гидродинамические закономерности и теплообменные характеристики и при течении теплоносителя в кольцевом канале. Расчет коэффициентов сопротивления и теплоотдачи.....	62
2.6	Расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления при движении теплоносителя в кольцевом канале с поперечно кольцевыми канавками.....	67
3	Гидродинамика и тепломассообмен в смесительном насадочном аппарате с турбулизаторами теплоносителей.....	68
3.1	Технологическая схема экспериментальной установки и методики проведения экспериментов.....	68
3.2	Гидродинамика и теплообмен в трубчатом пучке с турбулизаторами теплоносителя.....	73
3.2.1	Гидродинамические характеристики трубчатого пучка.....	73
3.2.2	Теплообмен в трубчатом пучке.....	75
3.2.3	Расчет гидродинамических параметров и теплообменных характеристик трубчатого пучка с турбулизаторами теплоносителей.....	80
3.3	Гидродинамика и тепломассообмен в насадочной зоне смесительного аппарата.....	82
3.3.1	Гидродинамические характеристики насадочной зоны.....	82

3.3.2	Параметры тепломассообмена насадочной зоны.....	86
3.4	Расчет гидродинамических параметров и тепломассообменных характеристик насадочной зоны смесительного аппарата.....	93
4	Гидродинамика и теплообмен в поверхностных трубчатых теплообменниках.....	100
4.1	Гидродинамика трубчатых теплообменников.....	100
4.1.1	Гидродинамика трубчатого пучка.....	100
4.1.2	Гидродинамика межтрубного пространства.....	102
4.2	Теплообмен в трубчатых теплообменных аппаратах.....	104
4.3	Расчет гидродинамических параметров и тепломассообменных характеристик трубчатых теплообменников с турбулизаторами теплоносителей.....	106
5	Рекомендации по проектированию, методики расчета и внедрение смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей.....	108
5.1	Рекомендации по проектированию смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.....	109
5.2	Методики расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.....	112
5.3	Промышленные испытания и внедрение смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.....	113
5.3.1	Промышленные испытания и внедрение смесительного аппарата с трубчатой насадкой.....	113
5.3.2	Промышленные испытания и внедрение поверхностного теплообменного аппарата с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока.....	117
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	121
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	123
	ПРИЛОЖЕНИЯ.....	132

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты:

СТ РК 2.21-2007 ГСИ РК. Порядок проведения испытаний и утверждения типа средств измерений;

СТ РК 2.4-2007 Поверка средств измерений. Организация и порядок проведения.

СТ РК 2.1-2009 ГСИ РК. Термины и определения;

СТ РК 2.3-2009 ГСИ РК. Эталоны единиц величин, основные положения, порядок создания, утверждения, хранения, применения и совершенствования;

СТ РК 2.15-2013 Комитет технического регулирования и метрологии, Министерства индустрии и новых технологий РК;

ГОСТ 7.32-2001 Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

ГОСТ 7.1-2003 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ГОСТ 8.009-84 Государственная система обеспечения единства измерений. Нормируемые метрологические характеристики средств измерений.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В диссертационной работе использованы следующие обозначения и сокращения:

A – коэффициент;

B – коэффициент;

C – концентрация, $\text{кг}/\text{м}^3$; коэффициент сопротивления; теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

d_3 – эквивалентный диаметр кольцевого канала, м;

$d_{3\infty}$ – эквивалентный диаметр пучка, м;

D – диаметр аппарата, м; коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$; внутренний диаметр трубы, м;

d – диаметр насадки, капли, отверстия, частицы, м;

E – коэффициент эффективности;

F – поверхность, м^2 ; сила H; количество удерживаемой жидкости, м;

G – массовый расход газа, $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$; расход теплоносителя, $\text{кг}/\text{ч}$;

H – высота, м;

h_0 – количество удерживаемой жидкости (КУЖ), м;

h – высота, м;

i – энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$;

K – коэффициент; константа;

k – коэффициент; величина охлаждения; коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}$;

L – плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$; массовый расход жидкости, $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$, $(\text{кг}/\text{с})$; размер, м;

ℓ – длина, м;

m – масса, кг; величина, $\text{л}/\text{м}^3$; удельное орошение, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

n – количество, шт;

P – давление, Па;

ΔP – гидравлическое сопротивление или перепад давления, Па;

Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$;

r – радиус, м;

S – площадь, м^2 ; площадь поперечного сечения, м^2 ;

T – температура, K;

t – шаг размещения элементов, м; время, с;

Δt – температурный напор, K;

$U_{\text{ж}}$ – скорость жидкости, м/с;

u – истинная (локальная) скорость, м/с; пульсационная скорость, м/с

V – объем, м^3 ;

w – скорость, м/с;

ζ – коэффициент сопротивления;

δ – толщина стенки, м;

α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{K}$;

β – коэффициент массоотдачи, м/с;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 θ – коэффициент, характеризующий степень взаимодействия вихрей; условная температура процесса; температурный напор; время движения капли;
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); коэффициент;
 μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
 ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 W – плотность орошения аппарата, кг/(м²с); скорость потока, м/с;
 ρ – плотность, кг/м³;
 w – скорость, м/с;
 σ – поверхность насадки, м²/м³;
 f – частота образования вихрей, с⁻¹;
 τ – время, с; касательное напряжение, Па;
 φ – газосодержание, м³/м³; угол, град.

K_i – число Кирпичева;
 Eu – число Эйлера;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;
 Gr – число Грасгофа;
 Ga – число Галилея;
 Re – число Рейнольдса;
 Sc – число Шмидта;
 Sl – число Струхаля;
 Sh – число Шервуда.

Индексы, сокращения

г – газовая фаза; гидравлический;
ж – жидкая фаза; жидкость;
к – капля; контактная зона; конечная; квадратная;
кр – критическая;
КУЖ – количество удерживаемой жидкости
L – жидкая; орошаемая;
н – насадка; начальная; наружный;
ор – орошаемая;
пл – пленка;
р – радиальный;
ср – среднее;
св – свободный;
рас – расчетный;
стр – струя;
тр – труба; трения;
э – элемент; эффективная; эквивалентный;
экв – эквивалентный;

ч – частицы;
гл – гладкая поверхность;
о – изотермическое течение;
 ∞ – стабилизированное течение;
м – масло;
ст – стенка;
1 – на расстоянии;
' – параметр на входе;
" – параметр на выходе;
яд – сферические утолщения.

Аппараты

ВН – со взвешенной насадкой;
ПН – с подвижной насадкой;
ПАСС – пенный аппарат со стабилизатором слоя;
РПН – с регулярной подвижной насадкой;
ЦН – с циркулирующей насадкой;
ФН – с фонтанирующей насадкой;
ТН – теплообменник с неподвижными трубными решетками;
ТК – теплообменник с температурными компенсаторами на кожухе;
ТП – теплообменник с плавающей головкой.

ВВЕДЕНИЕ

Оценка современного состояния решаемой научной проблемы. Теплообменная аппаратура составляет весьма значительную часть технологического оборудования в химической и смежных отраслях промышленности. Удельный вес теплообменного оборудования составляет на предприятиях химической промышленности в среднем 15-18%, в нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности – 50% [1]. Это объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии (выпаривание, ректификация, сушка и др.) связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты.

По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на две большие группы: смесительные и поверхностные аппараты. В смесительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном контакте и смешении горячего и холодного теплоносителей. Типичным примером таких теплообменников являются форсуночные скрубберы, пенные аппараты дырчатыми и щелевыми провальными тарелками и со стабилизатором пенного слоя, скрубберы Вентури и жидкостно-инжекционные аппараты, насадочные аппараты со стационарной насадкой различного типа, аппараты с подвижным слоем орошаемой насадки, а также градирни тепловых электрических станций и кондиционеры.

В поверхностных аппаратах теплопередача между греющей и нагреваемой средами осуществляется через разделяющую стенку. Направление теплового потока в аппаратах, как правило, не меняется во времени, а процесс теплообмена может протекать как без изменения агрегатного состояния потоков, так и с изменением обеих или одной из рабочих сред.

К числу поверхностных теплообменных аппаратов относятся кожухотрубчатые, спиральные и пластинчатые теплообменники, а также водоводяные и пароводяные подогреватели, парогенераторы, экономайзеры, воздухоподогреватели и т.п.

Основанием для разработки темы явилась необходимость создания смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов, использующих для интенсификации проводимых процессов закономерности вихревого движения теплоносителей, а также разработки научно-обоснованной методики расчета.

Исходными данными к выполнению работы явились результаты исследований и методики расчетов известных конструкций смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

Обоснованием необходимости проведения научно-исследовательской работы послужило отсутствие теоретических и экспериментальных исследований теплообмена и гидродинамики в теплообменных трубах снабженных кольцевыми диафрагмами и сферическими турбулизаторами.

Сведения о планируемом научно-техническом уровне разработки. Разработка конструкций смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов и создание методик расчета, базирующихся на научных открытиях [2,3] о закономерностях вихревого взаимодействия фаз, фундаментальных

законах механики жидкости и газа, теорий тепло- и массообмена, свидетельствуют о высоком научно-техническом уровне разработки.

Сведения о патентных исследованиях. Патентные исследования, проведенные на глубину свыше сорока лет по СССР и России, США, Франции, ФРГ, Великобритании, Японии позволили сделать выводы о достоинствах и недостатках известных способов и конструкций смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов, а сопоставительный анализ результатов патентных исследований позволяет сделать заключение, что предлагаемые конструкции теплообменных аппаратов позволяют повысить интенсивность и эффективность их работы в процессе теплообмена.

Сведения о метрологическом обеспечении научно-исследовательской работы. При написании диссертационной работы соблюдена официальная терминология Международной организации законодательной метрологии. Опыты проведены с использованием приборов, прошедших государственную поверку в период эксплуатации, обеспечивающие соответствующий исследовательским и инженерным целям класс точности и соответствующие «Закону об обеспечении единства измерений». Эксперименты выполнены согласно методике выполнения измерений, соответствующие «Закону об обеспечении единства измерений». Геометрические, физические величины даны в единицах измерений, соответствующим СИ.

Актуальность проблемы. Для промышленных предприятий одной из основных задач является повышение эффективности работы теплообменников. Решить данную проблему возможно либо с применением уже испытанных методов, либо за счет поиска новых возможностей, способствующих интенсификации теплообмена в теплообменном оборудовании. На настоящий момент существует ряд разработанных и опробованных способов, которые позволят достигнуть стабильности работы теплообменников и увеличить их производительность.

Эффективным методом интенсификации теплообмена является создание вихревой структуры движения теплоносителей. В научной школе академика Балабекова О.С. проводятся исследования закономерностей создания вихревых структур, их взаимодействие и влияние на различные процессы химических технологий. Закономерности взаимодействия вихрей за различными препятствиями, расположенными вдоль и поперек движения потока положены в основу научных открытий [2,3].

Известно, что стремление к интенсификации проводимых процессов сопряжено с ростом энергетических затрат, и, с экономической точки зрения не всегда целесообразно использовать максимальные характеристики скоростных режимов. Применительно к теплообменным аппаратам критериями создания эффективных конструкций является также технологичность его сборки, снижение материалоемкости и увеличение (сохранение) прочностных характеристик.

Как показывают многочисленные данные, из всех известных методов интенсификации теплообмена в трубах наибольшее внимание как эффективным и технологически реализуемым уделяется искусственной турбулизации потока

кольцевыми диафрагмами [4]. Сущность предложенного метода заключается в следующем. На наружной поверхности трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки. При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристеночном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки теплообменных аппаратов.

Результаты исследований труб с накаткой показали возросшую эффективность процесса теплообмена при низких и средних числах Рейнольдса [5,6]. Отсутствуют результаты исследований при использовании турбулизаторов ядра потока.

Поэтому исследования конвективного теплообмена в каналах и трубах с регулярно расположенными интенсификаторами приграничных слоев и ядра потока при средних и выше средних числах Рейнольдса являются актуальными и представляют как научный, так и широкий практический интерес.

Работа выполнялась в соответствии с направлением исследований КН МОН РК по приоритету «Интеллектуальный потенциал страны» по теме: «Закономерности вихревого взаимодействия газового потока и полидисперсного аэрозоля при обтекании инертных твердых тел регулярной структуры с учетом фазовых переходов» на 2012-2014 г.г.

Объект и предмет. Объектами исследования явились лабораторные и промышленные установки с теплообменными аппаратами смесительного и поверхностного типов.

Предметом исследований явились гидродинамические закономерности и процессы теплообмена.

Методологической базой явились известные методы исследования диффузии тепла (вещества) от точечного и линейного источника, методы физических исследований для получения данных по гидродинамике, опытных коэффициентов массоотдачи в газовой фазе и теплоотдачи, методы математического и физического моделирования.

Цель работы: разработка научных основ процессов теплообмена в смесительных и поверхностных теплообменных аппаратах, создание научно-обоснованных методов их расчета и проектирования и апробация полученных результатов в опытно-промышленных условиях с реализацией в промышленности.

В соответствии с поставленной целью решались следующие **задачи**:

- установление гидродинамических закономерностей и теплообменных характеристик при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;
- моделирование процесса вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах и турбулизаторов ядра потока;

- получение расчетных зависимостей коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;

- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внутреннем и внешнем обтекании трубчатых элементов смесительного теплообменника с изменением режимных и конструктивных параметров и получение расчетных зависимостей;

- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внешнем обтекании трубчатых элементов поверхностного теплообменника с изменением режимных параметров и получение расчетных зависимостей;

- разработка научно-обоснованной инженерной методики расчета теплообменных аппаратов с трубчатой насадкой смесительного и поверхностного типов и рекомендаций по проектированию и эксплуатации;

- промышленная апробация результатов исследований.

Научная новизна работы заключается в том, что на основе теоретических и экспериментальных исследований закономерностей вихревого движения теплоносителей научно обоснована методология расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов. При этом:

- предложена физическая модель вихревого взаимодействия при обтекании периферийных кольцевых выступов и сферических турбулизаторов ядра потока при средних числах Рейнольдса с определением коэффициентов, учитывающих степень взаимодействия вихрей за кольцевыми диафрагмами, сферическими турбулизаторами ядра потока и их суммарного взаимодействия;

- получены уравнения для расчета интенсивности теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления теплоносителей в трубах с кольцевыми диафрагмами и сферическими турбулизаторами ядра потока при средних числах Рейнольдса;

- получены уравнения для расчета коэффициентов сопротивления, гидравлического сопротивления и количества удерживаемой жидкости, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме регулярной трубчатой насадки смесительного теплообменного аппарата;

- на основе использования диссипативного подхода получено уравнение для определения коэффициентов массоотдачи в газовой фазе, а исходя из аналогии процессов тепло- и массообмена – уравнение для расчета коэффициентов теплоотдачи смесительного теплообменного аппарата;

- получены уравнения для расчета гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме трубчатого пучка поверхностного теплообменного аппарата.

Практическая ценность работы. Разработана конструкция теплообменных труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока, защищенная инновационным патентом РК №28151 [7], а также конструкция тепломассообменного аппарата, защищенная инновационным патентом РК №30217 [8].

Разработаны методики расчета, рекомендации по проектированию и эксплуатации смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

Результаты исследований, методики расчета, рекомендации по проектированию промышленных аппаратов могут быть использованы преподавателями, инженерно-техническими и научными работниками различных отраслей промышленности, проектных организаций, научно-исследовательских и учебных институтов.

Апробация практических результатов. По результатам проведенных исследований разработана конструкция промышленного теплообменного аппарата с трубчатой насадкой, которая внедрена на АО «Актюбинский завод хромовых соединений» в технологической схеме очистки газовых выбросов прокалочной печи в производстве окиси хрома с экологическим эффектом по природоохранным мероприятиям 30,09 млн.тенге/год.

Разработан теплообменный аппарат поверхностного типа с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока, который внедрен в производстве термической фосфорной кислоты ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) с ориентировочным экономическим эффектом 4,2 млн.тенге/год.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, базирующихся на научных открытиях закономерностей вихревого движения потоков в области механики газа и жидкости, явлений тепло- и массообмена, полностью подтверждены результатами собственных исследований, полученных на лабораторных и промышленных установках, а также сопоставлением с литературными данными.

Научные положения, выносимые на защиту:

- физическая модель вихревого взаимодействия при обтекании периферийных кольцевых выступов и сферических турбулизаторов ядра потока при средних числах Рейнольдса с определением коэффициентов, учитывающих степень взаимодействия вихрей за кольцевыми диафрагмами, сферическими турбулизаторами ядра потока и их суммарного взаимодействия;

- уравнения для расчета интенсивности теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления теплоносителей в трубах с кольцевыми диафрагмами и сферическими турбулизаторами ядра потока при средних числах Рейнольдса;

- уравнения для расчета коэффициентов сопротивления, гидравлического сопротивления, количества удерживаемой жидкости, коэффициентов массоотдачи в газовой фазе и теплоотдачи смесительного теплообменного аппарата с трубчатой насадкой;

- уравнения для расчета гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме трубчатого пучка поверхностного теплообменного аппарата;

- методика расчета, проектирования и эксплуатации промышленных смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ТЕПЛООБМЕНА В СМЕСИТЕЛЬНЫХ И ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

1.1 Анализ работы и методы расчета смесительного теплообменного оборудования

Процессы смесительного теплообмена осуществляются в полых и насадочных скрубберах, тарельчатых колоннах, аппаратах с подвижной и регулярной насадкой и др.

Полые распыливающие аппараты (скрубберы) представляют собой колонны, в которых движется газ, встречающей по ходу движения жидкость, распыляемую на капли при помощи форсунок. Газ в них движется обычно снизу вверх, а жидкость подается через расположенные в верхней части колонны распылители с направлением факела распыла сверху вниз или под некоторым углом к горизонтальной плоскости [9].

В некоторых случаях, особенно при большой высоте колонны, распылители располагают в несколько ярусов. При этом факелы распыла направляют сверху вниз, либо снизу вверх. Применяют также комбинированную установку распылителей: часть факелом вверх, а часть - факелом вниз [9].

В противоточном форсуночном скруббере капли из форсунок падают навстречу потоку газов и должны быть достаточно крупными, чтобы не быть унесенными газовым потоком, скорость которого обычно составляет от 0,6 до 1,2 м/с.

В последнее время применяются скоростные скрубберы с линейной скоростью газов 5-8 м/с [10].

При расчете полого форсуночного скруббера должны быть известны [10]: расход очищаемых газов Q_{Γ} , плотность газов ρ_{Γ} , а при использовании скруббера в качестве пылеуловителя - плотность частиц улавливаемой пыли $\rho_{\text{ч}}$ и ее дисперсный состав.

Определяется площадь сечения скруббера, м^2 :

$$S = Q_{\Gamma} / \omega_{\Gamma}, \quad (1.1)$$

причем скорость ω_{Γ} принимается около 1 м/с (при условиях на выходе газов из аппарата). При большой скорости газов наблюдается интенсивный брызгоунос, в связи с чем, возникает необходимость установки каплеуловителей.

Противоточные скрубберы обычно представляет собой цилиндрическую колонну, в то время как аппараты с поперечным орошением имеют прямоугольное или квадратное сечение.

При выборе удельного расхода жидкости величину m выбирают в пределах от 0,5 до 8 л/м³ газов. При больших концентрациях пыли на выходе (10-12 г/м³) m принимают равной 6-8 л/м³. Отсюда общий расход жидкости, подаваемой на орошение аппарата:

$$Q_{\text{ж}} = mQ_{\text{г}}, \quad (1.2)$$

Гидравлическое сопротивление полого скруббера при отсутствии встроенного каплеуловителя и газораспределительной тарелки обычно не превышает 250 Па.

Ориентировочный расчет полого испарительного скруббера может быть проведен на основании данных об объемном коэффициенте теплопередачи, полученных в результате экспериментальных исследований аналогичных аппаратов.

В этом случае рабочий объем скруббера V , м³, рассчитывается по формуле [10]:

$$V = Q/(k_0 \Delta t), \quad (1.3)$$

где k_0 – объемный коэффициент теплопередачи, Вт/(м³ К); Δt – температурный напор, К.

Тепловая нагрузка аппарата Q рассчитывается по формуле (1.2), а температурный напор – по выражению:

$$\Delta t = \frac{t'_r - t''_r}{\ln \frac{t'_r - t_M}{t''_r - t_M}} \quad (1.4)$$

Значение температурного напора, рассчитанное по формуле (1.4), является приближенным, так как часть теплоты отнимается водой от газов (если начальная температура воды ниже температуры мокрого термометра) при повышении ее температуры до t_M . Однако, так как эта часть теплоты в испарительных скрубберах незначительна по отношению к основному количеству теплоты, расходуемому на испарение при *постоянной* температуре t_M , усложнять расчет нецелесообразно. Более правильно использовать среднеинтегральный температурный напор во избежании значительной ошибки.

Для приближенных расчетов величину k_0 можно определить по эмпирической формуле [11]:

$$k_0 = x (116,5 + 525 G_{\text{ж}}/G_{\text{г}}) (1 + t_{\text{ср}}/1000), \quad (1.5)$$

где x – коэффициент пропорциональности (при противотоке $x = 1$; при прямотоке $x = 2$); $t_{\text{ср}}$ – средняя температура газов, °С.

При ориентировочном расчете диаметр полого скруббера D , м, определяют из условия, что скорость газов $w''_{\text{г}}$ на выходе из него не должна превышать 1,0–1,2 м/с с целью уменьшения брызгоуноса капель неиспарившейся жидкости:

$$D = \sqrt{\frac{G_{\text{г}}(1+d'')}{\rho_{\text{г}} w''_{\text{г}} \cdot 0,785}}, \quad (1.6)$$

где $\rho''_г$ —плотность газов при условиях на выходе из аппарата, кг/м³.

Полезную высоту скруббера рассчитывают по формуле:

$$H = V/(0,785 D^2). \quad (1.7)$$

Оптимальным соотношением между диаметром и высотой является $H/D > 2,5$.

Метод точного аналитического расчета полого испарительного скруббера с использованием ЭВМ приведен в [12].

При создании скрубберов, работающих в режиме полного испарения, важно обеспечить тонкий распыл жидкости, так как продолжительность испарения капель жидкости пропорциональна квадрату их диаметра. Поэтому в случае применения для распыла жидкости механических форсунок давление перед распылителями составляет от 1,5 до 4,5 МПа. Для их надежной работы из-за небольших отверстий истечения необходима особо чистая вода. Важное значение для эксплуатации испарительных скрубберов имеет регулировка расхода воды. Уменьшить расходы воды на механическую форсунку нельзя из-за ухудшения качества распыла, поэтому в случае необходимости отключается часть форсунок или применяются специальные форсунки с рециркуляцией воды. Большая полнота испарения может быть достигнута при подаче на орошение скруббера воды, имеющей температуру мокрого термометра [10].

При конденсационном охлаждении газов до точки росы и ниже в полых скрубберах могут устанавливаться форсунки грубого распыла, что позволяет работать на оборотной воде, содержащей некоторое количество взвеси. Газовый поток в таком скруббере обычно направляется снизу вверх, вода распыливается форсунками, размещенными таким образом, чтобы все поперечное сечение скруббера было перекрыто факелами разбрызгиваемой жидкости. При большом расчетном расходе подаваемой воды форсунки могут устанавливаться в несколько ярусов [10].

Для снижения температуры газов до 20 –30 °С необходимо, чтобы вода подавалась с температурой на 5 –10°С ниже. Наиболее низкие температуры (8 – 12 °С) имеет вода из артезианских скважин.

Для расчета противоточного конденсационного скруббера обычно располагают следующими исходными данными: количеством охлаждаемых сухих газов $G_г$, физическими параметрами газов, начальным влагосодержанием d' , начальной и конечной температурами газов $t'_г$ и $t''_г$, начальной и конечной температурами орошающей жидкости $t'_ж$ и $t''_ж$. Расчет рекомендуется проводить в следующем порядке [10].

1. Находят по таблицам термодинамических свойств газов, соответствующее насыщенному газу при $t''_г$, и рассчитывают тепловую нагрузку аппарата Q .

2. Определяют расход воды на орошение.

3. Температурный напор Δt рассчитывают по формуле

$$\Delta t = \frac{(t'_r - t''_ж) - (t''_r - t'_ж)}{\ln \frac{(t'_r - t''_ж)}{(t''_r - t'_ж)}}, \quad (1.8)$$

4. Определяют полезный рабочий объем скруббера из выражения (1.3).

Надежных данных по расчету коэффициентов теплопередачи в подобных форсуночных скрубберах до настоящего времени не имеется. Поэтому приходится пользоваться при расчетах коэффициентами теплопередачи, полученными экспериментальным путем при исследовании промышленных установок.

При охлаждении в полых скрубберах доменного газа [13] рекомендуется пользоваться формулой

$$k_o = \left(417 + 112 \lg \frac{W_ж}{\rho_ж} \right) \rho_r W_r, \quad (1.9)$$

где $W_ж$ – плотность орошения аппарата, кг/(м²с).

Выражение (1.9) получено при изменении скорости газов в пределах 0,49 – 2,16 м/с и плотности орошения 1,0 – 8,5 кг/(м²с). Орошение скрубберов доменной газоочистки осуществляется эвольвентными форсунками с диаметром сопла 15 – 25 мм, устанавливаемыми в несколько рядов.

Значение объемного коэффициента теплопередачи $k_o = 235$ Вт/(м³К), близкое к значениям, рекомендуют Гордон и Пейсахов [14] при плотности орошения примерно 0,8 кг/(м²с).

Для оценочного расчета рабочего объема скруббера при скорости в нем газов 4,0–9,0 м/с и начальной температуре газов 50–70°С можно воспользоваться выражением

$$V = 1,32 \times 10^4 \frac{Q \cdot d^2}{\Delta t \cdot \lambda_r} \left(\frac{v_r}{\omega_{o.r} \cdot d_k} \right)^{1,58}, \quad (1.10)$$

где d_k – средний диаметр капель, распыливаемых форсунками, м; $\omega_{o.r}$ – скорость движения капель относительно газов, м/с.

5. Рассчитывают диаметр аппарата с учетом принятой скорости газов по формуле (1.6).

Насадочные аппараты (со стационарной насадкой) представляют собой колонны, загруженные насадкой (кольца, седла, кусковой материал, деревянные решетки и т.д.). Соприкосновение газа с жидкостью происходит в основном на смоченной поверхности насадки, по которой стекает орошающая жидкость. Поверхность насадки в единице объема аппарата может быть довольно большой и поэтому в сравнительно небольших объемах можно создать значительные поверхности теплообмена [9].

Течение жидкости по насадке носит в основном пленочный характер. При перетекании жидкости с одного элемента насадки на другой пленка жидкости разрушается и на нижележащем элементе образуется новая пленка. Некоторая

часть жидкости при этом проваливается в виде капель через расположенные ниже слои насадки.

При определенных условиях пленочное течение жидкости в насадочных аппаратах нарушается, и контакт между газом и жидкостью осуществляется в режиме барботажа [9].

При охлаждении и осушке газов в скрубберах с неподвижной насадкой, орошаемой жидкостью, расчет основан на решении системы уравнений теплопередачи, теплового и материального балансов [15]:

$$Q = kF\Delta t, \quad (1.11)$$

где k – коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице площади поверхности теплообмена (смоченной поверхности насадки) F ; Δt – средний температурный напор.

$$Q = G_{\Gamma}(H'_{\Gamma} - H''_{\Gamma} - Wc_{\text{ж}} t''_{\text{ж}}) h = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}), \quad (1.12)$$

$$W = G_{\Gamma} (d'_{\Gamma} - d''_{\Gamma}), \quad (1.13)$$

где G_{Γ} – расход газа, (кг сух.газа)/с, $G_{\text{ж}}$ – расход жидкости (обычно воды) на входе в аппарат; W – количество конденсата, образовавшегося при конденсации пара из охлаждаемого газа; $H'_{\Gamma} - H''_{\Gamma}$ и $d'_{\Gamma} - d''_{\Gamma}$ – изменения энтальпии и влагосодержания газа (кг пара/кг сухого газа) в аппарате; $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость воды; $t'_{\text{ж}}$ и $t''_{\text{ж}}$ – ее температура до и после скруббера; $h = 0,97 - 0,99$ – коэффициент тепловых потерь в окружающую среду.

Коэффициент теплопередачи практически равен коэффициенту теплоотдачи в газе, так как $\alpha_{\text{ж}} \gg \alpha_{\Gamma}$. Поэтому при его расчете можно использовать критериальное уравнение Т. Хоблера [16, 17]:

$$k = \alpha_{\Gamma} = 0,0024 (l_{\Gamma}/d_{\text{э}}) \text{Re}_{\Gamma}^{0,7} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,7} \text{Pr}^{0,33} (1 + \epsilon x), \quad (1.14)$$

где l_{Γ} – теплопроводность газа; $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр насадки, $d_{\text{э}} = \nu/s$; здесь ν и s – свободный объем и площадь поверхности насадки в единице занимаемого ею объема; $\text{Re}_{\Gamma} = w_{\Gamma} d_{\text{э}}/\nu_{\Gamma}$; $\text{Re}_{\text{ж}} = H_W d_{\text{э}}/\nu_{\text{ж}}$; здесь ν_{Γ} и $\nu_{\text{ж}}$ – кинематические вязкости газа и жидкости; w_{Γ} – скорость газа в свободном сечении насадки; Pr – число Прандтля для газа; x – среднелогарифмическая концентрация пара в газе; $x = (x_{\text{п}} - x_{\text{н}})/\ln(x_{\text{п}}/x_{\text{н}})$; здесь $x_{\text{п}}$ и $x_{\text{н}}$ – средние концентрации пара соответственно в потоке газа и у межфазной поверхности; $\epsilon = 130$ в диапазоне температур газа от 20 до 90 °С.

Скорость газа в живом сечении насадки w_{Γ} не должна превышать скорости эмульгирования $w_{\text{э}}$, при которой начинается переход к пенному режиму и насадка захлебывается. Обычно $w_{\Gamma} = (0,75 - 0,8) w_{\text{э}}$, и ее определяют из соотношения:

$$\text{Re}' = (w_{\Gamma} d_{\text{э}})/\nu_{\Gamma} = 0,045 \text{Ar}^{0,57} (G_{\Gamma}/G_{\text{ж}})^{0,43}, \quad (1.15)$$

где $Ar = d_3^3 g (\rho_{ж} - \rho_{г}) / (v_{г} \rho_{г})$.

Средний температурный напор Δt рассчитывают как среднелогарифмический [16, 18].

Обобщенное уравнение для определения коэффициента теплопередачи от охлаждающегося ненасыщенного газа к жидкости в колонных аппаратах с насадками, можно определить по уравнению [19]:

$$Ki = 0,01 \cdot Re_{г}^{0,7} \cdot Re_{ж}^{0,7} \cdot Pr_{г}^{0,33}. \quad (1.16)$$

Здесь $Ki = K \cdot d_3 / \lambda_{г}$ – критерий Кирпичева; $Re_{г} = 4 \cdot \omega_{ф} \cdot \rho_{г} / (\sigma \cdot \mu_{г})$ – критерий Рейнольдса для газа; $Re_{ж} = 4 \cdot L / (\sigma \cdot \mu_{ж})$ – критерий Рейнольдса для жидкости; $Pr_{г} = c_p \cdot \mu_{г} / \lambda_{г}$ – критерий Прандтля для газа; K – коэффициент теплопередачи от газа к жидкости, Вт/(м²К); $d_3 = 4 \cdot V_{св} / \sigma$ – эквивалентный диаметр насадки, м; $V_{св}$ – свободный объем насадки, м³/м³; σ – удельная поверхность насадки, м²/м³; $\omega_{ф}$ – фиктивная скорость газа в аппарате (отнесенная к полному поперечному сечению аппарата), м/с; L – плотность орошения, кг/(м²с).

Уравнение (1.16) получено по экспериментальным данным для охлаждения воздуха от 80 до 2⁰С при удельном орошении водой, равном 3,5-10 м³/(м²ч) [19].

Аппараты тарельчатого типа выполняют в виде колонн в основном круглого сечения, по высоте которых расположены тарелки (ситчатые, колпачковые, клапанные и др.), причем на каждой тарелке осуществляется одна ступень контакта. Таким образом, в тарельчатых аппаратах происходит ступенчатый контакт с соединением ступеней противотоком: газ поступает в нижнюю часть колонны и выходит сверху; жидкость подводится сверху и выходит снизу. На каждой тарелке, в зависимости от конструкции, может осуществляться тот или иной вид движения фаз, обычно перекрестный ток или полное перемешивание жидкости [9].

В тарельчатых, так называемых пенных аппаратах, применяются два основных вида провальных тарелок: дырчатые и щелевые [20, 21].

Щелевые тарелки подразделяются на решетчатые, трубчатые и колосниковые. Трубчатые и колосниковые щелевые тарелки изготавливаются сварными из трубок, пластин или прутков.

Оптимальная толщина тарелки с точки зрения гидравлического сопротивления должна составлять 4 – 6 мм.

Диаметр отверстий d_0 в тарелках пенного аппарата составляет от 4 до 8 мм, ширина щели $b = 4 - 5$ мм, а свободное сечение колеблется от 0,2 до 0,25 м²/м². В теплообменных пенных аппаратах ширина щели может быть увеличена от 5 до 8 мм, а свободное сечение – от 0,4 до 0,5 м²/м².

Разновидностью пенного аппарата является пенный аппарат со стабилизатором пенного слоя (ПАСС). Газопромыватель разработан ЛТИ совместно с институтом Проектпромвентилиация [21, 22]. Отличие от аппарата (газопромывателя) с провальной тарелкой заключается в наличии

стабилизатора пены непосредственно на тарелке в виде сотовой решетки из вертикально расположенных пластин, разделяющих сечение аппарата и пенный слой на ячейки.

Стабилизатор пены предотвращает возникновение волнового режима на тарелке вплоть до скорости газов 4,0 м/с, т. е. существенно расширяет скоростной интервал пенного режима. Благодаря стабилизатору происходит значительное накопление жидкости на тарелке и, следовательно, увеличение высоты пены по сравнению с провальной тарелкой без стабилизатора. Существенно уменьшается расход воды на орошение аппарата.

Рекомендуются следующие размеры стабилизатора: высота пластин 60 мм; размер ячеек – от 35 x 35 до 40 x 40 мм.

Оптимальными условиями работы аппарата являются $w_{\Gamma} = 2,5 - 3,5$ м/с и $m = 0,05 - 0,1$ л/м³. В аппарате устанавливаются дырчатые провальные тарелки ($d_0 = 3 - 6$ мм и $S_0 = 0,14 - 0,22$ м²/м²) и щелевидные трубчатые провальные тарелки ($b = 3 - 6$ мм и $S_0 = 0,12 - 0,18$ м²/м²) из труб диаметром $d_{\text{тр}} = c = 20 - 32$ мм.

В пенных аппаратах удельное орошение при очистке газов (без необходимости охлаждения) составляет от 0,4 до 0,6 л/м³ газов.

Плотность орошения, кг/(м² с):

$$W_{\text{ж}} = mw_{\Gamma}\rho_{\text{ж}}, \quad (1.17)$$

где m – удельное орошение, м³/м³ газов.

Минимальная линейная скорость газов, при которой образуется пенный режим в указанных пределах плотности орошения, может быть принята равной от 1,0 до 1,2 м/с. Максимальная скорость газов при пенном режиме $w_{\text{кр}}$, м/с, рассчитывается методом последовательных приближений по эмпирической зависимости [23]:

$$\lg w_{\text{кр}} = 1350 \frac{S_0^2 d_0}{A} + 0,154, \quad (1.18)$$

где d_0 – эквивалентный диаметр отверстий тарелки, м: для дырчатых тарелок $d_0 = d_0$, для щелевых $d_0 = 2b$; A – коэффициент, определяемый из выражения

$$A = 38,8 (W_{\text{ж}}/W_{\text{ст}})^{-0,57} m^{0,7} (r_{\text{ж}}/r_{\Gamma})^{0,35}, \quad (1.19)$$

где $W_{\text{ст}}$ – стандартная плотность орошения, равная 1 кг/(м²с).

При расчете предварительно задаются линейной скоростью газов в аппарате w_{Γ} , принимая ее равной 2 – 2,3 м/с, и по уравнению (1.17) определяют $W_{\text{ж}}$.

Рабочая скорость газов w_{Γ} в аппарате (на входе в слой пены) должна составлять от 0,9 до 0,95 $w_{\text{кр}}$. Если $w_{\text{кр}}$ окажется по расчету меньше

принятой w_r или больше, чем $1,1 w_r$, то расчет повторяют, уточняя принятое ранее значение w_r .

Диаметр аппарата:

$$D = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi\omega_r}\right)}. \quad (1.20)$$

Если $D > 2,5$ м, то следует устанавливать несколько параллельных аппаратов. В этом случае большое внимание необходимо уделять равномерности распределения газов по всей площади сечений аппаратов. Поэтому в аппаратах большого сечения иногда вместо одной устанавливают две тарелки, полагая, что первая из них (по ходу газов) обеспечивает равномерное газораспределение.

Полное гидравлическое сопротивление аппарата, Па, определяется по уравнению:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_r + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{кап}}, \quad (1.21)$$

где $\Delta p_{\text{вх}}$ – гидравлические потери при входе газов в аппарат, Па; $\Delta p_{\text{вых}}$ – гидравлические потери при выходе газов из аппарата, Па; Δp_r – полное гидравлическое сопротивление одной или нескольких тарелок (в случае многопалочного аппарата) со слоем пены, Па; $\Delta p_{\text{кап}}$ – гидравлическое сопротивление каплеуловителя, встроенного в аппарат, Па.

Значения $\Delta p_{\text{вх}}$, $\Delta p_{\text{вых}}$ невелики и составляют 50 – 100 Па, более точно могут быть рассчитаны по рекомендациям [24].

Полное гидравлическое сопротивление тарелки, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_r = A^2 \frac{\omega_r^2 \rho_r}{2S_0^2} + \Delta p_\sigma, \quad (1.22)$$

где Δp_σ – гидравлическое сопротивление, создаваемое силами поверхностного натяжения, Па.

При пенном режиме коэффициент A рассчитывается из выражения (1.19).

Для щелевых тарелок

$$\Delta p_\sigma = 2s/b, \quad (1.23)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения при условиях на границе раздела фаз газ – жидкость, Н/м.

Для дырчатых тарелок

$$\Delta p_\sigma = \frac{4\sigma}{1,3d_0 + 0,08d_0^2}. \quad (1.24)$$

Гидродинамический расчет пенных аппаратов с провальными тарелками может быть проведен по номограмме, приведенной в работе [10]. С ее помощью определяют один из четырех параметров (w_r, m, d_0, S_0) при трех других заданных, гидравлическое сопротивление тарелки Δp_T , а также высоту слоя пены на тарелке H_p . Номограмма применима в пределах параметров, соответствующих пенному режиму, т.е. при скоростях газов от 0,8 до 2,0 м/с.

Для уменьшения уноса брызг расстояние от верхней тарелки до места отвода газов из аппарата должно быть не менее 1,0 м.

Если аппарат с провальными тарелками используется для охлаждения, увлажнения и предварительной очистки (кондиционирования) газов или устанавливается перед другим мокрым пылеуловителем, он может работать при $w_r > w_{кр}$, но ниже скорости точки захлебывания, м/с, [25, 26]

$$w_3 = 0,416 \sqrt{\frac{\rho_{ж} - \rho_r}{\rho_r}} S_0 \phi, \quad (1.25)$$

Доля свободного сечения тарелки, занятого газом:

$$\phi = 1 - \frac{1,37^3 \sqrt{m^2 \rho_{ж} / (\rho_r \xi_{c/x})}}{1 + 1,37^3 \sqrt{m^2 \rho_{ж} / (\rho_r \xi_{c/x})}}, \quad (1.26)$$

где $x_{сух}$ – коэффициент гидравлического сопротивления сухой тарелки, для обычно применяемых в пенных пылеуловителях дырчатых и щелевых тарелок толщиной 4 – 6 мм $x_{сух} = 1,6 - 1,7$. Значения $x_{сух}$ для различных типов тарелок приведены в [24].

Гидравлическое сопротивление провальных тарелок со свободным сечением $S_0 = 0,25 \text{ м}^2/\text{м}^2$ при $w_r > w_{кр}$, а также провальных тарелок с большим свободным сечением рассчитывается также по формуле (1.22).

Гидравлическое сопротивление газопромывателя ПАСС рассчитывается по формуле (1.21), причем

$$\Delta p_T = \frac{\xi_{c/x} \rho_r \omega_r^2}{2 S_0^2 \phi^2} + \Delta p_{п} + \Delta p_{\sigma}. \quad (1.27)$$

Наибольшие трудности при расчете теплообмена в тарельчатых аппаратах связаны с определением площади межфазной поверхности. Поэтому коэффициенты теплопередачи обычно относят к рабочей площади тарелки. В результате такого подхода определяется не истинный коэффициент теплопередачи k , а произведение $k A$, где A – поверхность контакта фаз, развиваемая на 1 м² площади тарелки, м²/м².

При испарительном охлаждении газов в аппарате с провальными тарелками при барботажном, пенном и волновом режимах взаимодействия газов и жидкости коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади тарелки, может быть определен [27] по формуле

$$\text{Nu} = 0,52 \text{Re}_r^{0,87}, \quad (1.28)$$

где $\text{Nu} = k A / l_r$ – модифицированное число Нуссельта; $\text{Re}_r = w_r l / (n_r S_0)$ – число Рейнольдса; S_0 – свободное сечение тарелки, $\text{м}^2/\text{м}^2$; $l = \sqrt{\sigma \cdot (\rho_{\text{ж}} g)}$ – линейный параметр, м; s – поверхностное натяжение жидкости, Н/м. Значения параметров w_r , l_r и n_r выбираются в соответствии с условиями на входе в аппарат, т. е. w'_r , l' и n'_r .

Формула (1.28) может быть применима для расчета коэффициента теплопередачи при охлаждении ненасыщенных газов с начальной температурой 250 – 300 °С в аппаратах с дырчатыми и щелевыми тарелками со свободным сечением 0,14 – 0,41 $\text{м}^2/\text{м}^2$, диаметром отверстий (для дырчатых тарелок) 3,0 – 6,0 мм и шириной щели (для щелевых) 3,0 – 4,0 мм, а также в аппаратах с трубчатыми тарелками со свободным сечением 0,3 – 0,5 $\text{м}^2/\text{м}^2$. Скорость газов в свободном сечении аппарата может изменяться в пределах от 1,0 до 4,5 м/с, плотность орошения – от 1,7 до 8,5 $\text{кг}/(\text{м}^2 \text{с})$.

Коэффициент g при испарительном охлаждении газов в тарельчатом аппарате невелик, и при оценочных расчетах его можно принять равным нулю. Тогда расход орошающей жидкости может быть определен.

При исследовании конденсационного охлаждения газов с начальной температурой 50 - 70 °С в тарельчатых аппаратах [28] получена критериальная зависимость для расчета коэффициента теплопередачи:

$$\text{Nu}' = 66,2 \text{Re}_r^{0,54}, \quad (1.29)$$

Все физические параметры, входящие в критерии Nu' и Re_r , выбираются по условию на входе в аппарат.

Критериальное уравнение (1.29) получено при исследовании аппаратов с дырчатыми, щелевыми и трубчатыми провальными тарелками, работающих как в пенном, так и в волновом режимах взаимодействия газов и жидкости (скорость газов в свободном сечении аппарата изменялась в пределах от 1,45 до 5,0 м/с). Из представленной зависимости следует, что в диапазоне температур насыщенных газов до 75 °С как начальное влагосодержание, так и перепад влагосодержаний в процессе охлаждения не оказывают существенного влияния на интенсивность процесса охлаждения.

Практика показывает, что для охлаждения насыщенных газов до 20 – 30 °С при температуре точки росы 70 – 85 °С необходимо устанавливать в аппарате 3–4 тарелки.

В аппаратах с подвижной насадкой легкие насадочные тела поддерживаются током газа во взвешенном (псевдооживленном) состоянии. В качестве насадочных тел обычно используют полые или сплошные шары из полиэтилена, полипропилена, пенополистирола и других пластических масс, а также из пористой резины [9].

Класс аппаратов с подвижным слоем орошаемой насадки для проведения процессов теплообмена представляют аппараты: со взвешенной насадкой (ВН); с фонтанирующей насадкой (ФН); с циркулирующей насадкой (ЦН) [29].

Методика расчета гидродинамических и массообменных характеристик подробно представлена в работах [29-31].

Коэффициент теплопередачи аппаратов с подвижной шаровой насадкой в расчете на единицу площади тарелки kA при охлаждении ненасыщенных газов с начальной температурой 200–250 °С можно найти из критериального уравнения [32], подобного уравнению (1.28):

$$Nu' = 2,62 Re_r^{0,79} \left(\frac{H_{ст}}{d_{ш}} \right)^{0,3}, \quad (1.30)$$

где $Re_r = \omega_r' \sqrt{\sigma / (\rho_{ж} g)} / \nu_r'$ - число Рейнольдса для газов; $H_{ст}$ – высота статического слоя шаровой насадки, м; $d_{ш}$ – диаметр элемента шаровой насадки, м. (Параметры, входящие в критерии Nu' и Re_r , принимаются по условиям на входе в аппарат.)

Уравнение (1.30) получено при массовой нагрузке аппарата по жидкости $W_{ж} = 3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$ и соблюдении следующих условий: аппарат работает в режиме полного псевдооживления; отношение $H_{ст}/d_{ш} = 5 - 16$.

Расчет скруббера с подвижной шаровой насадкой при охлаждении ненасыщенных газов ведется аналогично расчету аппаратов с провальными тарелками. При этом скорость газов в свободном сечении аппарата выбирается таким образом, чтобы процесс охлаждения газов протекал в режиме полного псевдооживления, и может быть рассчитана по формуле:

$$\omega_r' = 2,76 S_0^{0,4} \left(\frac{G_{ж} \rho_r'}{\rho_{ж} G_r (1+d')} \right)^{-0,15}, \quad (1.31)$$

где S_0 – свободное сечение опорной тарелки, обычно принимается равным $0,4 \text{ м}^2/\text{м}^2$.

Работа **аппаратов с регулярной подвижной насадкой (РПН)** основана на использовании вихревого взаимодействия газового и жидкостного потоков за насадочными элементами, расположение которых отвечает принципу продольно-поперечного секционирования [29]. Это достигается за счет регулярного расположения элементов насадки вдоль и поперек движения потоков. Насадочные элементы в аппаратах с РПН имеют форму шаров, кубиков, цилиндров, пластин и т.д. [33-36].

Для аппаратов с регулярной подвижной пластинчатой насадкой [37] проведены исследования гидродинамических закономерностей и получены расчетные зависимости гидравлического сопротивления:

$$\Delta P = \Delta P_c (1 + f), \quad (1.32)$$

где:

$$\Delta P_c = \xi \theta_\theta \frac{\rho_2 W_2^2}{2 \varepsilon_0^2} \cdot \frac{H}{t_\theta}, \quad (1.33)$$

здесь $\xi = 1,1$ коэффициент сопротивления прямоугольной плоской пластины;
 θ_θ - параметр, учитывающий влияние расположения элементов насадки на струне определяемый по формуле:

$$\theta_\theta = \frac{2\theta \cdot t_\theta}{4\theta^2 - 2\theta \cdot t_\theta + t_\theta}. \quad (1.34)$$

Для эжекционного и форсуночного варианта аппарата РПН [38] получены уравнения для расчета гидравлического сопротивления:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_{жс}, \quad (1.35)$$

для эжекционного варианта

$$\Delta P_c = \left(\xi_n + \frac{\xi_n}{\varepsilon_n^2 \cdot \Gamma^2} \cdot \frac{H_n}{t_\theta} \right) \cdot \frac{\rho_2 W_{2n}^2}{2}, \quad (1.36)$$

для форсуночного варианта

$$\Delta P_c = \left(\xi_p \frac{1}{S_0^2} + \frac{S_n}{\varepsilon_n^2} \cdot \frac{H_n}{t_\theta} \right) \cdot \frac{\rho_2 W_2^2}{2}, \quad (1.37)$$

здесь ξ_n, ξ_p, ξ_n - коэффициенты сопротивления газовых патрубков, решеток и насадки, соответственно.

Для коэффициента сопротивления насадки дано выражение:

$$\xi_n = 0,26 \cdot \theta_\theta \cdot \theta_\theta \cdot \exp\left(0,121 \frac{t_\theta}{\theta}\right), \quad (1.38)$$

где $\theta_\theta, \theta_\theta$ - коэффициенты характеризующие степень взаимодействия вихрей в вертикальном и горизонтальном направлениях, соответственно.

Сопротивление газожидкостного слоя для эжекционного аппарата уравнение (1.35) определяется по формуле:

$$\Delta P_{жс} = \lambda \frac{\rho_2 W_{2n}^2}{2} + \rho_{жс} g [(1 - \varphi_\theta) \cdot \Delta h + h_{нл}]. \quad (1.39)$$

В работах [39,40] приведены результаты исследований гидродинамических закономерностей аппарата с регулярной подвижной шаровой насадкой (шахматное расположение), в котором элементы насадки жестко насажены на гибкие струны, закрепленные сверху к крепежной решетке, а нижние концы струн свободно пропускались через отверстия опорно-распределительной решетки. Диаметр шаровой насадки составлял 40мм с плотностью 650кг/м³. Расстояние между элементами насадки на струне по вертикали $t_b=4d$, расстояние между струнами $t_p=2,5d$. По результатам исследований выявлены следующие режимы работы аппарата РПН: пленочной, переходной, развитой турбулентности и интенсивного брызгоуноса. Для расчета гидравлического сопротивления предложена зависимость:

$$\Delta P = \xi_{c.p.} \frac{\rho_z W_z^2}{2S_0^2} + 2\xi_{cm} \left(\frac{W_z}{\varphi} \right)^2 \frac{H_{\delta}}{D_a} + \Delta P_{c.n.} + \left[\varepsilon_0 - \varphi - 4 \left(\frac{d_n}{D_a} \right)^2 n_s \frac{h_{nl}}{H_{\delta}} \right] \rho_{жс} \cdot g H_{\delta}, \quad (1.40)$$

в которой

$$\Delta P_{c.n.} = 2\xi_n \frac{\rho_z W_z^2 (1 - \varepsilon_0)}{d_n \varepsilon_n^2}. \quad (1.41)$$

Количество удерживаемой жидкости рассчитывается по формуле:

$$F_z = 0,019 \left(\frac{W_z}{W_{жс}} \right)^{0,17} S_0^{0,25}, \quad (1.42)$$

Для расчета высоты газожидкостного слоя дано выражение:

$$H_{\delta} = \frac{h_0}{\varepsilon_0} \left[1 + \frac{K(1 - \varepsilon_0)}{\varepsilon_0} \right] F_z + 2 \sqrt{\frac{K}{\varepsilon_0}} F_z, \quad (1.43)$$

а для расчета газосодержания:

$$\varphi = \frac{2}{\sqrt{\frac{1}{K\varepsilon_0 F_z} \left[1 + \frac{2K(1 - \varepsilon_0)}{\varepsilon_0} F_z + 2 \sqrt{\frac{K}{\varepsilon_0}} F_z \right] + 1 + 1}}. \quad (1.44)$$

В работах [33, 41-43] для аппаратов с регулярной подвижной насадкой различной геометрической формы принят единый подход для определения гидравлического сопротивления:

$$\Delta P = \xi \frac{H}{t_s} \cdot \frac{\rho_z W_z^2}{2\varepsilon_0^2}, \quad (1.45)$$

где $\xi_L = K \cdot \theta_{\epsilon L} \cdot \theta_{pL} (t_{\epsilon} / \epsilon)^{0,65} \exp(-0,177 \cdot t_{\epsilon} / \epsilon)$ - коэффициент сопротивления для пластинчатой насадки при больших плотностях орошения [33];

$\xi_L = 0,1 \cdot \theta_{\epsilon} \cdot \theta_p \cdot \text{Re}_{\text{жс}}^{0,2}$ - коэффициент сопротивления для пластинчатой насадки при плотностях орошения до $100 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ [42];

$\xi_c = 0,35 \cdot \theta_{\epsilon} \cdot \theta_p \cdot K_{\epsilon}^{0,024}$ - коэффициент сопротивления для пластинчатых вибрирующих насадок [41];

$\xi_c = K_1 \cdot \theta_{\epsilon} \cdot \theta_p + \left(\frac{\text{Re}_u}{\text{Re}_{\epsilon}} \right)^{0,5}$ - коэффициент сопротивления для вращающихся пластин круглой и квадратной формы [41]; $K_1 = 0,1$ - для круглых и $K_1 = 0,075$ для квадратных вращающихся пластин; θ_{ϵ} и θ_p - коэффициенты для определения степени взаимодействия вихрей в вертикальном и в радиальном направлениях;

$\xi_L = 0,677 \theta_{\epsilon} \theta_p \text{Re}_{\text{жс}}^{0,1}$ коэффициент сопротивления для шаровой насадки [43].

Во всех аппаратах с регулярной подвижной насадкой [33, 41, 44] для расчета количества удерживаемой жидкости принят энергетический подход, базирующийся на уравнении сохранения энергии газового потока при одномерном и установившемся движении его в элементарном объеме одной ячейки. В результате получено выражение для определения количества удерживаемой жидкости:

$$h_0 = (h_{nl} + h_k) \cdot \frac{H}{t_{\epsilon}}. \quad (1.46)$$

Для плоских пластин [37] пленочная составляющая КУЖ рассчитывается по формуле:

$$h_{nl} = \delta_{nl} \epsilon^2 / t_{\epsilon}^2, \quad (1.47)$$

где δ_{nl} - толщина пленки жидкости на поверхности пластин:

$$\delta_{nl} = 0,5 \left(\frac{\epsilon \cdot U_{\text{жс}}}{\mu \sqrt{g}} \right)^{2/3} \left(\frac{\cos \alpha}{1 + \cos \alpha} \right)^{2/3} \quad (1.48)$$

Здесь $\mu=0,32$ коэффициент расхода; α - угол наклона. Капельная составляющая КУЖ имеет вид:

$$h_k = B_h \cdot \frac{\xi_L}{g \rho_{\text{жс}}} \cdot \frac{\rho_{\epsilon} W_{\epsilon}^2}{2} \cdot \frac{(2 - \epsilon_0)(1 - \epsilon_0^2)}{\epsilon_0^2}, \quad (1.49)$$

Для пластинчатой вибрирующей и вращающейся насадки, а также в случае использования больших нагрузок по жидкости [33] получены аналогичные выражения.

В работе [42], исходя из аналогии:

$$h_0 = \frac{\Delta P - \Delta P_c}{g\rho_{ж}}, \quad (1.50)$$

получено выражение:

$$h_0 = \frac{\xi_L - \xi_C}{g\rho_{ж}} \cdot \frac{\rho_2 W_2^2}{2\varepsilon_0^2} \cdot \frac{H}{t_6}, \quad (1.51)$$

где ξ_L и ξ_C коэффициенты сопротивления орошаемого и сухого аппарата, соответственно.

Расчет газосодержания слоя во всех исследованных аппаратах с регулярной насадкой определяется по известной балансовой формуле.

$$\varphi = \varepsilon \left(1 - \frac{h_0}{H} \right), \quad (1.52)$$

Для определения коэффициента массоотдачи в газовой фазе для пластинчатой насадки, исходя из диссипативного подхода получено уравнение [37]:

$$\beta_{zs} = 1,6B^{1/4} \left(\frac{h_k W_2}{t_6^2 \cdot d_k} \right)^{1/4} \cdot \frac{H}{1 - \frac{h_k}{t_6}} \cdot \frac{D_2^{1/2}}{\nu_2^{1/4}}, \quad (1.53)$$

где $B = \frac{\phi}{1-\phi} C_{ui} \cdot \Phi^2 \left(\frac{\theta_g}{\varepsilon_0} \right)^3$ - корректирующий коэффициент.

Средний диаметр капель определялся по уравнению:

$$d_k = B_d \frac{\sigma^{0,9} \nu_{ж}^{0,3} \varepsilon_0^{0,6}}{\theta_g^{0,4} \rho_{ж}^{0,2} \rho_2^{0,7} \nu_2^{0,2} g \nu^{0,3} U_{ж}^{0,3} U_2} \cdot \left(\frac{1 + \cos \alpha}{\cos \alpha} \right)^{0,3}. \quad (1.54)$$

Для аппарата с регулярной подвижной пластинчатой насадкой при больших плотностях орошения получено уравнение для расчета коэффициента массоотдачи в газовой фазе [33] в следующем виде:

$$\beta_{zs} = 5,44 \cdot C_k^{1/4} \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{h_k}{t_6 - h_k} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{H}{t_6} \right)^{1/4} \cdot \frac{U_2^{3/4} D_2^{1/2}}{d_k^{1/4} \nu_2^{1/4}}, \quad (1.55)$$

где диаметр капель:

$$d_{\kappa} = B_{\kappa} \frac{1}{\xi_L^{0,26}} \cdot \frac{\delta_{nl}^{0,6} \rho_{жс}^{0,14} \sigma^{0,4}}{U_z^{0,8} \rho_L^{0,54}}. \quad (1.56)$$

Для аппарата с пластинчатой насадкой при плотностях орошения до $100 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ [42] получено уравнение для расчета коэффициента массоотдачи в газовой фазе в следующем виде:

$$\beta_{zs} = 73 \frac{\xi_L}{(1-\varepsilon)\varepsilon_0^{4/5} \Phi^{3/5}} \cdot \frac{W_z^{4/5} \rho_z^{2/5} \nu_z^{4/3}}{d_{\kappa}^{3/5} \sigma^{2/3} D_z^{1/3}}, \quad (1.57)$$

где диаметр капель

$$d_{\kappa} = 26,8 \left(\frac{\pi \cdot \sigma^{9/5} \rho_{nl}^{6/5} \varepsilon_0^{18/5}}{\xi_L^{6/5} \rho_{жс}^{19/5} \rho_z^{8/15} W_z^{18/5}} \right)^{1/3}. \quad (1.58)$$

При использовании единого диссипативного подхода автором [43] получено уравнение для расчета коэффициента массоотдачи в газовой фазе:

$$\beta_{zs} = B_{\beta_{zs}} \cdot \left[\frac{D_z^2 \cdot C_k \cdot U_z^3 \cdot (h_0 - h_{nl})}{\varphi_{яч} (t_b - h_{nl}) \cdot d_{\kappa} \cdot \nu_z} \right]^{1/4}, \quad (1.59)$$

где $B_{\beta_{zs}}$ – коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем, который составил для

пластинчатой насадки $B_{\beta_{zs}} = 7,8 \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$;

трубчатого пучка с круглыми трубами $B_{\beta_{zs}} = 8,68 \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$;

шаровой насадки $B_{\beta_{zs}} = 7,97 \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$.

Для расчета коэффициента массоотдачи в жидкой фазе предложено [33] уравнение:

$$\beta_{жс} = 8,2 \xi_L^{1/4} (1-\varepsilon_L)^{1/4} \left(\frac{\rho_z}{\rho_{жс}} \right)^{1/4} \left(\frac{H}{t_{\theta}} \right)^{1/4} \cdot \frac{U_z^{3/4} D_{жс}^{1/2}}{(h_{\kappa} + h_{nl})^{1/4} \nu_{жс}^{1/4}}, \quad (1.60)$$

Автором [40] получено уравнение для определения коэффициента массоотдачи в жидкой фазе:

$$\beta_{жс} = K_{\kappa} \frac{\rho_2^{0,6} \cdot U^{1,2} D_M^{0,5}}{v_{жс}^{0,12} \rho_{жс}^{0,2} \cdot \sigma^{0,3} d_n^{0,08}} + K_{нл} \frac{U_{жс}^{2/3} g^{0,08} D_M^{0,5}}{v_{жс}^{0,5} d_n^{0,08}}, \quad (1.61)$$

где коэффициент K_{κ} и $K_{нл} = 7,96$ и $7,66$, соответственно. Для определения коэффициента массоотдачи в газовой фазе:

$$Sh_2 = A Re_2^{6/8} Sc^{-3/4}, \quad (1.62)$$

Для аппаратов с регулярной вибрирующей, вращающейся пластинчатой круглой и квадратной формы [41] получены уравнения для определения коэффициента массоотдачи в газовой и жидкой фазах в следующем виде:

$$Sh_2^* = A_2 \cdot Re_2^{*3/4} \cdot Sc_2^{1/2}, \quad (1.63)$$

$$Sh_{жс}^* = A_{жс} \cdot Re_{жс}^{*3/4} \cdot Sc_{жс}^{1/2} \cdot K_{\rho}^{1/4}, \quad (1.64)$$

где $A_2 = B_{\Gamma} \left[\frac{\xi_L (1 - \varepsilon) t_{\varepsilon}}{\delta_n \cdot \phi_{я}} \right]^{1/4}$ - безразмерный параметр, характеризующий взаимодействие вихрей в орошаемом слое регулярной подвижной насадки, при определении коэффициента массоотдачи в газовой фазе; $A_{жс} = B_{жс} \left[\frac{\xi_L (1 - \varepsilon_0) \cdot t_{\varepsilon}}{h_{\kappa}} \right]^{1/4}$ - безразмерный параметр, характеризующий взаимодействие вихрей в газожидкостном слое при определении коэффициента массоотдачи в жидкой фазе.

Коэффициенты теплоотдачи α для пластинчатой насадки при плотностях орошения до $100 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ рассчитываются по формуле [42]:

$$\alpha = 0,86 \frac{\xi_L c_p^1}{(1 - \varepsilon) \varepsilon_0^{4/5} \Phi^{3/5}} \frac{W_2^{4/5} \rho_2^{2/5} v_2^{4/3}}{d_{\kappa}^{3/5} \sigma^{2/5} D_2^{1/3}}. \quad (1.65)$$

В синфазно-вихревых аппаратах [44] коэффициенты теплоотдачи рассчитываются по формуле:

$$\alpha = B_{\alpha} \cdot c_p \left[\xi_L \frac{(1 - \varepsilon_0) D_{\Gamma}^2 \cdot U_{\Gamma}^3}{t_{\varepsilon} \cdot \phi_{яч} \cdot v_{\Gamma}} \right]^{1/4}, \quad (1.66)$$

где B_{α} - опытный коэффициент, учитывающей поверхность контактного теплообмена. $B_{\alpha} = 0,12$ - для трубчатой насадки круглого поперечного сечения; $B_{\alpha} = 0,1$ - для трубчатой насадки квадратного поперечного сечения.

Теплоотдача при поперечном орошении труб встречается в **оросительных холодильниках и конденсаторах**, скомпонованных из некоторого числа труб,

расположенных по коридорной схеме. В качестве орошающей жидкости обычно применяют холодную воду. Особенностью процесса теплоотдачи при орошении является частичное испарение орошающей воды [45].

Исследования показали, что в данном случае коэффициент теплоотдачи зависит от режима стекания орошающей пленки ($Re = \Gamma/900\rho\nu$), плотности орошения Γ и относительного шага размещения труб s/d . Наибольшие трудности возникают при определении коэффициента испарения, который можно либо найти опытным путем, либо вычислить по приближенной методике.

На основании результатов исследований процесса теплоотдачи при орошении труб [46] получены следующие расчетные критериальные уравнения (для труб с наружным диаметром d при шаге s):

при $s/d=1,7-2,0$

$$Nu_f = 0,0245 \cdot Re_f^{0,7} \cdot Pr_f^{0,4} \quad (1.67)$$

при $s/d=1,3$

$$Nu_f = 0,01 \cdot Re_f^{0,9} \cdot Pr_f^{0,4} \quad (1.68)$$

Эти уравнения справедливы при $Re = 200 - 1000$, $Pr=7,2 - 12$ и плотности орошения $\Gamma = 200 - 1000$ кг/(м ч). Определяющей температурой принята средняя температура орошающей жидкости, а определяющим размером – эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, который в данном случае равен

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{U} = \frac{4yl}{l} = 4y, \quad (1.69)$$

где y - средняя толщина пленки стекающей жидкости.

Среднюю толщину пленки орошающей жидкости с достаточной точностью определяют по формуле

$$y = 1,35 \sqrt[3]{\frac{\mu\Gamma}{1200 \cdot \rho^2 \cdot g}}, \quad (1.70)$$

где $\Gamma = G/2l$ – плотность орошения, кг/(м ч), причем G – количество жидкости, кг/ч, l – длина верхнего ряда труб, м.

Скорость орошающей жидкости можно вычислить по уравнению:

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{G}{3600 \cdot \rho \cdot f_{\text{ж}}} = \frac{\Gamma}{3600 \cdot y}, \quad (1.71)$$

где $f_{\text{ж}} = 2 \cdot y \cdot l$ – площадь живого сечения потока орошающей жидкости.

1.2 Анализ работы и методы расчета поверхностного теплообменного оборудования

Кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций, относящиеся к теплообменным аппаратам поверхностного типа – наиболее распространенный тип теплообменных аппаратов.

В кожухе помещается пучок теплообменных труб, трубы развальцо-ваны, запаяны или вварены в трубную решетку, кожух закрыт крышками, теплоносители вводятся в трубное и межтрубное пространство через штуцеры. В межтрубном пространстве очень часто устанавливаются поперечные перегородки, закреплённые стяжками [1].

В качестве общих рекомендаций при конструировании теплообменных аппаратов указываются следующие [47]. При выборе расчетных скоростей теплоносителей в трубах аппарата надо стремиться к получению развитого турбулентного режима, т.к. это позволяет повысить коэффициент теплоотдачи. Однако следует помнить, что слишком высокие скорости теплоносителя приводят к большим гидравлическим сопротивлениям, что нежелательно. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения теплоносителей. Для наиболее часто применяемых диаметров труб 25, 38, 51 мм рекомендуются скорости движения в них для капельных жидкостей 1-3 м/с; нижний предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06-0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая числу $Re=1 \cdot 10^4$ не превышает 0,2-0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим течения.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости движения в трубах до 25 м/с, а массовые скорости 15-20 кг/(м²·с); для насыщенных паров при конденсации рекомендуют скорости движения до 10 м/с.

Скорость газа в межтрубном пространстве принимают при давлении $P = 0,1-0,15$ МПа в пределах 5-10 м/с.

Во входных и выходных патрубках теплообменных аппаратов рекомендуют следующие скорости движения:

Для жидкостей 1,5-3,0 м/с; для конденсата греющего пара 1,0-2,0 м/с; для насыщенного пара 20-30 м/с; для перегретого пара 40-80 м/с [48-51].

Выбор рабочей среды, направляемой по трубам или в межтрубное пространство, следует проводить с учетом протекающих процессов, параметров потоков, а также факторов конструктивного и гидродинамического характера. Так, по условиям прочности поток высокого давления обычно направляют внутрь труб, что позволит уменьшить массу корпуса аппарата. При равенстве давлений теплоносителей целесообразно в межтрубное пространство подавать поток с более высокой температурой [47].

При выборе направления движения теплоносителей предпочтение отдают противотоку и перекрестному току, т.к. в этом случае удельная тепловая нагрузка получается выше, чем при прямотоке. Кроме того, при противотоке

холодный теплоноситель может быть нагрет до более высокой температуры, чем при прямоточной схеме аппарата.

При кипении жидкости или конденсации пара хотя бы с одной стороны поверхности теплообмена все схемы движения принципиально равноценны.

При выборе продольной или поперечной схемы омывания трубок жидкостью надо стремиться к выравниванию коэффициентов теплоотдачи для обеих жидкостей. При этом следует иметь в виду, что при отношении $Nu / Pr^{0.4} > 5,8$ выгоднее продольное, а при $Nu / Pr^{0.4} < 5,8$ – поперечное омывание труб [47].

Оребрение поверхности теплообмена применяют для выравнивания термических сопротивлений теплоотдачи в случае, когда с одной стороны поверхности теплообмена наблюдаются большие значения коэффициента теплоотдачи, а с другой – малые. Так, например, в водяных экономайзерах коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_2 = 2000-5000 \text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$, а со стороны газа $\alpha_1 = 10-30 \text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$.

Для интенсификации теплообмена в таких аппаратах увеличивают площадь поверхности теплообмена со стороны газообразных продуктов сгорания за счет ее оребрения. Степень оребрения поверхности выбирают, исходя из соотношений $\alpha_1 \cdot F_1 < > \alpha_2 \cdot F_2$. Если значение $\alpha_1 \cdot F_1 \cong \alpha_2 \cdot F_2$, то оребрение выполняют с обеих сторон [52].

Выбор материала труб зависит от агрессивности теплоносителей. Для неагрессивных сред при малых давлениях и температурах применяют стальные бесшовные трубы из сталей марок 10, 20. Для агрессивных теплоносителей применяют бесшовные трубы из легированных сталей, меди, алюминия. Диаметр труб зависит от материала и условий работы: вязкости и загрязненности теплоносителей. При определенных условиях работы применяют чугунные и керамические трубы. Из соображений удобства изготовления длину трубных пучков из стальных бесшовных труб ограничивают размером 6-9 м. При прочих равных условиях необходимо стремиться к минимальной материалоемкости аппарата [53].

Равномерность обтекания пучка труб газом в кожухотрубных теплообменниках зависит от способа размещения труб в трубной решетке.

Различают следующие варианты расположения труб в корпусе теплообменного аппарата: шахматное и коридорное [19,47,54].

Для кожухотрубных аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности, по поверхности теплообмена определяют количество труб, их размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата, число ходов в трубном и межтрубном пространстве и размеры входных и выходных патрубков.

Количество труб определяют соотношением [47]:

$$N = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{рас}} \cdot l}, \quad (1.72)$$

где F – величина поверхности теплообмена, м^2 ; l – длина трубы, м ; $d_{\text{рас}}$ – расчетный диаметр трубы, м

при $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{\text{рас}} = d_{\text{н}}$

при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{\text{рас}} = 0,5(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})$

при $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{\text{рас}} = d_{\text{в}}$

При компоновке труб в пучке шаг труб принимают: $S = (1,3 \dots 1,5) \cdot d_{\text{н}}$, но не менее, чем $d_{\text{н}} + 6\text{мм}$.

Внутренний диаметр корпуса теплообменника определяют по следующим уравнениям [47].

Для одноходовых аппаратов:

$$D = 1,1 \cdot S \cdot \sqrt{n}, \text{ мм} \quad (1.73)$$

Расчетное значение диаметра корпуса округляют до ближайшего стандартного, рекомендуемого ГОСТами или нормами.

Для многоходовых аппаратов внутренний диаметр определяют с учетом размещения перегородок обычно графическим способом. Расстояние между трубными дисками (активная длина трубок) равно [47]:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot n \cdot z}, \text{ м} \quad (1.74)$$

где n – число трубок в одном ходу; z – число ходов.

Длина трубок не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах следует выбирать четное число ходов. Если в многоходовом теплообменнике длина труб получается выше допустимой, надо изменить либо диаметр, либо скорость движения теплоносителя, либо обе эти величины.

Полная высота кожухообразного аппарата складывается из активной длины труб и высоты коллекторов [48]:

$$H = l + 2h, \quad (1.75)$$

где h – высота коллектора, мм .

Высоту коллектора выбирают из конструктивных соображений $h = 200 \dots 400 \text{ мм}$.

Расстояние между сегментными перегородками определяют по соотношению [47]:

$$h = \frac{F_{\text{мж}}}{D_{\text{в}}(1 - d_{\text{нар}}/S)}, \quad (1.76)$$

где $F_{\text{мж}}$ – площадь поперечного сечения межтрубного пространства, м^2 .

Ширину перегородок обычно принимают $(0,6 \dots 0,8) \cdot D_{\text{в}}$.

Диаметры патрубков зависят от скорости и расхода теплоносителей, определяемые по формулам [47]:

$$d_n = 1,125 \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho \cdot v \cdot \tau}}, \quad (1.77)$$

где G – расход теплоносителя, кг/ч; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; v – скорость теплоносителя в патрубке, м/с; τ – время, с.

Полученная величина d_n округляется до ближайшего стандартного значения, рекомендуемого ГОСТами или нормами.

Цель гидродинамического расчета теплообменника состоит в определении затрат механической энергии на перемещение теплоносителей в аппарате. При гидравлическом расчете теплообменника необходимо учитывать сопротивление трения, местные сопротивления и тепловое сопротивление [19,47,54].

Последнее сопротивление обусловлено ускорением потока вследствие изменения объема теплоносителя при постоянном сечении канала, что связано с изменением температуры. Для капельных жидкостей этим сопротивлением можно пренебречь.

Сопротивление трения при движении теплоносителя в каналах определяется по формуле:

$$\Delta P_T = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1.78)$$

где: l и d – длина и гидравлический диаметр канала, м; ξ – коэффициент сопротивления трения.

При неизотермическом течении жидкости величина коэффициента ξ зависит не только от критерия Re , но и от критериев Gr и Pr . Так, при турбулентном режиме течения имеем:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_{ж}^{0,25}} \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_{ж}} \right)^{1/3} \quad (1.79)$$

Местные сопротивления определяют по формуле:

$$\Delta P_m = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1.80)$$

в которой коэффициент ξ зависит от вида местного сопротивления (внезапное сужение, поворот и т.п.) [55]. При продольном омывании пучков труб вдоль оси сопротивление подсчитывается по формулам для прямых каналов, где в формулы подставляется эквивалентный гидравлический диаметр $d_{экр} = \frac{4f}{u}$. При поперечном омывании пучков значение коэффициента сопротивления определяется формулами:

$$\text{для шахматных пучков при } \frac{x_1}{d} < \frac{x_2}{d}, \xi = (4 + 6,6m) Re_{ж}^{-0,28} \quad (1.81)$$

$$\text{для шахматных пучков при } \frac{x_1}{d} > \frac{x_2}{d}, \xi = (5,4 + 3,4m)Re_{\text{ж}}^{-0,28} \quad (1.82)$$

$$\text{для коридорных пучков } \xi = (6 + 9m) \left(\frac{x_1}{d}\right)^{-0,23} Re_{\text{ж}}^{-0,26} \quad (1.83)$$

В этих формулах скорость отнесена к самому узкому сечению пучка, физические свойства – к средней температуре потока; m – число рядов в пучке в направлении движения.

Тепловое сопротивление можно подсчитать как удвоенную разность скоростных напоров в конце и в начале канала:

$$\Delta P_{\text{тепл}} = 2 \left(\frac{\rho_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 v_1^2}{2} \right), \quad (1.84)$$

где ρ – плотность, кг/м³; v – средняя скорость течения, м/сек.

Общее сопротивление каждого теплоносителя определяется как сумма всех видов сопротивления в элементах теплообменника [19, 47, 54]:

$$\Delta P = \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_{\text{тепл}} \quad (1.85)$$

Мощность, необходимая для каждого теплоносителя в теплообменнике, определяется формулой:

$$N = \frac{\Delta P G}{1000 \rho \eta}, \text{ кВт} \quad (1.86)$$

где: G и ρ – массовый расход и средняя плотность теплоносителя; η – к.п.д. устройства (насоса) для перемещения теплоносителя ($\eta = 0,4 \dots 0,6$).

Тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи [19, 47, 54].

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2 \quad (1.87)$$

где Q – тепловая мощность теплообменника (количество теплоты, передаваемого в единицу времени), Вт;

$G_1; G_2$ – расходы первичного (горячего) и вторичного (холодного) теплоносителей, кг/сек;

$\Delta i_1 ; \Delta i_2$ – изменение энтальпии первичного и вторичного теплоносителей, Дж/кг.

Уравнению (1.87) можно придать различную форму в зависимости от конкретных условий протекания процесса. При теплообмене без фазовых превращений получим:

$$\Delta i = c_{pm}(t'' - t') \quad (1.88)$$

где t'' и t' – начальная и конечная температуры теплоносителя, °С; c_{pm} – средняя удельная теплоемкость теплоносителя в интервале температур ($t'' \div t'$), Дж/кг.град.

При изменении агрегатного состояния теплоносителя, например, в результате конденсации насыщенного пара, имеем:

$$\Delta i = i'' - i' = r \quad (1.89)$$

где: i'' – энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг; i' – энтальпия конденсата в состоянии насыщения, Дж/кг; r – скрытая удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Уравнение теплопередачи для расчета теплообменников имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \quad (1.90)$$

где: k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·град; F – поверхность теплообмена, м²; Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

Вид расчетной формулы для определения среднего температурного напора зависит от направления движения теплоносителей, которые могут двигаться по схеме: прямотока, противотока, перекрестного тока и смешанного тока. При прямотоке и противотоке средний температурный напор определяется как средний логарифмический [19, 47, 54]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (1.91)$$

где Δt_6 и Δt_m – больший и меньший температурные напоры между теплоносителями на входе и выходе из теплообменника, °С.

Формула (1.91) при $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,4$ с точностью до 1% может быть заменена формулой для среднего арифметического температурного напора:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2} \quad (1.92)$$

При всех других видах движения теплоносителей Δt_{cp} определяется по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \epsilon_{\Delta t} \quad (1.93)$$

где: $\epsilon_{\Delta t}$ – поправка, которая зависит от двух вспомогательных величин:

$$R = \frac{t'_{1}-t''_{1}}{t''_{2}-t'_{2}}; \quad p = \frac{t''_{2}-t'_{2}}{t'_{1}-t''_{1}}; \quad (1.94)$$

Нижний индекс «1» определяет температуру первичного теплоносителя; индекс «2» - температуру вторичного теплоносителя. Верхний индекс «I» (штрих) определяет температуру теплоносителя на входе в теплообменник; индекс «II» (два штриха) – температуру теплоносителя на выходе из теплообменника.

Зависимости $\epsilon_{\Delta t} = f(R, P)$ рассчитаны для различных схем движения теплоносителей и приводятся в [55].

Если толщина стенок труб невелика по сравнению с диаметром ($d_2/d_1 \leq 2$), то для определения коэффициента теплопередачи можно пользоваться формулой для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.95)$$

где: $\alpha_1; \alpha_2$ – коэффициенты теплоотдачи с внешней и внутренней сторон стенки, Вт/м²·град; δ – толщина стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·град.

Загрязнение поверхности теплообмена обычно учитывается коэффициентом использования поверхности теплообмена. Действительный коэффициент теплопередачи равен [47]:

$$k_{\text{действ}} = \psi \cdot k \quad (1.96)$$

где: $\psi = 0,7 \dots 0,8$.

Определение коэффициентов теплоотдачи [47].

1. Теплоотдача при течении жидкости в гладких трубах:

- для ламинарного режима течения средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [52]:

$$Nu_{ж,d} = 0,15 Re_{ж,d}^{0,33} \cdot Pr_{ж,d}^{0,33} (Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж,d})^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_e, \quad (1.97)$$

- для турбулентного режима течения средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_e, \quad (1.98)$$

где: $Re_{ж,d} = \frac{\bar{v}d}{\nu}$ – критерий Рейнольдса; $Pr_{ж} = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля при средней температуре жидкости; $Pr_{ст}$ – критерий Прандтля при средней

температуре стенки; $Gr_{ж,d} = \frac{g\beta\Delta T d^3}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа при средней температуре жидкости [55].

Входящие в критерий величины обозначают:

d – определяющий размер, м; \bar{v} – средняя скорость движения жидкости, м/сек.; $\bar{\nu}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/сек; g – ускорение свободного падения, м/сек²; β – температурный коэффициент объемного расширения, 1/°С; $\Delta T = \bar{T}_ж - \bar{T}_с$ – температурный напор между средней температурой жидкости и средней температурой стенки, 1/°С; $\bar{\epsilon}_e$ – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, [54].

2. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб:

- теплоотдача при поперечном омывании одиночной круглой трубы может быть рассчитана по соотношениям [52]:

$$\text{при } 5 < Re < 10^3 \quad \bar{Nu}_{ж,d} = 0,5 Re_{ж,d}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.99)$$

$$\text{при } 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad \bar{Nu}_{ж,d} = 0,25 Re_{ж,d}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.100)$$

$$\text{при } Re = 3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6 \quad Nu_{ж,d} = 0,023 Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,37} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.101)$$

В формулах (1.99-1.101) за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы, а за определяющую температуру – средняя температура жидкости; исключение составляет $Pr_{ст}$, выбираемый по средней температуре стенки трубы.

Формулы (1.99-1.101) справедливы, если угол ψ , составленный направлением потока и осью трубы, называемый углом атаки, равен 90°. Если угол $\psi < 90^\circ$, теплоотдача уменьшается. Для оценки ее уменьшения при $\psi=30-90^\circ$ используют зависимость:

$$\alpha_\psi = \alpha_{\psi=90} (1 - 0,54 \cos^2 \psi) \quad (1.102)$$

где α_ψ , $\alpha_{\psi=90}$ – коэффициент теплоотдачи соответственно при $\psi < 90^\circ$ и $\psi=90^\circ$

- теплоотдача при поперечном омывании пучков труб. Чаще всего встречаются два основных типа трубных пучков: шахматный и коридорный. Выделяют три основных режима омывания и теплоотдачи в поперечно-омываемых трубных пучках: ламинарный, смешанный и турбулентный. На основании исследований теплоотдачи сделан ряд общих выводов: средняя теплоотдача первого ряда различна и определяется начальной турбулентностью потока; начиная примерно с третьего ряда, средняя теплоотдача стабилизируется, так как в глубинных рядах степень турбулентности потока определяется компоновкой пучка, являющегося системой турбулизирующих

устройств. Теплоотдача пучков труб зависит от расстояния между трубами. Это расстояние принято выражать в виде безразмерных характеристик S_1/d и S_2/d , называемых соответственно относительными поперечным и продольным шагами.

При смешенном режиме ($Re \cong 10^3 - 10^5$) средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка определяется:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = c Re_{ж,d}^n \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_S, \quad (1.103)$$

где: $c = 0,41$ и $n = 0,6$ – для шахматных пучков; $c = 0,26$ и $n = 0,65$ – для коридорных пучков.

Определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. За определяющую температуру принимается средняя температура жидкости. Скорость жидкости, входящая в критерий $Re_{ж,d}$, подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка. Поправочный коэффициент ε_S учитывает влияние относительных шагов. Для глубинных рядов коридорного пучка: $\varepsilon_S = (S_2/d)^{-0,15}$, для шахматного:

$$\begin{aligned} \text{при } S_1/S_2 < 2 \quad \varepsilon_S &= (S_1/S_2)^{1/6}; \\ \text{при } S_1/S_2 \geq 2 \quad \varepsilon_S &= 1,12 \end{aligned}$$

ε_i – поправочный множитель, учитывающий изменение теплоотдачи в начальных рядах труб. При $S_2/d \leq 4$ поправку ε_i можно определить по диаграмме, приведенной в [55].

Для определения коэффициент теплоотдачи всего пучка в целом необходимо произвести осреднение средних значений $\bar{\alpha}$, полученных для отдельных рядов:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_i F_i}{\sum_{i=1}^{i=n} F_i} \quad (1.104)$$

где: α_i – средний коэффициент теплоотдачи i – го ряда; F_i – суммарная поверхность теплообмена трубок i – го ряда; n – число рядов в пучке.

Если $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ формула упрощается:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (n-2)\bar{\alpha}_3}{n} \quad (1.105)$$

где $\alpha_1 = \varepsilon_1 \alpha_3$ $\alpha_2 = \varepsilon_2 \alpha_3$

Для чисел $Re_{ж,d} = 10 - 200$ – для шахматных пучков

и $Re_{ж,d} = 10 - 150$ – для коридорных пучков

Формула имеет вид:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = c Re_{ж,d}^{1/3} \cdot Pr_{ж}^{1/3} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{1/4}, \quad (1.106)$$

где: $c = 1,8$ – для шахматного пучка; $c = 1,2$ – коридорного пучка.

При $Re > 2 \cdot 10^5$ теплоотдача глубинных рядов шахматного и коридорного пучков рассчитывается по формуле:

$$\bar{Nu}_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,84} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.107)$$

Формула (1.107) применима лишь в случае, когда поток жидкости перпендикулярен оси труб пучка (угол атаки $\psi = 90^\circ$). Если $\psi < 90^\circ$, то изменение коэффициента теплоотдачи учитывается поправочным коэффициентом $\varepsilon_\psi = \alpha_\psi / \alpha_{\psi=90}$.

Значение $\varepsilon_\psi = f(\psi)$ можно взять в [55].

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течение используют уравнение:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,66 Re_{l,ж}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.108)$$

При турбулентном режиме течения средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,037 Re_{l,ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.109)$$

Для воздуха $Pr = 0,71$, и поэтому расчетные формулы для средней теплоотдачи упрощаются:

- для ламинарного режима течения:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,57 Re_{l,ж}^{0,5} \quad (1.110)$$

- для турбулентного режима течения:

$$\bar{Nu}_{l,ж} = 0,032 Re_{l,ж}^{0,8} \quad (1.111)$$

Эти формулы применимы для условий, когда температура пластины постоянна, т.е. не изменяется по длине. В качестве определяющей температуры выбирают температуру набегающего потока, а определяющего размера – длину пластины.

4. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе (скорость перемещения пара не более 10м/сек).

Средний коэффициент теплоотдачи по длине труб при горизонтальном их расположении в этом случае определяется по формуле [52]:

$$Nu_{ж} = 0,72[Ga_{ж}Pr_{ж}k_{ж}]^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \quad (1.112)$$

где: $Ga_{ж} = \frac{gd^3}{\nu^2}$ – критерий Галилея; $K_{ж} = \frac{r}{c\Delta T}$ – критерий Кутателадзе.

Входящие в критерии величины обозначают:

g – ускорение силы тяжести, м/сек²; d – определяющий размер, м; ν – коэффициент кинематической вязкости пара, м²/сек; r – скрытая удельная теплота парообразования, дж/кг; c – удельная теплоемкость пара, дж/кг·град; $\Delta T = T_{н} - T_{ст}$ – температурный напор между паром и стенкой, °С; $T_{н}$ – температура насыщения, °С; $T_{ст}$ – температура стенки, °С.

Если влияние члена, учитывающего изменение физических параметров от температуры, невелико, то его можно принять $\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \cong 1$.

В качестве определяющего размера принимается наружный диаметр труб, а в качестве определяющей температуры принимается температура насыщения. При конденсации пара на горизонтальном пучке труб теплоотдачи нижележащих труб заметно понижается вследствие дополнительного увеличения толщины стекающей пленки конденсата от притока его с верхних труб. В этом случае коэффициент теплоотдачи каждого нижеследующего ряда по сравнению с трубками первого ряда можно определить по графику [55].

Средний коэффициент теплоотдачи для пучка труб равен

$$\alpha_{пучка} = \frac{\alpha}{n} \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \quad (1.113)$$

Для коридорного пучка труб n равно числу рядов труб, для шахматного пучка n равно половине числа труб.

При решении критериальных уравнений (1.97) и (1.98) необходимо знать среднюю температуру стенки. Вычислить температуру стенки можно, предварительно определив величины коэффициентов теплоотдачи, которые по условию не заданы. Поэтому поставленную задачу решают методом последовательных приближений, задаваясь значением температуры стенки.

Если условные эквиваленты W_1 и W_2 одного порядка, что имеет место в случае водоводяных теплообменников (где $W = G \cdot c_p$), то можно задаться $t_{ст}^{cp} = (t_1 + t_2)/2$, где t_1 и t_2 – средние температуры теплоносителей. Для пароводяных теплообменников $t_{ст}^{cp} = t_{н} - \Delta t_{cp}/2$, где $t_{н}$ – температура насыщения, Δt_{cp} – средний температурный напор между теплоносителями. Затем находят коэффициенты теплоотдачи по критериальным уравнениям и по ним – температуры стенок со стороны первичного теплоносителя $t_{ст1}$ и со стороны вторичного теплоносителя $t_{ст2}$ по равенствам:

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = t_{ст2} + \frac{q}{\alpha_2} = t_{ст1} - q \frac{\delta}{\lambda}, \quad \text{где } q = k \cdot \Delta t_{cp} = \alpha_1 |t_1 - t_{ст}|$$

Средняя температура стенки равна $t_{ст}^{cp} = \frac{t_{ст1} + t_{ст2}}{2}$

Если получилось значение $t_{ст}^{ср}$, близкое к заданному (разница не должна превышать 3 градуса), то расчет температуры стенки считают законным. В противном случае расчет повторяют до получения допустимой разницы температур.

В работе [45] обобщены результаты многочисленных исследований, позволяющие сделать некоторые общие выводы.

1. Турбулентность потока жидкости приобретает стабильный характер, присущий данному пучку, начиная с третьего ряда труб. Поэтому средние коэффициенты теплоотдачи для третьего и последующих рядов принимают в качестве исходных при обработке опытных данных и вычисляют по рекомендуемым расчетным критериальным уравнениям.

2. Коэффициент теплоотдачи первого ряда труб определяется начальной турбулентностью потока и составляет для шахматного и коридорного расположения труб 60% от значения этого коэффициента для третьего и последующих рядов (поправка $\varepsilon_{\alpha 1} = 0,6$). Для второго ряда α возрастает, при этом, для шахматного расположения $\varepsilon_{\alpha 11} = 0,7$, для коридорного расположения $\varepsilon_{\alpha 11} = 0,9$.

3. По абсолютному значению коэффициент теплоотдачи при шахматном расположении выше, чем при коридорном, что обусловлено лучшим перемешиванием жидкости, омывающей трубы.

В работах [55, 56] получены следующие расчетные критериальные уравнения:

при коридорном расположении труб в пучке

$$Nu_f = 0,23 \cdot Re_f^{0,63} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot (Pr_f/Pr_\omega)^{0,25} \quad (1.114)$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$Nu_f = 0,41 \cdot Re_f^{0,60} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot (Pr_f/Pr_\omega)^{0,25} \quad (1.115)$$

Эти выражения справедливы при $Re = 2 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^5$, угле атаки $\psi=90^0$, для пучков из круглых гладких труб и любых жидкостей.

Определяющими приняты: средняя температура жидкости, наружный диаметр трубы и скорость в самом узком сечении пучка. По формулам (1.114), (1.115) можно определить среднее значение коэффициента теплоотдачи для третьего и всех последующих рядов [45].

1.3 Постановка задач исследований

Теплообменное оборудование является наиболее распространенным во многих отраслях промышленности. По способу контактирования взаимодействующих фаз его можно классифицировать на смесительное и поверхностное теплообменное оборудование. К оборудованию смесительного типа относятся форсуночные и насадочные скрубберы, тарельчатые колонны, скрубберы с подвижным слоем насадки и регулярным расположением ее в

объеме рабочей зоны. Непосредственный контакт теплоносителей позволяет проводить осушку или увлажнение газов, его охлаждение, а также охлаждение или нагрев орошающей жидкости.

По ряду основных показателей, таких как энергозатраты и эффективность проводимых процессов наиболее перспективными являются смесительные аппараты с регулярным расположением трубчатых элементов [57]. В таких аппаратах возможно проведение совмещенных процессов – процесс теплообмена в трубах, процесс тепло- и массообмена или пылеулавливания в межтрубном пространстве. При этом интенсификация протекающих процессов происходит за счет вихревого обтекания трубчатого пучка.

Наиболее распространенным теплообменным оборудованием поверхностного типа являются кожухотрубчатые теплообменники. При определенном расположении труб, особенно в теплообменниках снабженных поперечными перегородками, можно добиться интенсификации процесса теплообмена за счет использования закономерностей вихревого взаимодействия.

Известно также, что для интенсификации процесса теплообмена в трубах и при внешнем обтекании труб используют конструктивные усовершенствования, позволяющие увеличить поверхность теплообмена (оробренные трубы) или турбулизовать поток теплоносителя (использование турбулизаторов и завихрителей).

Вместе с тем, в литературных источниках имеется недостаточное количество сведений об интенсификации процесса теплообмена при вихревом обтекании трубчатого пучка кожухотрубчатого теплообменника. Практически отсутствуют результаты исследований вихревого движения теплоносителя в трубах, имеющих турбулизаторы пристенного слоя и ядра потока.

В связи с вышеизложенным, для проведения комплексных исследований смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей и разработки научно обоснованной методики расчета необходимо выполнение следующих задач:

- установление гидродинамических закономерностей и теплообменных характеристик при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;
- моделирование процесса вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах и турбулизаторов ядра потока;
- получение расчетных зависимостей коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;
- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внутреннем и внешнем обтекании трубчатых элементов смесительного теплообменника с изменением режимных и конструктивных параметров и получение расчетных зависимостей;
- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внешнем обтекании трубчатых элементов

поверхностного теплообменника с изменением режимных параметров и получение расчетных зависимостей;

- разработка научно-обоснованной инженерной методики расчета теплообменных аппаратов с трубчатой насадкой смешительного и поверхностного типов и рекомендаций по проектированию и эксплуатации;
- промышленная апробация результатов исследований.

2 ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТЕЧЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ С ПОПЕРЕЧНО КОЛЬЦЕВЫМИ ВЫСТУПАМИ И ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ЯДРА ПОТОКА

2.1 Технологическая схема экспериментальной установки и методики проведения экспериментов

Для исследования конвективного теплообмена и гидродинамических характеристик теплообменного аппарата с накатными трубами и турбулизатором ядра потока была создана экспериментальная установка, схема которой представлена на рисунке 2.1.

Исследуемый объект представляет собой теплообменник типа "труба в трубе" с автономной системой регулировки и измерения. Длина теплообменника 2300 мм, диаметр наружной трубы 36×2 мм. Трубы с накаткой кольцевых каналов имели диаметр 20×2,5 мм. Относительная высота выступов трубы: $d/D=0,96$ и $0,875$. Турбулизатор ядра потока представлял собой проволочную струну с шарообразными утолщениями диаметром 0,6 и 2 мм. Шаг между кольцевыми выступами 3 и 7 мм, что соответствовало шагам между шарообразными утолщениями $(4-5) t_{\text{яд}}/d_{\text{ш}}$.

В теплообменные теплоносители I и II двигались в противоположных направлениях. Участок гидродинамической стабилизации потока имел протяженность 400 мм. Наружные трубы рабочего участка вместе со стаканами образовывали входную и выходную камеры, в которых выравнивалось давление потока и обеспечивались одинаковые условия для входа в канал. Для избежания потерь в окружающую среду наружная труба была тщательно изолирована по всей длине асбестовым листом и стекловатой.

Экспериментальная установка работала следующим образом. Теплоноситель I нагретый в напорной емкости 1 с помощью электронагревателей 3 поступал в трубу с накатанными кольцевыми канавками и турбулизатором ядра потока теплообменника 5. Пройдя теплообменник, теплоноситель I поступал в циркуляционную емкость 6, откуда насосом 8 вновь подавался в напорную емкость 1. Теплоноситель II из напорной емкости 2 поступал в кольцевое пространство теплообменника 5 и после прохождения рабочего участка поступал в циркуляционную емкость II-теплоносителя 7. Затем насосом 8 подавался в напорную емкость 2.

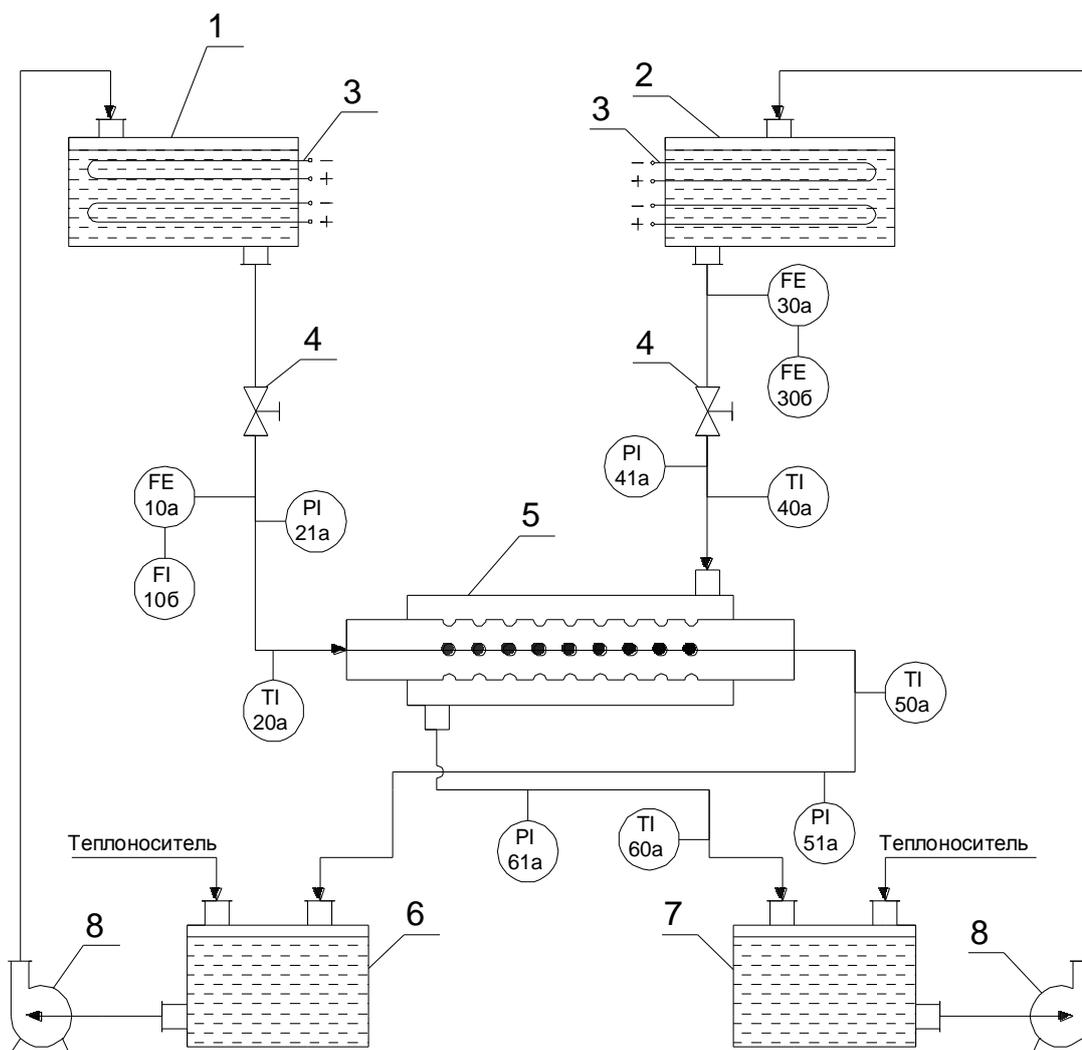
Данная установка позволяет изучать процессы охлаждения и нагревания. Поэтому каждая напорная емкость 1 и 2 была снабжена электронагревателями 3 и штуцерами для подачи холодной воды.

Температура горячего теплоносителя автоматически поддерживалась с помощью электронагревателей 3 и электроконтактного термометра, отрегулированного на требуемую температуру.

Расход горячего теплоносителя контролировался U-образным манометром и диафрагмой и регулировался вентилем 4. Гидравлическое сопротивление рабочего участка определялось удлиненным ртутным дифференциальным манометром. Начальная и конечная температура горячего теплоносителя

определялась лабораторными ртутными термометрами типа ТЛ-4 со шкалой деления $0,1^{\circ}\text{C}$ и хромель-копелевыми термопарами соединенными с потенциометром КСП-4.

Расход холодного теплоносителя измерялся ротаметрами. Гидравлическое сопротивление измерялось U-образным манометрами. Начальная и конечная температура холодного теплоносителя определялись лабораторными ртутными термометрами с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$ и хромель-копелевыми термопарами, соединенными с потенциометром КСП-4 [58, 59].



1-напорная емкость I-го теплоносителя; 2-напорная емкость II-го теплоносителя; 3-нагревательные элементы; 4-регулирующий вентиль; 5-теплообменник с накатанными трубами и турбулизатором ядра потока; 6-циркуляционная емкость I-го теплоносителя; 7-циркуляционная емкость II-го теплоносителя; 8-насос.

Рисунок 2.1 – Технологическая схема экспериментальной установки с теплообменником с накатанными трубами и турбулизатором ядра потока.

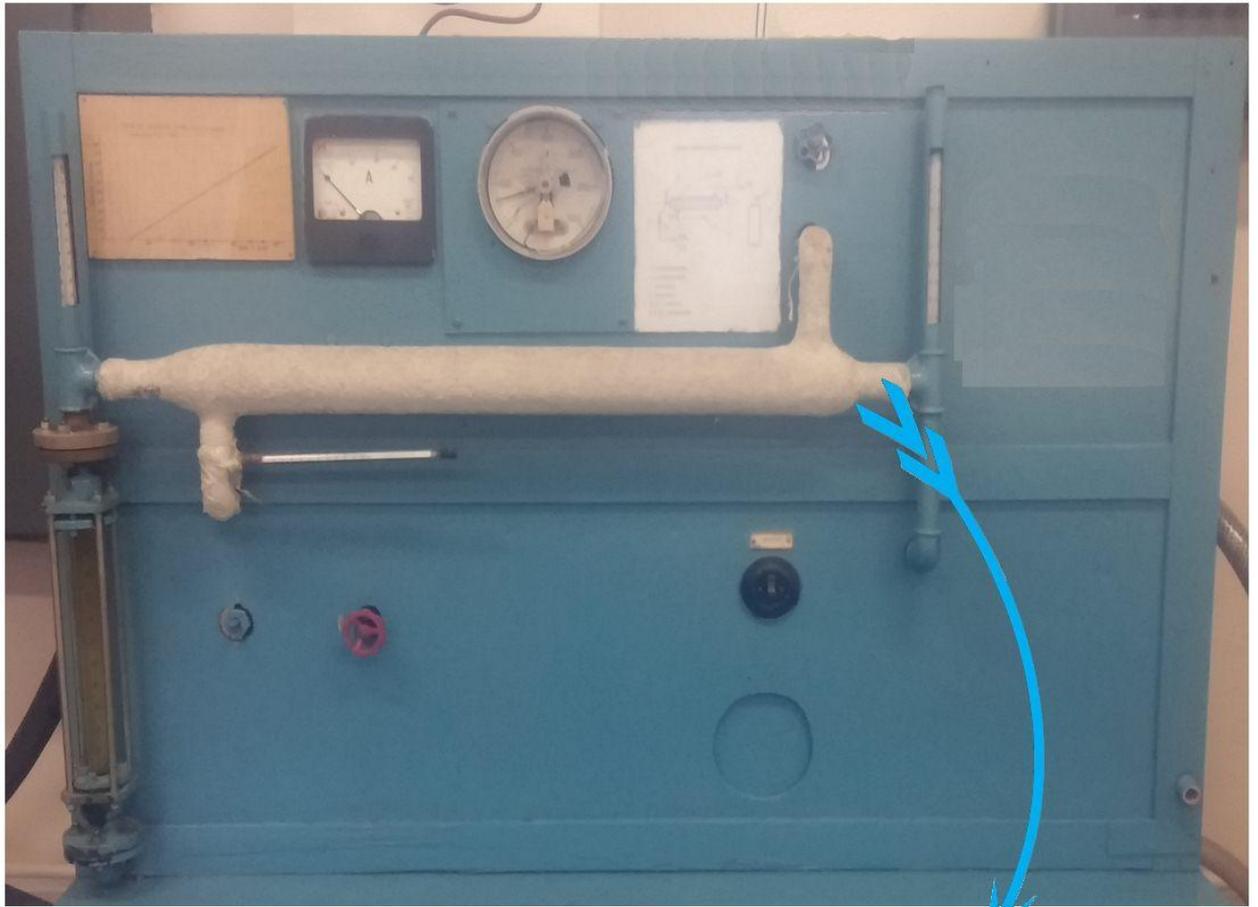


Рисунок 2.2 – Общий вид экспериментальной установки с теплообменником с накатанными трубами и турбулизатором ядра потока.

В процессе эксперимента измерялись следующие величины:

- объемный расход 1-го теплоносителя (G_1), м³/с;
- объемный расход 2-го теплоносителя (G_2), м³/с;
- температура 1-го теплоносителя на входе и выходе из экспериментального участка (t_{11}) и (t_{12}), °С;
- температура 2-го теплоносителя на входе и выходе из экспериментального участка (t_{21}) и (t_{22}), °С;
- поле температур стенки по длине экспериментальной трубы и по диаметру в 3-х сечениях;
- гидравлическое сопротивление в трубе и кольцевом канале.

Расход теплоносителей замерялся с помощью стандартного ротаметра РС-4 ГОСТ 13045-67, класс точности 1,0.

В эксперименте замерялись температуры на входе и выходе горячего и холодного контуров. При этом использовались термометры лабораторные марки ТЛ-4, изготовленные по ГОСТ 215-73 с пределами измерений от 0-50°С и 50-100°С с ценой деления 0,1°С. Измерения дублировались хромель-копелевыми (ХК) термопарами, изготовленными из проволоки диаметром 0,1мм, соединенных с потенциометром Р37/1/класс точности 0,01/ГОСТ 9245-68. Показания термопар при индивидуальной тарировке совпадали с показаниями для выходной термопары с погрешностью не более ±0,2°С. В баке 1 для регулирования температуры использовался термометр ртутного электроконтактного типа ТПК по ГОСТ 9871-71, установленный в баке с соблюдением всех необходимых требований. Для получения поля температур стенки по длине экспериментального участка были заделаны в стенку трубы термопары ХК с диаметром проволоки 0,1мм в трех сечениях. В каждом сечении по диаметру трубы устанавливались 6 термопар.

Соблюдая требования, предъявляемые к установке и изготовлению термопар, термопары были приварены к наружной поверхности трубы и проложены внутри канавки по диаметру трубы, шириной 2мм, затем канавка с термопарой закрывалась пластинкой того же материала, что и материал экспериментальной трубки. Для определения погрешности показаний термопар были проведены тарировочные опыты в изотермических условиях. На основании этих опытов были определены индивидуальные тарировочные таблицы на каждую термопару.

Выведенные наружу термоэлектроды, при помощи компенсационных проводов диаметром 0,3мм подсоединялись к автоматическому потенциометру КСП-4ХК68 ГОСТ 3044-77.

Основным исследуемым объектом является теплообменная труба с кольцевыми канавками на наружной поверхности и соответствующими им выступами на внутренней поверхности. Такая конструкция труб может быть использована в теплообменниках с относительным шагом труб в пучке, превышающим 1,25, и для теплообменников типа «труба в трубе» с отношением наружного и внутреннего диаметров кольцевого канала более 1,6. Выступы трубы имеют высоту в 1,05-1,25 раза меньшую глубины канавок и размещены с шагом 0,4-0,5 наружного диаметра трубы, а по оси трубы

установлен стержень, имеющий шарообразные утолщения, располагающиеся в одной плоскости с кольцевыми выступами трубы. Отношение размеров шарообразных утолщений к внутреннему диаметру трубы составляет 0,04-0,125, отношение размера шарообразных утолщений к диаметру выступов внутри трубы 0,04-0,145, отношение размера шарообразных утолщений к высоте кольцевых выступов на внутренней поверхности трубы 2, отношение шага расположения шарообразных утолщений к размеру шарообразных утолщений 4-5, отношение размера шарообразных утолщений к диаметру соединяющих их прутков 2 [7].

На рисунке 2.3 схематически изображена описываемая теплообменная труба.

Теплообменная труба 1 содержит кольцевые канавки 2 на наружной поверхности и соответствующие им выступы 3 на внутренней поверхности. По оси трубы установлен стержень, имеющий шарообразные утолщения 4, соединенные прутками 5.

Теплообменная труба работает следующим образом.

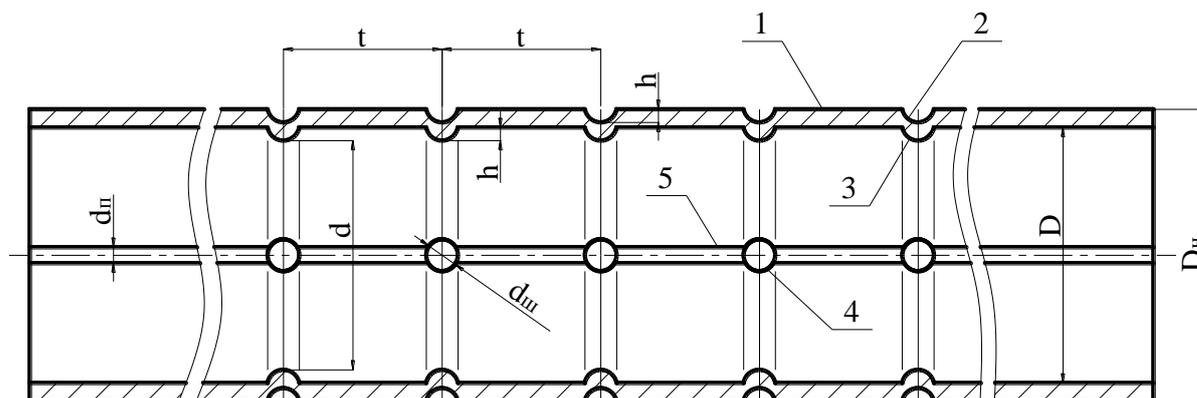


Рисунок 2.3 - Теплообменная труба

Установленная в теплообменнике труба 1 передает тепло от одного теплоносителя, движущегося снаружи трубы к теплоносителю, движущемуся внутри трубы через стенку. Интенсификация теплообмена при движении теплоносителя снаружи трубы достигается за счет образования вихрей при обтекании канавок 2. Вихри также препятствуют отложению примесей и солей как в канавках 2, так и на гладких участках трубы 1, что снижает термическое сопротивление [7].

При движении теплоносителя внутри трубы происходит образование и срыв тороидальных вихрей за кольцевыми выступами 3 и шарообразными утолщениями 4. В процессе движения вихри, образованные за кольцевыми выступами 3 турбулизируют вязкий пристенный подслой, составляющий основное термическое сопротивление, а вихри за шарообразными утолщениями 4 – ядро потока. При этом происходит значительная интенсификация

теплообмена, снижение термического сопротивления и обеспечивается повышение энергетической эффективности трубы.

Методика проведения эксперимента.

Опыты проводились при различных скоростях теплоносителей. При этом соблюдалась следующая последовательность:

1. Включаются электрические подогреватели. Горячий теплоноситель к моменту начала опыта подогревается до необходимой температуры (50-60°C). Далее эта температура автоматически поддерживается терморегулятором.

2. Включается насос, обеспечивающий нагрев горячего теплоносителя за счет его циркуляции.

3. Включается насос для подачи холодного теплоносителя.

4. Регулируется расход теплоносителей и контролируется ротаметрами.

5. Производится систематическое наблюдение за показаниями всех термометров и термопар, расходомеров теплоносителей.

После выхода установки на стационарный режим, чему соответствует постоянство показаний термометров и термопар в течение 15 минут, снимали показания приборов. Все параметры измеряются по 5 раз, из которых определяется среднее значение.

6. Далее устанавливается очередной режим опытов.

С целью проверки воспроизводимости полученных данных, некоторые эксперименты через определенное время проводились заново. Повторные эксперименты, как правило, совпадали с ранее проведенными.

Измерения и результаты их обработки заносились в протокол.

2.2 Гидродинамические закономерности и теплообменные характеристики и при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока

В данном разделе рассмотрены результаты исследований коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления теплоносителя в трубах с периодически расположенными кольцевыми диафрагмами и турбулизаторами ядра потока в области переходных чисел Рейнольдса.

Параметры в нагревателе выдерживались в тех пределах, что и в работе [6]: температура стенки $t_c=29,1...50,8^{\circ}\text{C}$; температура воды на входе $t_{в'}=11,4...17,1^{\circ}\text{C}$ и выходе $t_{в''}=13,8...26,7^{\circ}\text{C}$.

На рисунке 2.4 представлены результаты зависимости средней по длине теплоотдачи от числа Рейнольдса Re для накатанных труб и накатанных труб с турбулизаторами ядра потока. Из рисунка видно, что с увеличением чисел Рейнольдса средняя по длине теплоотдача растет для всех исследуемых труб. Погрешность с опытных точек не превышала $\pm 9-12\%$.

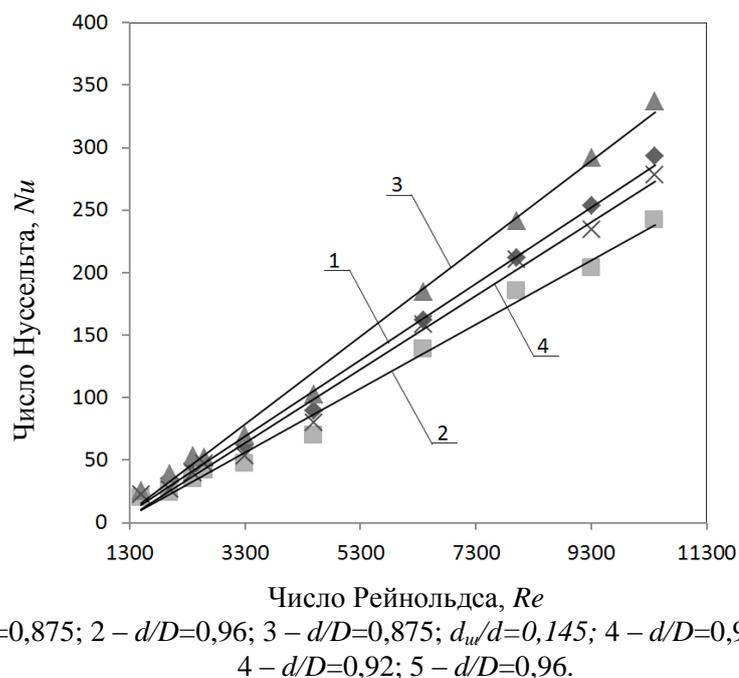


Рисунок 2.4 - Средняя по длине теплоотдача при течении теплоносителя в трубах с накаткой

На рисунке 2.5 показаны зависимости коэффициента теплоотдачи от числа Re для тех же труб [60]. Результаты экспериментов без турбулизаторов ядра потока показали хорошее совпадение с данными [6].

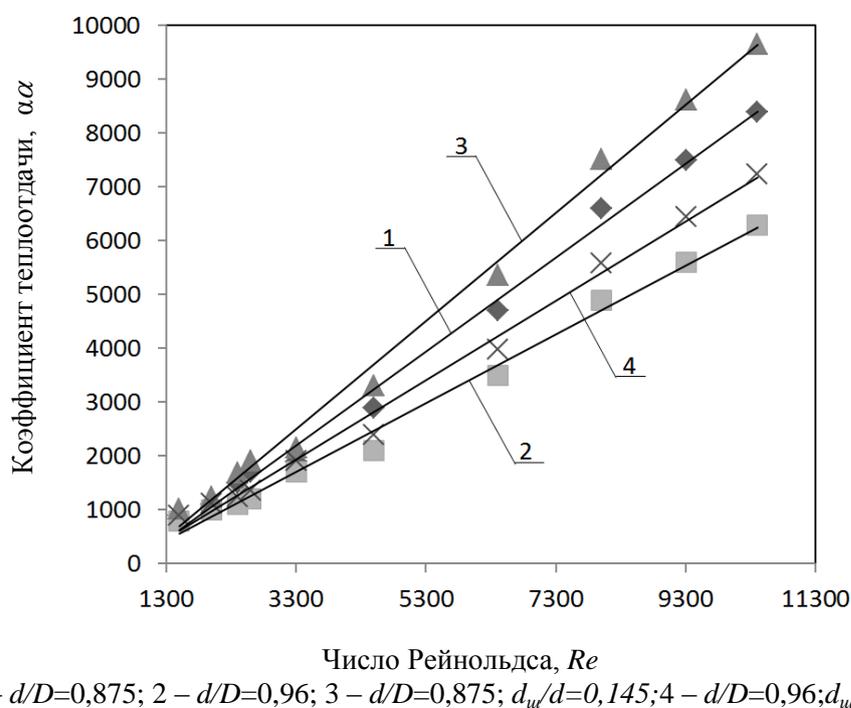
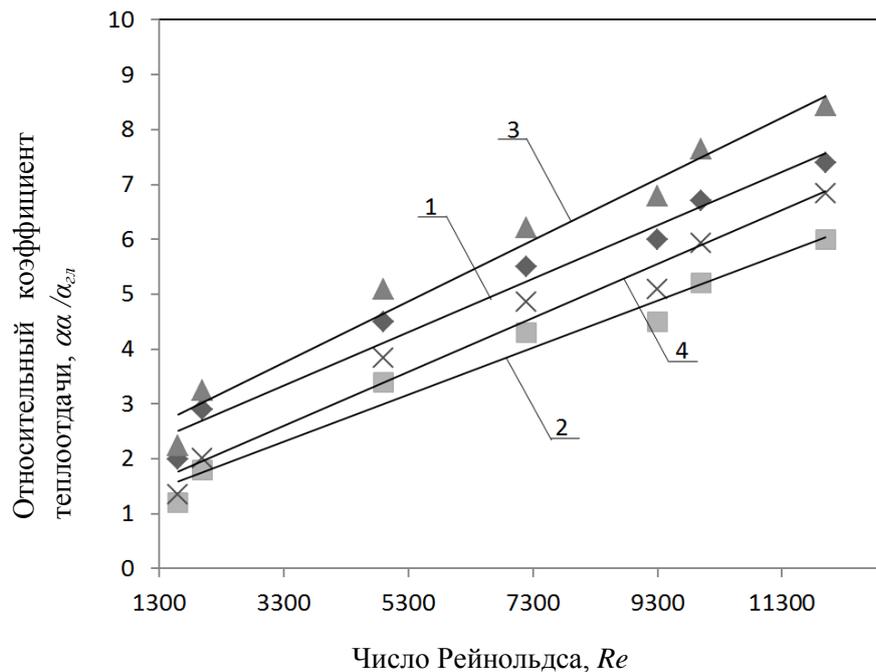


Рисунок 2.5 - Коэффициент теплоотдачи для накатанных труб и накатанных труб с турбулизаторами ядра потока



1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{тл}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{тл}/d=0,04$.

Рисунок 2.6 - Зависимость эффекта интенсификации от числа Re .

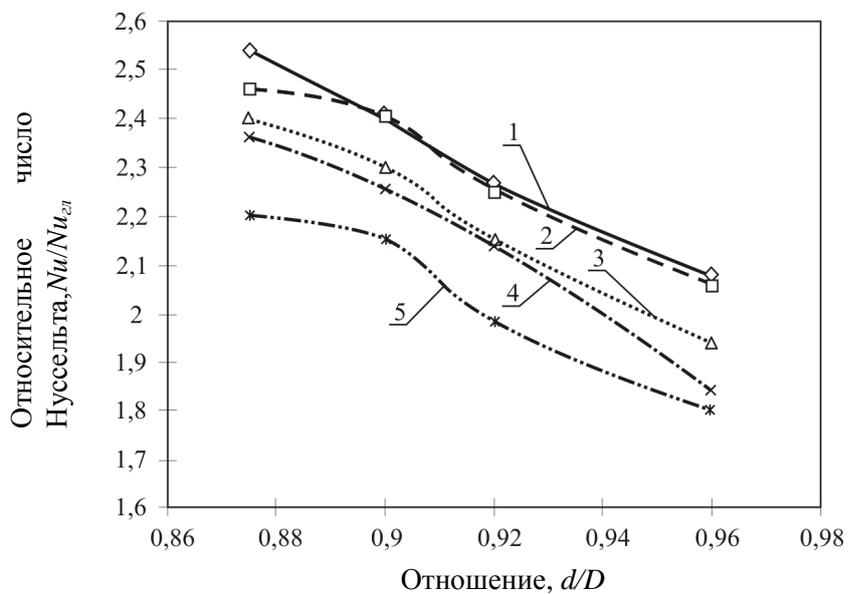
Как видно из рисунка 2.6, где представлены зависимости эффекта интенсификации $\alpha/\alpha_{гл}$ от числа Re , для труб с диафрагмами и труб с накаткой и турбулизаторами с ростом Re увеличивается $\alpha/\alpha_{гл}$. Причем, рост эффекта интенсификации очевиден с ростом высоты диафрагмы и наличием турбулизаторов ядра потока (рисунок 2.7). Это обстоятельство свидетельствует о целесообразности турбулизации в области перехода более толстых пристеночных слоев потока и его ядра [60].

При высоких числах Рейнольдса течения капельной жидкости, наоборот, целесообразно применять турбулизаторы небольшой высоты [61].

При низких числах Рейнольдса теплоотдача в гладкой трубе и трубах с различными параметрами диафрагм совпадает [6]. Это объясняется тем, что при низких скоростях теплоносителя свободная конвекция в горизонтальных трубах велика и дополнительная искусственная турбулизация потока практически не оказывает влияния.

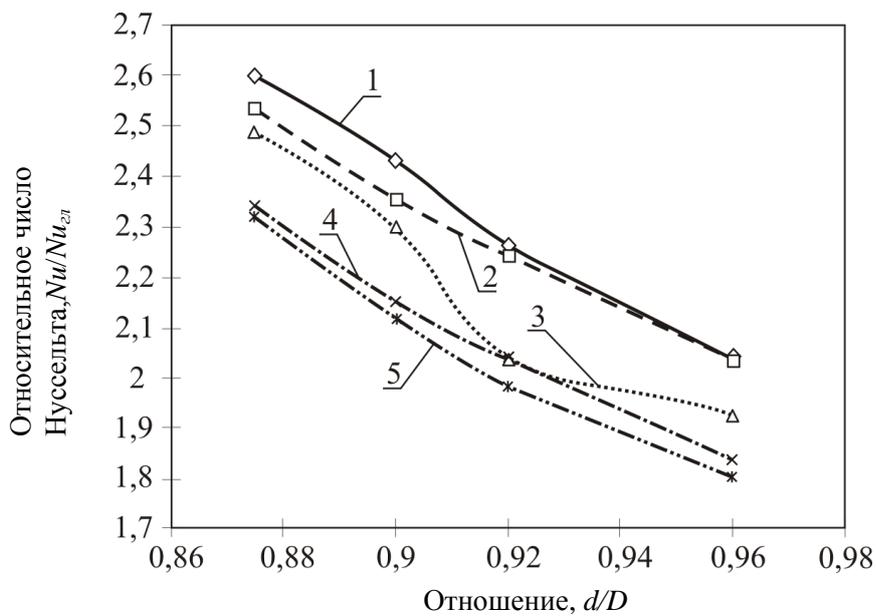
Следовательно, для интенсификации теплоотдачи перспективными являются область перехода и область с повышенными числами Рейнольдса (турбулентная область). Именно в ней были получены эффекты увеличения теплоотдачи в 3,5 раза [61, 62], что существенно превышает возможные для капельных жидкостей эффекты в турбулентной области.

Рассмотрим влияние числа Re на коэффициент гидравлического сопротивления в трубах.



1 – $Re=9300$; 2 – $Re=6300$; 3 – $Re=3280$; 4 – $Re=2350$; 5 – $Re=1600$
данные [6].

а)

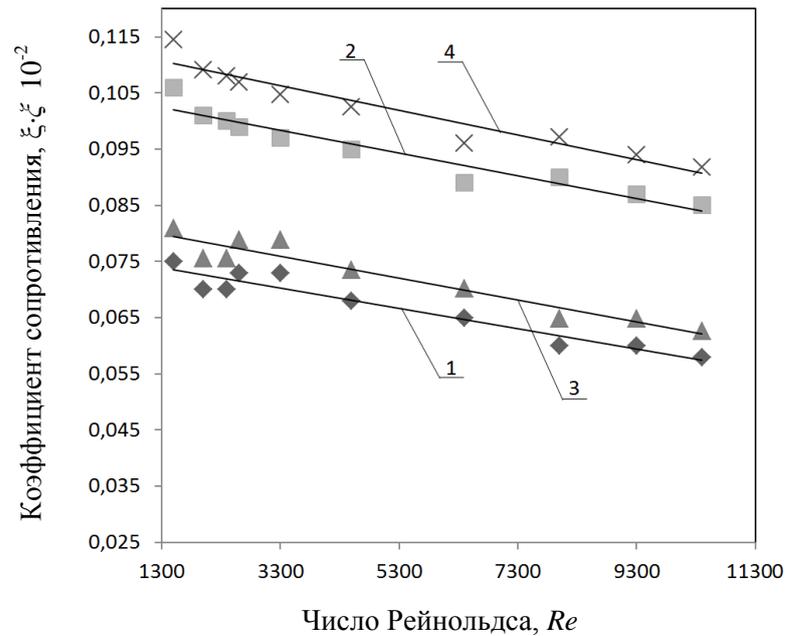


1 – $Re=10380$; 2 – $Re=8234$; 3 – $Re=4500$; 4 – $Re=2560$; 5 – $Re=2100$
данные [6].

б)

Рисунок 2.7 - Влияние высоты диафрагм на интенсификацию теплообмена в накатанных трубах.

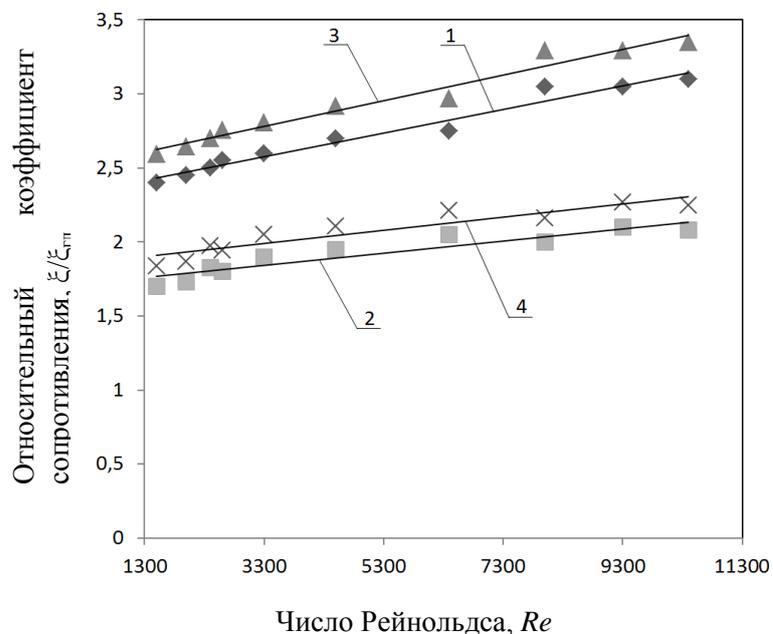
На рисунке 2.8 показаны зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса.



1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{ul}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{ul}/d=0,04$.

Рисунок 2.8 - Зависимость коэффициентов гидравлического сопротивления в накатанных трубах от числа Рейнольдса.

Из графика следует, что для всех накатанных труб с турбулизаторами ядра потока и без них коэффициент сопротивления падает с ростом Re , что благоприятно отражается на интенсификации.



1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{ul}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{ul}/d=0,04$.

Рисунок 2.9 - Зависимость относительных коэффициентов сопротивления $\xi/\xi_{гл}$ от числа Рейнольдса.

Аналогично коэффициенту теплоотдачи, интенсивность роста коэффициента сопротивления при $Re > Re_{кр}$ в накатанных трубах и накатанных труб с турбулизатором ядра потока больше, чем в гладкой [6], и увеличивается по мере уменьшения d/D (рисунки 2.9, 2.10). Максимальное увеличение коэффициента сопротивления в области перехода наблюдается для труб с диафрагмами $d/D=0,875$ и составляет $\xi/\xi_{гл}=3$ [6].

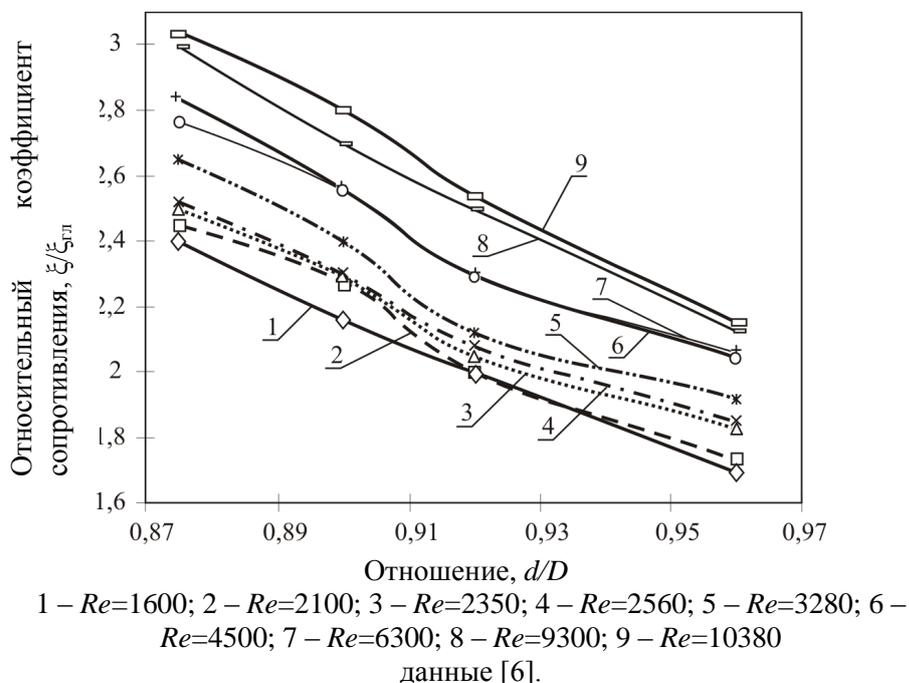
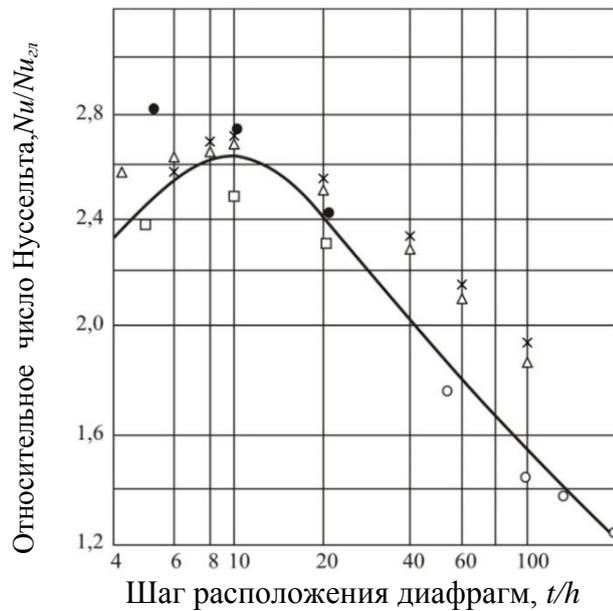


Рисунок 2.10 - Влияние высоты диафрагм на коэффициент гидравлического сопротивления для маловязкого теплоносителя.

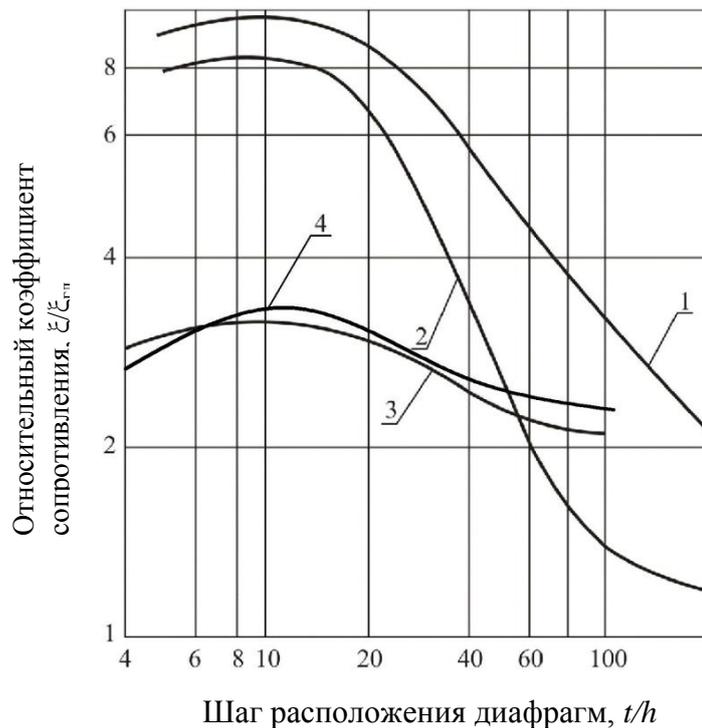
На рисунке 2.11 представлены данные по влиянию относительного шага на увеличение коэффициента теплоотдачи для кольцевых диафрагм прямоугольного (опыты Р.Коха) и плавного (исследования [4,6] и наши данные) профилей на воздухе при одинаковом постоянном числе Re и постоянной высоте диафрагмы. Из рисунка видно, что максимальное увеличение теплоотдачи достигается при $t/h \approx 10$, где h масштаб [63, 64].

На рисунке 2.12 представлены зависимости относительного коэффициента гидравлического сопротивления от шага t/h . Так же как и при исследовании теплообмена, увеличение коэффициента сопротивления достигает максимума при $t/h \approx 10$ [63, 64]. Объяснением этому служит физическая модель вихревого обтекания препятствий, рассмотренная в работе [6] и предложенная нами в разделе 3.2.



- данные Коха; \circ , \bullet - данные Калинина ($Re=4 \cdot 10^4$); Δ - данные Ешанкулова ($Re=1,2 \cdot 10^4$) [6];
 x - наши данные с турбулизатором ядра потока ($Re=1,2 \cdot 10^4$).

Рисунок 2.11 – Влияние относительного шага на увеличение коэффициента теплоотдачи для кольцевых диафрагм и турбулизаторов ядра потока



1 - данные Коха; 2 - данные Калинина ($Re=4 \cdot 10^4$); 3 - данные Ешанкулова [6] ($Re=1,2 \cdot 10^4$); 4 - наши данные ($Re=1,2 \cdot 10^4$).

Рисунок 2.12 – Зависимость относительного коэффициента гидравлического сопротивления от шага между диафрагмами.

2.3 Физическая модель и математическое описание процесса вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах и турбулизаторов ядра потока

Согласно установленным закономерностям формирования вихрей, в трубах с поперечно кольцевым выступами образуются тороидальные вихри [65]. При установке струны с шаровыми утолщениями по оси трубы за ними также образуются тороидальные вихри.

Рассмотрим механизм формирования и взаимодействия вихрей в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока.

При расположении источников вихреобразования в трубах в виде кольцевых выступов (рисунок 2.13а) на расстоянии, характеризующим время $\Delta\tau < T$, сформировавшийся вихрь $1'$, оторвавшись двигается по направлению потока. На его месте зарождается новый вихрь. Так как расстояние между источниками вихреобразования не позволяет обеспечить полный цикл времени вихреобразования за следующими после первого источника, то вихрь $1'$ срывает вихрь $1''$, и след в потоке по трубе становится турбулентным без ярко выраженной регулярной структуры.

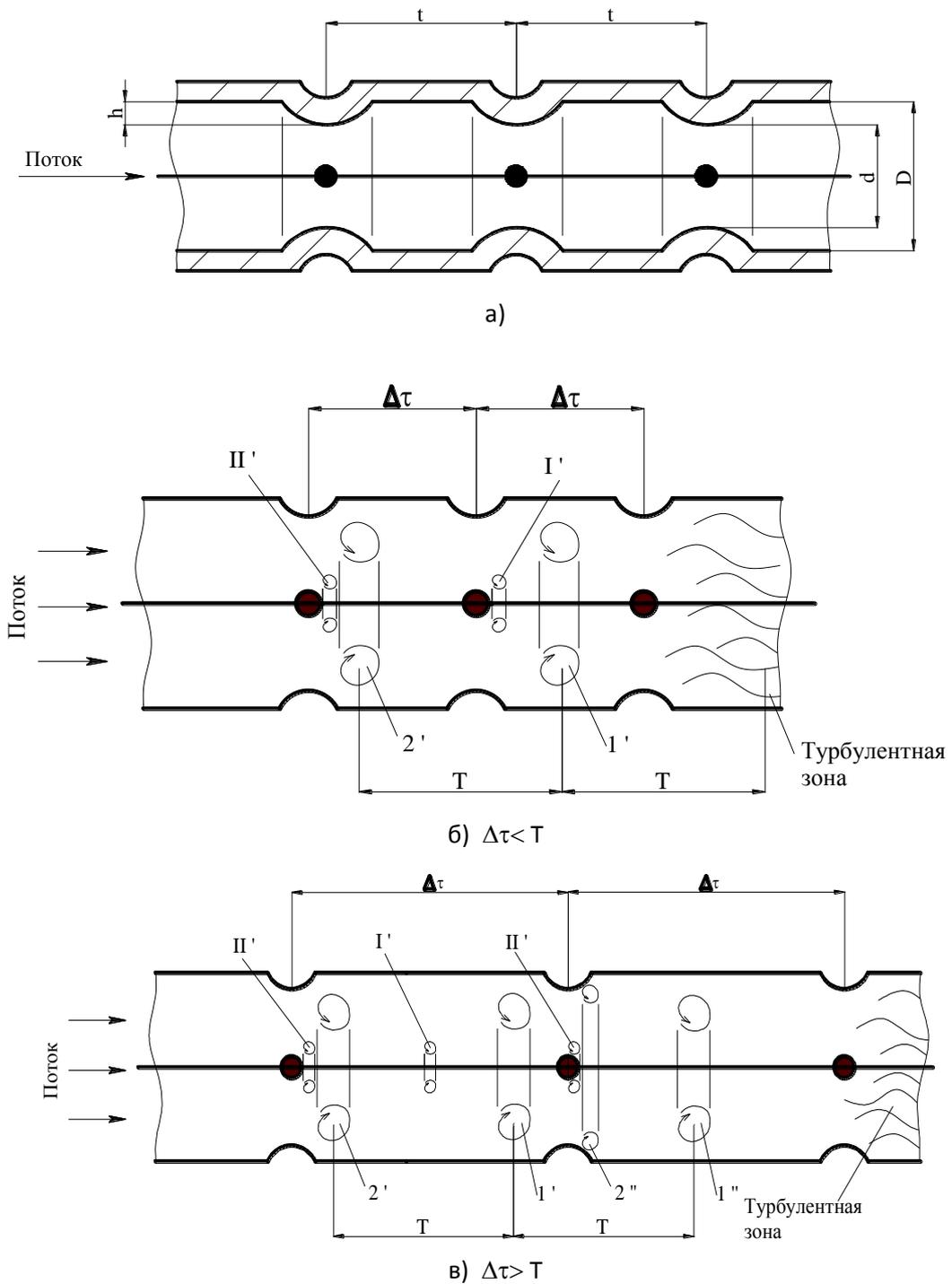
При расположении источников вихреобразования на расстоянии большем, чем период формирования вихрей $\Delta\tau > T$ (рисунок 2.13б) вихрь $1'$ срывает несформировавшийся вихрь $2''$, а вихрь $1''$ вихрь $3''$ и т.д.

Аналогичная картина наблюдается и при взаимодействии вихрей в ядре потока.

При расположении шаровых уплотнений (рисунок 2.13а) на расстоянии, характеризующим время $\Delta\tau < T$, сформировавшийся вихрь I' , оторвавшись двигается по направлению потока. На его месте зарождается новый вихрь. Так как полный цикл времени вихреобразования за следующими после первого источника не завершен, то вихрь I' срывает вихрь I'' , и след в ядре потока становится турбулентным.

При расположении источников вихреобразования на расстоянии большем, чем период формирования вихрей $\Delta\tau > T$ (рисунок 2.13б) вихрь I' срывает несформировавшийся вихрь II'' , а вихрь I'' вихрь III'' и т.д. След в ядре потока является турбулентным.

Из рассмотренных схем взаимодействия вихрей видно, что возможно такое расположение источников вихреобразования, когда обеспечивается совпадение времени образования вихрей и времени пролета вихрей от одного источника к другому. Такое расположение обеспечивает синфазный режим взаимодействия вихрей. В этом режиме вихри, образовавшиеся одновременно за всеми источниками, срываясь, подлетают к следующим по ходу движения потока источникам в момент завершения за ними цикла вихреобразования. Происходит суммирование мощности вихрей [66].



а) труба с кольцевыми выступами; б) схема взаимодействия вихрей при $\Delta\tau < T$; в) схема взаимодействия вихрей при $\Delta\tau > T$

Рисунок 2.13 – Схема взаимодействия вихрей в трубах с кольцевыми выступами

Для математического описания рассмотренных схем взаимодействия вихрей, аналогично с работами [2,41,44], используем понятие степени взаимодействия вихрей θ .

$$\theta = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{\Delta \tau}{T} + 1 \right) \right] \quad (2.1)$$

В этой формуле присутствуют временные величины $\Delta \tau$ и T , затрудняющие вычисление данного параметра. Обычно для практического использования их выражают через шаг расположения источников вихреобразования.

Учитывая, что путь t , преодолеваемый вихрем за время $\Delta \tau$ в периодном режиме вихреобразования равен:

$$t = m \cdot W \cdot \Delta \tau \quad (2.2)$$

получаем

$$\Delta \tau = \frac{t}{m \cdot W}, \quad (2.3)$$

где m – параметр, характеризующий скорость движения вихрей.

Период образования вихрей определяется по известной формуле:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{d}{Sl \cdot W}, \quad (2.4)$$

где f – частота образования вихрей, c^{-1} ; d – характерный размер источника вихреобразования, м; Sl – число Струхаля; W – скорость потока, м/с.

Подставляя (2.3) и (2.4) в уравнение (2.1) получим:

$$\theta = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{t \cdot Sl}{d \cdot m} + 1 \right) \right], \quad (2.5)$$

где $Sl=0,164$ – число Струхаля, значение параметра m определяется по формуле:

$$m = 0,738 [1 - \exp(-t/d)] \quad (2.6)$$

Здесь d – диаметр, соответствующий диаметру выступов d (см. рисунок 2.13а).

В том случае, когда за определяющий размер берется высота шероховатости h , а шаг расположения источников вихреобразования характеризуется t/h , нами для вычислений предложены уравнения:

$$\theta_h = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{t_h}{h \cdot m_h} + 1 \right) \right] \quad (2.7)$$

$$m_h = 1,4 [1 - \exp(-t_h/h)] \quad (2.8)$$

Для случая образования и взаимодействия вихрей за сферическими утолщениями, расположенными на струне по оси трубы используем аналогичный подход. Тогда для степени взаимодействия вихрей имеем следующее выражение:

$$\theta_{яд} = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{t_{яд} \cdot Sl_{ш}}{d_{ш} \cdot m_{ш}} + 1 \right) \right], \quad (2.9)$$

где $t_{яд}$ – шаг между сферическими утолщениями; $Sl_{ш}=0,183$ – число Струхала. Значение параметра $m_{ш}$ определяется по формуле:

$$m_{ш} = 0,874 [1 - \exp(-t_{яд}/d_{ш})] \quad (2.10)$$

Анализ результатов исследований коэффициентов теплоотдачи и гидросопротивления свидетельствует о том, что максимальные их значения приходятся на шаг расположения кольцевых выступов $t_h/h=10$. Размер этих шагов соответствуют размеру шагов сферических утолщений $t_{яд}/d_{ш}=4,7$, при котором возможно достижение экстремальных значений гидродинамических и тепломассообменных характеристик [41]. Следовательно, располагая сферические утолщения таким образом, чтобы ось симметрии утолщений совпала с осью симметрии выступов, одновременно достигаются синфазные режимы для кольцевых выступов и сферических утолщений. В этом случае соотношения между шагами расположения сферических утолщений и кольцевых выступов определяются по формуле [66]:

$$t_{яд}/d_{ш} = 0.47 \cdot t_h/h \quad (2.11)$$

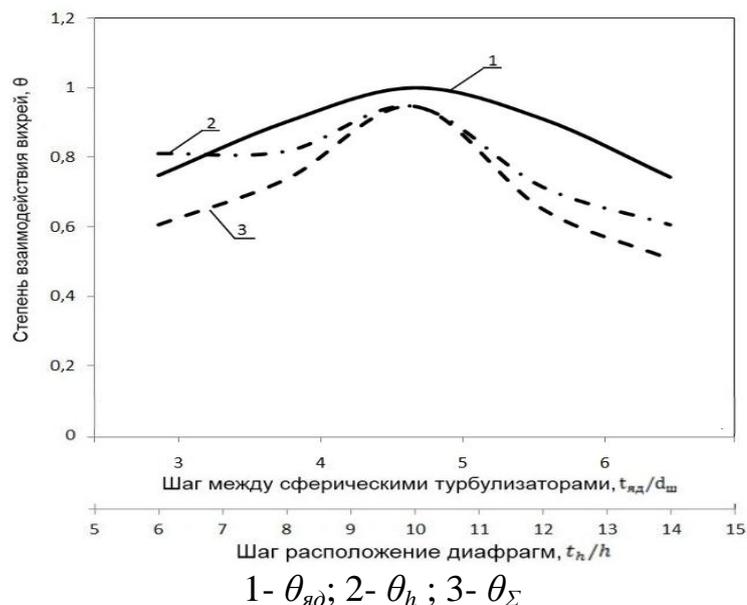


Рисунок 2.14 - Зависимость коэффициентов θ_h , $\theta_{яд}$ и θ_{Σ} от шагов расположения диафрагм t_h/h и сферических турбулизаторов $t_{яд}/d_{ш}$

На рисунке 2.14 представлены результаты расчета по уравнениям (2.7) и (2.9), где кривые совмещены по значениям критических шагов, при которых достигаются синфазные режимы. В связи с этим совмещенный коэффициент, учитывающий механизмы взаимодействия за кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока может быть определен по формуле:

$$\theta_{\Sigma} = \theta_h \cdot \theta_{яд} \quad (2.12)$$

2.4 Расчет коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока

Число Nu для исследуемых чисел Рейнольдса 1500...10500 определяется по формуле:

$$Nu = A \cdot Nu_{г\lambda} \quad (2.13)$$

В этом случае $Nu_{г\lambda}$ рассчитывается по уравнению:

$$Nu = 0,021 Re_{\epsilon}^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,11} \quad (2.14)$$

Значение коэффициента A определено на основе экспериментальных данных:

$$A = \frac{\alpha}{\alpha_{г\lambda}} = 1,6 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left[\left(\frac{d_{ш}}{d} \right)^2 + \left(\frac{d}{D} \right)^{-0,5} + 0,35 \cdot \left(\frac{D}{d} \right) \cdot Re \cdot 10^{-3} \right] \quad (2.15)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле:

$$\xi = B \cdot \xi_{г\lambda}, \quad (2.16)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления гладкой трубы $\xi_{г\lambda}$ рассчитывается по формуле:

$$\xi = 0,316 Re^{-1/4} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{жс}} \right), \quad (2.17)$$

а для коэффициента B обработкой экспериментальных данных получено следующее расчетное выражение:

$$B = \frac{\xi}{\xi_{г\lambda}} = 1,4 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{-3,94} \exp \left[\left(1,2 \cdot \left(\frac{d_{ш}}{d} \right)^2 + 0,3 \cdot \frac{d}{D} \right) \cdot 10^{-4} \cdot Re \right] \quad (2.18)$$

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по теплоотдаче и гидросопротивлению при средних числах Рейнольдса показало следующее расхождение: $A = \alpha/\alpha_{\text{гл}} \pm 8\%$; $B = \xi/\xi_{\text{гл}} \pm 11\%$.

2.5 Гидродинамические закономерности и теплообменные характеристики и при течении теплоносителя в кольцевом канале. Расчет коэффициентов сопротивления и теплоотдачи

Основные параметры в опытах выдержаны, как и в работе [6] в следующих пределах: температуры $t_{\text{в}} = 11 \dots 17,8^\circ\text{C}$; $t_{\text{с}} = 14,2 \dots 25,4^\circ\text{C}$; $t_{\text{с}} = 29,4 \dots 50^\circ\text{C}$. При этом числа Рейнольдса $Re = 1600 \dots 11000$.

При определении параметров теплообмена и гидравлического сопротивления в кольцевых каналах их относят к эквивалентному диаметру, при этом наличие канавок не учитывается [6]. Коэффициент теплоотдачи с незначительной погрешностью относился к поверхности гладкой трубы. За определяющую температуру принималась средняя температура потока, за определяющий размер эквивалентный диаметр.

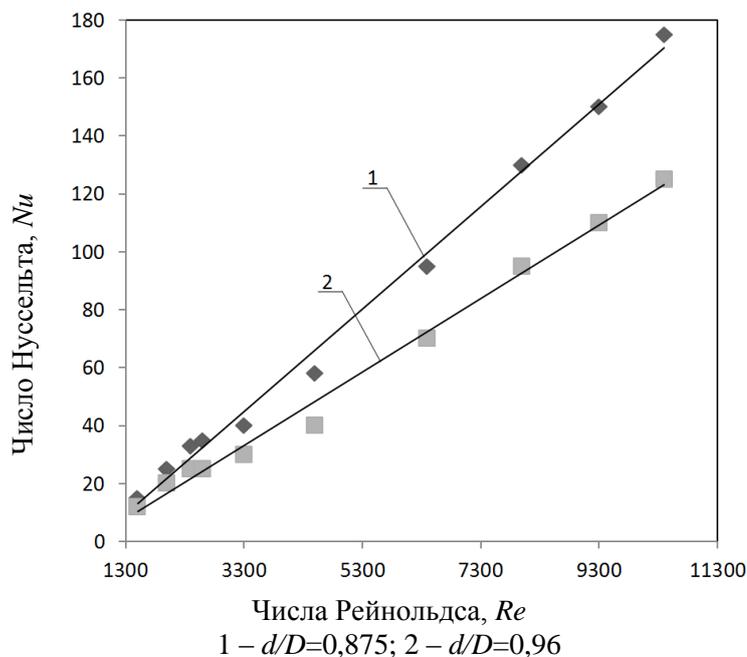


Рисунок 2.15 - Средняя по длине теплоотдача при течении маловязкого теплоносителя в кольцевых каналах.

Из рисунков 2.15 и 2.16, как и работе [6], видно, что во всех каналах с разными параметрами кольцевых канавок наблюдается рост теплоотдачи. С ростом h/d_3 зависимость ξ от Re становится более полой (см. рисунок 2.17), так как при этом растет доля потерь давления на турбулизацию потока в канавках. Эти потери, эквивалентные местным сопротивлениям, мало зависят от Re и поэтому с их ростом уменьшается зависимость суммарного коэффициента сопротивления от Re .

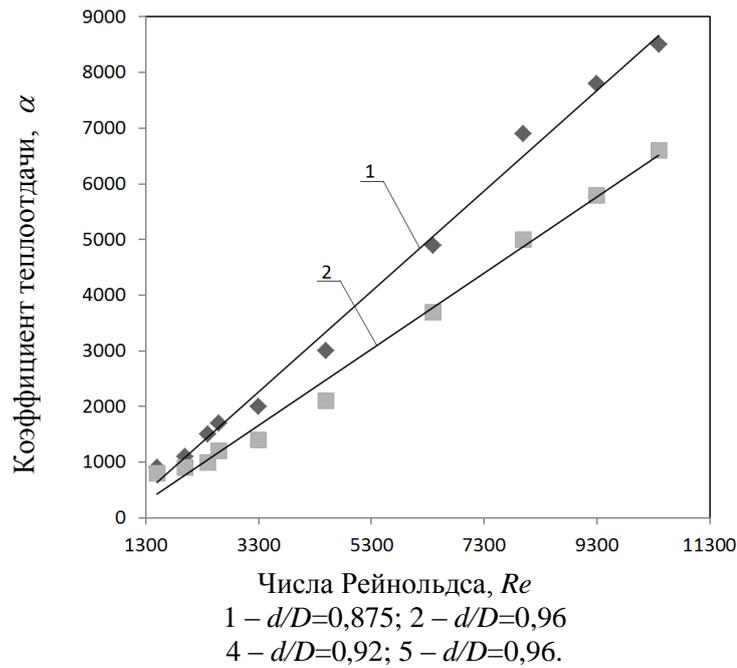


Рисунок 2.16 - Кoeffициент теплоотдачи для кольцевых каналов.

Полученные данные по теплообмену и сопротивлению приведены на рисунках 2.15, 2.16 и 2.17.

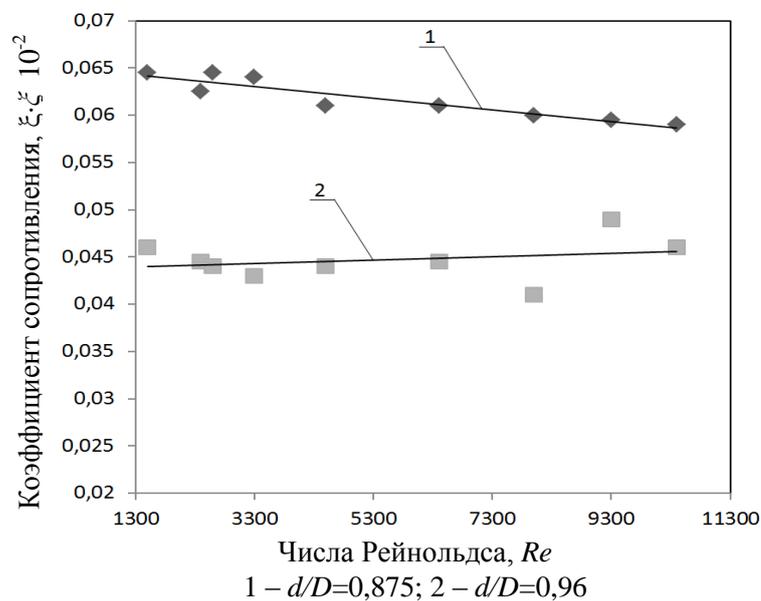


Рисунок 2.17 - Гидравлическое сопротивление в кольцевых каналах с поперечными канавками при течении воды.

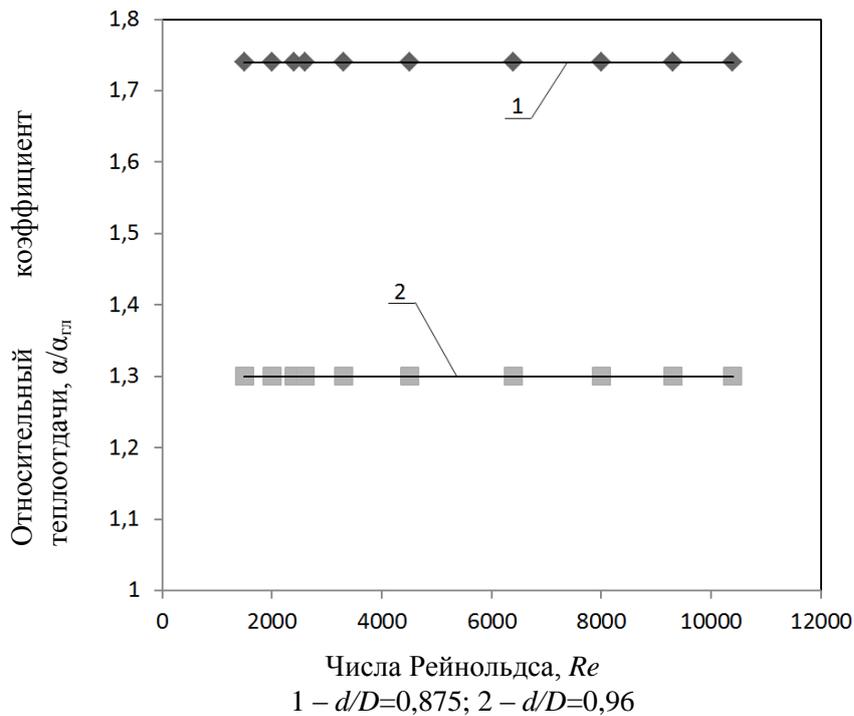


Рисунок 2.18 - Эффект интенсификации от числа Re .

Из рисунка 2.18 следует [6], что в отличие от круглой трубы, в исследованных каналах отношение $\alpha/\alpha_{\text{гп}}$ не зависит от Re . Важно при этом подчеркнуть, что в кольцевых каналах, как при невысоких числах Re , накатка в виде кольцевых канавок обеспечивает более низкий уровень увеличения теплоотдачи, чем внутри трубы. Величина интенсификации теплообмена кольцевыми канавками по сравнению с гладким каналом составляет 30% для трубы $d/D=0,96$ и 74% для $d/D=0,875$ [6].

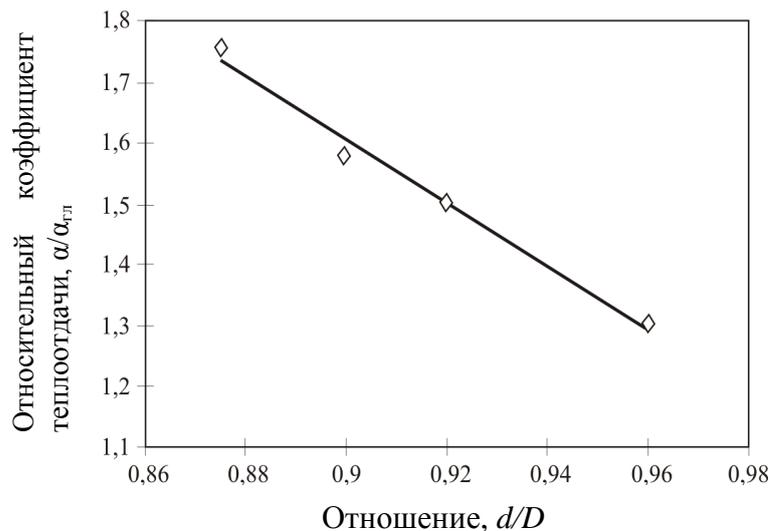


Рисунок 2.19 - Влияние глубины канавок на интенсификацию теплообмена в кольцевом канале при течении маловязкого теплоносителя [6].

Очевидно, что при течении теплоносителя в кольцевом канале, кольцевые канавки являются турбулизаторами потока. Эксперименты показывают, что в таких условиях теплообмена, рост теплоотдачи не зависит от скорости, а, следовательно, от числа Рейнольдса потока. Поэтому на рисунке 2.19 имеется одна кривая, которая показывает эффект всех исследованных труб при одинаковых числах Рейнольдса [6].

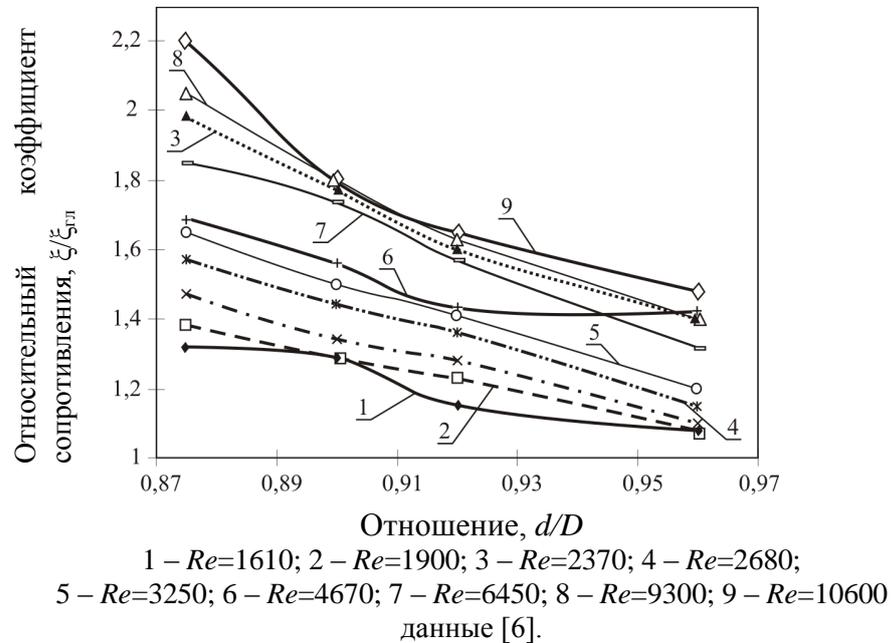


Рисунок 2.20 - Влияние глубины канавок на коэффициент гидравлического сопротивления маловязкого теплоносителя [6].

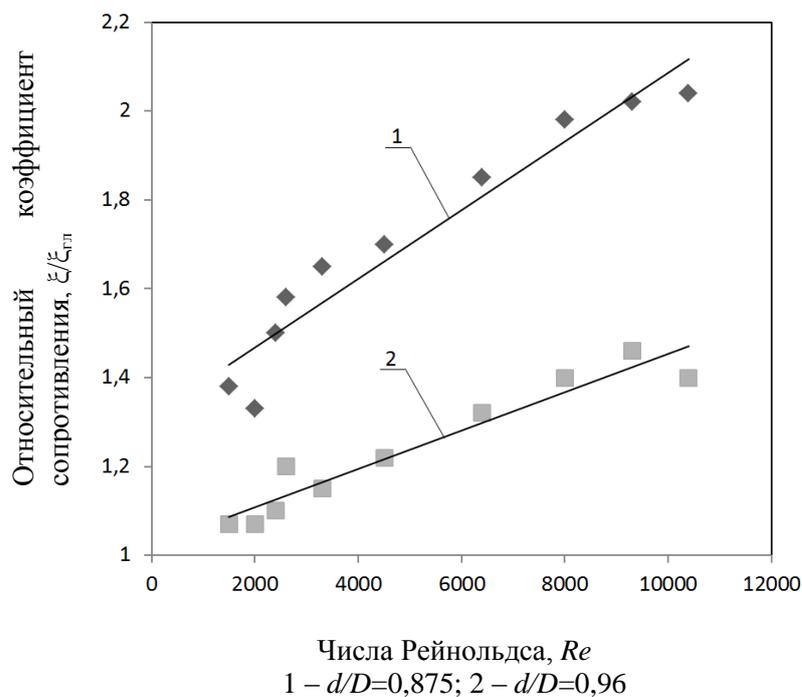


Рисунок 2.21 - Зависимость $\xi/\xi_{г\text{л}}$ от числа Рейнольдса.

Как видно из рисунка 2.20 с ростом Re разница в коэффициентах сопротивления накатанных ξ и $\xi_{гп}$ гладкой труб сначала увеличивается резко, а затем более плавно. Опытные данные по гидросопротивлению хорошо согласуются с нашей формулой (рисунок 2.21).

Полученные опытные данные для теплоносителя в кольцевом зазоре позволили следующим образом объяснить механизм интенсификации теплообмена [67]. При низких числах Рейнольдса течения теплоносителя канавки заполнены неподвижной жидкостью или же влияние свободной конвекции незначительно и не влияет на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу.

С ростом числа Re в широких частях ячеек межтрубного пространства появляются турбулентные пробки. При этом на части периметра трубки скорость потока у стенки возрастает, и в канавках образуются периодические срывы потока. Эти явления ведут к турбулизации тонкого пристеночного слоя, и, следовательно, к росту теплоотдачи и гидравлического сопротивления. При этом, так как турбулентные пробки интенсифицируют поток только на небольшой части периметра трубки, соприкасающейся с широкими частями ячеек, и в то же время захватывают основное ядро потока, рост гидравлического сопротивления опережает рост теплоотдачи.

С дальнейшим ростом числа Re снижается толщина ламинарного подслоя. При этом в канавках образуются устойчивые вихри, мощность которых возрастает. С ростом Re вихри, распространяясь вдоль канавок, постепенно проникают в узкие части межтрубного пространства и охватывают весь периметр трубки. При этом коэффициент теплоотдачи возрастает как из-за мощности вихря, образующегося в канавке, так и из-за распространения его на всю канавку. На верхней границе вихря, где градиент скорости максимален, случайные возмущения потока возрастают в крупные пульсации осевой составляющей скорости. В результате работы пульсаций давления энергия продольных пульсаций передается поперечным. Крупные пульсации переносятся основным потоком вдоль стенок, передавая свою энергию более мелким, пока полностью не диссипируют. Наличие этих пульсаций у стенки и ведет к увеличению турбулентной теплопроводности в пристеночном слое и к росту теплоотдачи [6].

С ростом Re профили скоростей должны становиться более заполненными, а верхняя часть вихря должна оставаться примерно на том же уровне [67]. Поэтому срывающаяся в верхней части вихря турбулизированная струя хотя и становится более мощной, однако большей частью не попадает в область, где срабатывается основной температурный напор. При этом эффект интенсификации теплообмена за счет турбулизации потока перестанет расти. Гидравлическое сопротивление должно увеличиваться, так как не будет расти мощность вихря.

2.6 Расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления при движении теплоносителя в кольцевом канале с поперечно кольцевыми канавками

Числа Нуссельта при числах Рейнольдса $Re=1600\dots 11000$ определяются по формуле (2.13). В которой $Nu_{гт}$ определяется по известной зависимости [47].

$$Nu = 0,017 Re_{\theta}^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,11} \cdot \left(\frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18} \quad (2.19)$$

Экспериментальные данные по интенсификации теплообмена обобщаются зависимостью:

$$C = \frac{\alpha}{\alpha_{гт}} = 1,12 \cdot \theta_h \cdot \left(1 + 11,8 \cdot \frac{h}{d_3} \right), \quad (2.20)$$

где θ_h - степень взаимодействия вихрей, определяемая по уравнению (2.7).

Погрешность расчетных и экспериментальных данных составляет $\pm 8\%$.

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле (2.16). Коэффициент гидравлического сопротивления гладкого канала $\xi_{гт}$ рассчитываем по формуле [68] (2.17).

Для описания опытных данных коэффициентов гидравлического сопротивления предложена расчетная зависимость:

$$D = \frac{\xi}{\xi_{гт}} = 1,5 \cdot \theta_h \cdot \left(0,8 + 1,2 \cdot \frac{h}{d_3} \right) \cdot \exp \left[\left(0,04 + 0,1 \cdot \frac{h}{d_3} \right) \cdot 10^{-4} Re \right] \quad (2.21)$$

Погрешность расчетных значений коэффициентов гидравлического сопротивления каналов с накаткой составляет $\pm 10\%$.

3 ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛОМАССОБМЕН В СМЕСИТЕЛЬНОМ НАСАДОЧНОМ АППАРАТЕ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

3.1 Технологическая схема экспериментальной установки и методики проведения экспериментов

Технологическая схема установки для исследования гидродинамических параметров и теплообменных характеристик трубчатого пучка и насадочной зоны смесительного насадочного аппарата представлена на рисунке 3.1. Экспериментальная установка включала модель аппарата квадратного сечения (340x340 мм), выполненную из оргстекла [69]. Данная установка была создана для проведения исследований гидродинамических закономерностей и теплообменных характеристик аппарата с трубчатой насадкой регулярной структуры, в которой использованы гладкие трубы [57]. Нами для исследований использовался модернизированный трубчатый пучок, в котором горизонтальные участки труб в контактной зоне имели накатку и внутри труб по их оси располагались шаровые турбулизаторы ядра потока.

В процессе работы установки [69] поток воздуха, нагнетаемый вентилятором 1, поступает через сборную емкость в колонный аппарат 10 сечением 340x340мм и высотой рабочей зоны 1,3 м. Затем, проходя через трубчатый пучок 8, орошаемый жидкостью, поступающей через ороситель 7, выбрасывается в атмосферу. Расход воздушного потока регулируется шибером 2 по показаниям стандартной диафрагмы с дифманометром. Орошающая жидкость из нижней емкости аппарата 10 через промежуточную емкость 9 насосом 3 подается в напорный бак 5, откуда через ороситель 7 поступает на орошение. Расход воды регулируется вентилем 6 по показаниям ротаметра.

В технологической схеме предусмотрена подача теплоносителя в трубное пространство по замкнутому контуру, включающим насос 3, напорную емкость 5 с нагревательным устройством 4 и трубчатый пучок 8.

Данная схема позволяла проводить исследования для двух случаев. В первом случае при подаче нагретого воздуха циркуляция жидкости осуществляется холодным теплоносителем. Во втором случае теплоноситель нагревался в напорной емкости 5 с помощью нагревательного устройства 4 и поступал в трубчатый пучок 8.

Диапазон изменения:

режимных параметров:

- скорость газа w_{Γ} - 1÷5 м/с;
- плотность орошения L - 10÷75 м³/м²·ч;
- температура воздуха $t_{\text{возд.}} = 20÷100$ °С;
- температура теплоносителя в трубчатом пучке $t_{\text{ж}} = 16÷100$ °С;

конструктивных параметров:

- шаг между трубами по вертикали $t_{\text{в}}/b$ - 2;
- шаг между трубами в радиальном направлении $t_{\text{р}}/b$ - 2;

– размер труб: $d = 0,025$ м; $l = 0,34$ м;

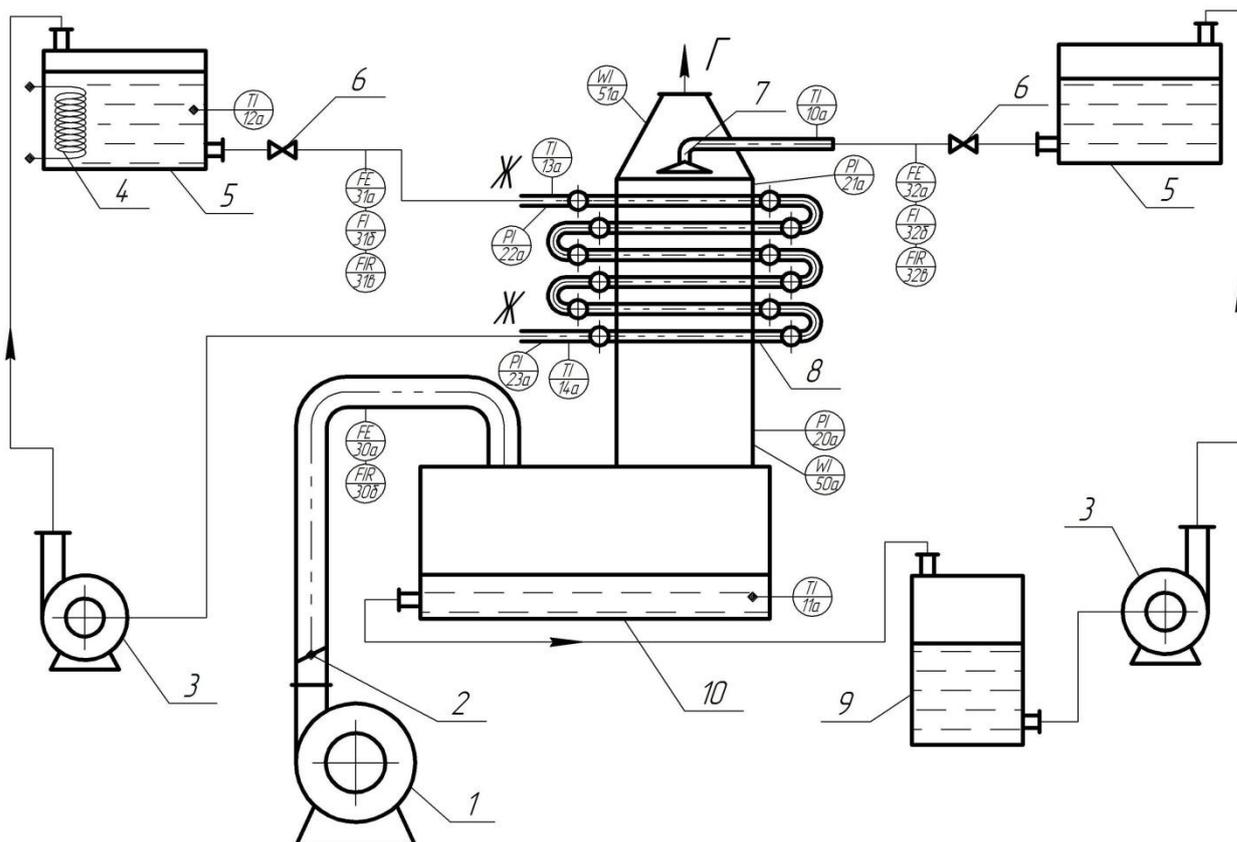
турбулизаторы теплоносителя (см. рисунок 2.3):

– относительная высота кольцевых выступов трубы: $d/D=0,96$ и $0,875$;

– шарообразные утолщения $d_{ш}/d=0,04$ и $0,145$;

– шаг между кольцевыми выступами $t/h=10$ ($h=D-d$);

– шаг между шарообразными утолщениями (4-5) $t_{яд}/d_{ш}$.

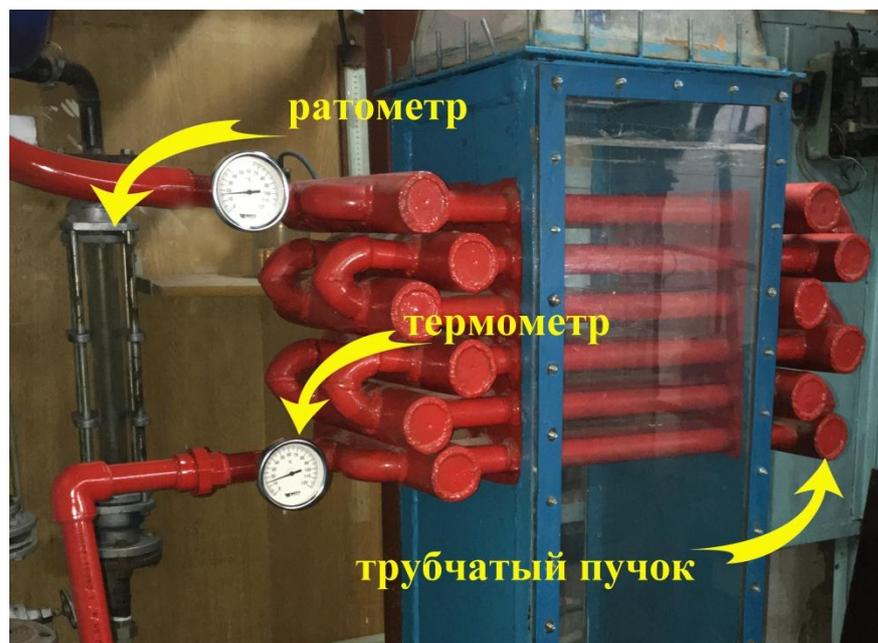


1 – вентилятор; 2 – шибер; 3 – насос; 4 – нагревательное устройство; 5 – напорная емкость; 6 – вентиль; 7 – ороситель; 8 – трубчатый пучок; 9 – промежуточная емкость; 10 - аппарат с трубчатой насадкой.

Рисунок 3.1 - Технологическая схема установки для исследования гидродинамических параметров и теплообменных характеристик аппарата с трубчатой насадкой



а) общий вид экспериментальной установки,



б) трубчатый пучок

Рисунок 3.2 – Схема экспериментальной установки

Гидравлическое сопротивление аппарата ΔP измерялось дифференциальным манометром и контролировалось прибором типа ДСР.

Методика исследования **коэффициентов** теплоотдачи [70].

Средние значения α по результатам опытов рассчитывались по формуле:

$$\alpha = \frac{G_2 c_p' (t_{с.н.} - t_{с.к.})}{F \cdot \Delta t_{ср.л.}}, \quad (3.1)$$

где: G_2 – массовый расход воздуха, кг/ч.;

$t_{с.н.}$ и $t_{с.к.}$ – соответственно начальная и конечная температура газа, °С;

c_{pv} – теплоемкость влажного воздуха; кДж/(кг·К);

F – поверхность контакта, м²;

$\Delta t_{ср.л.}$ – средняя логарифмическая разность температур, °С;

$$\Delta t_{ср.л.} = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{\ln \frac{\theta_{\max}}{\theta_{\min}}}, \quad (3.2)$$

где θ_{\max} и θ_{\min} – соответственно наибольший и наименьший температурные напоры между потоками °С.

Наибольший и наименьший температурный напор между потоками, согласно схемы противоточного движения воздуха и воды и изменением температур, определяется следующим образом:

$$\theta_{\max} = t_{с.н.} - t_{ж.к.}; \quad \theta_{\min} = t_{с.к.} - t_{ж.н.}. \quad (3.3)$$

Температура воздуха по мокрому термометру измерялась психрометрическим методом, основанном на одновременном измерении температуры сухим и влажным (мокрым) термометрами. Измерения производились психрометрами Асмана снабженных ртутными термометрами с ценой деления 0,1°С.

При измерении параметров влажного не насыщенного воздуха сухой чувствительный элемент показывает температуру паровоздушной смеси, а с влажной поверхности второго чувствительного элемента испаряется вода. Испарение ее обусловлено тем, что парциальное давление водяных паров в ненасыщенном воздухе меньше, чем у смоченной поверхности чувствительного элемента измерительного прибора. В результате испарения затрачивается тепло как окружающего воздуха, так и воды, содержащейся в смоченном материале чехла. Температура воды понижается и достигает предельного значения в условиях, когда затрачиваемое на испарение тепло полностью отбирается из окружающего воздуха. Тем самым температура воздуха по мокрому термометру характеризует температуру насыщенного воздуха в условиях испарения воды, когда тепло для испарения полностью берется из окружающего воздуха.

Для определения **коэффициентов массоотдачи в газовой фазе**, отнесенных к сечению аппарата $\beta_{гс}$ или к его объему $\beta_{гв}$, использовали широко применяемую методику, основанную на изучении процесса адиабатического испарения воды в воздух [71, 72].

Согласно данной методики значения коэффициентов массоотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$ и $\beta_{гв}$ рассчитывали по следующим формулам:

$$\beta_{гс} = \frac{W_{г} \cdot \gamma_{г} \cdot \Delta x \cdot R \cdot T_{к} \cdot P_0}{M_{H_2O} \cdot \Delta P_{ср}} \quad (3.4)$$

и

$$\beta_{гв} = \frac{\beta_{гс}}{H} \quad (3.5)$$

В уравнении (3.4) движущая сила процесса рассчитывалась по уравнению:

$$\Delta P_{ср} = \frac{P_{г} - P}{\ln \frac{P^* - P}{P^* - P_{г}}} \quad (3.6)$$

В уравнениях (3.4)÷(3.6):

$\gamma_{г}$ – удельный вес воздуха, Н/м³;

$\Delta x = x_{к} - x_{н}$ – разность влагосодержаний, кг/кг;

P_0 – общее давление, определенное по барометру, Па;

M_{H_2O} – молекулярный вес воды, кг/моль;

R – газовая постоянная, Дж/(моль·град);

$T_{к}$ – температура, °К;

P^* – равновесное давление водяных паров, Па;

$P_{н}$ и $P_{к}$ – парциальные давления водяных паров в воздухе, рассчитанное по показаниям сухого и мокрого термометров, установленных до и после аппарата, Па.

Относительное влагосодержание воздуха определяли по диаграмме i - x влажного воздуха [73], а также рассчитывали [74] по уравнениям:

$$x_{н} = 0,622 \cdot \frac{P_{г}}{P_0 - P_{г}}; \quad (3.7)$$

$$x_{к} = 0,622 \cdot \frac{P_{г}}{P_0 - P_{г}}. \quad (3.8)$$

3.2 Гидродинамика и теплообмен в трубчатом пучке с турбулизаторами теплоносителя

3.2.1 Гидродинамические характеристики трубчатого пучка

Гидравлическое сопротивление трубчатого пучка смесительного теплообменного аппарата определяется конфигурацией тракта движения теплоносителя и местными сопротивлениями. Известно, что местные сопротивления делятся на следующие группы [75]:

- потери, связанные с изменением сечения потока (или, что то же, его средней скорости). Сюда относятся случаи внезапного расширения, сужения, а также постепенного расширения и сужения потока;

- потери, вызванные изменением направления потока. Сюда относятся различного рода колена, угольники, отводы, используемые на трубопроводах;

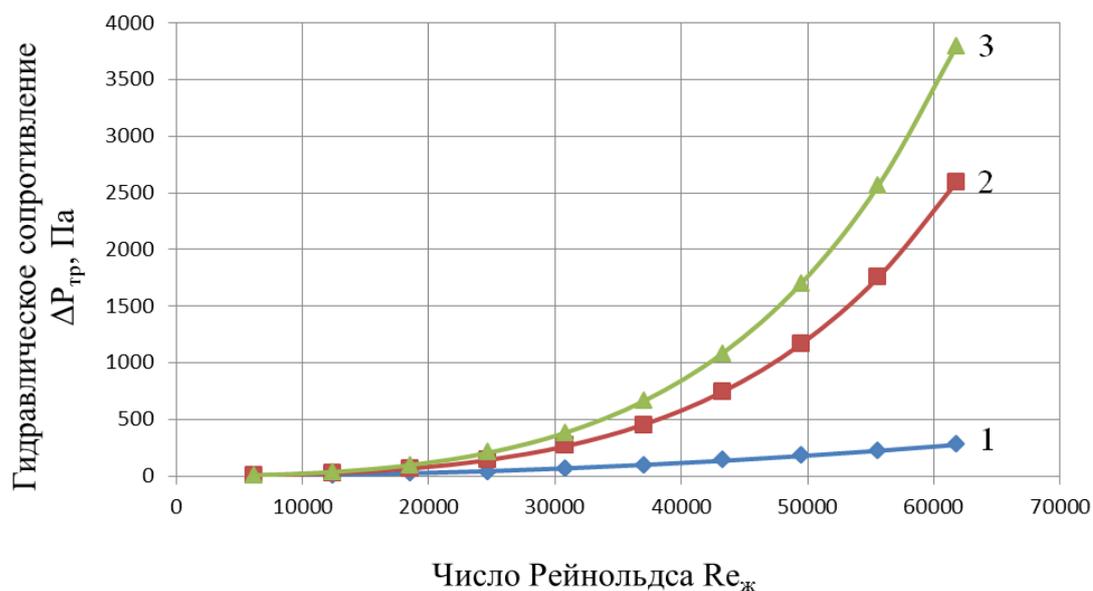
- потери, связанные с протеканием жидкости через арматуру различного типа (вентили, краны, обратные клапаны, сетки, отборы, дроссель-клапаны и т.д.);

- потери, связанные с отделением одной части потока от другой или слиянием двух потоков в один общий. Сюда относятся, например, тройники, крестовины и отверстия в боковых стенках трубопроводов при наличии транзитного расхода.

Нами проведены исследования гидравлического сопротивления на трение и общего гидравлического сопротивления трубного пучка составленного из гладких труб, труб имеющих различные параметры накатки и осевые турбулизаторы потока, а также определены значения местных сопротивлений [76-78].

На рисунке 3.1 приведены результаты исследований гидравлического сопротивления на трение $\Delta P_{тр}$ в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$, на рисунке 3.2 зависимость гидравлического сопротивления труб в трубном пучке $\Delta P_{общ}$ от числа Рейнольдса $Re_{ж}$, а на рисунке 3.3 зависимость числа Эйлера Eu в том же диапазоне изменения чисел Рейнольдса. Диапазон исследований охватывает переходный и развитый турбулентный режимы.

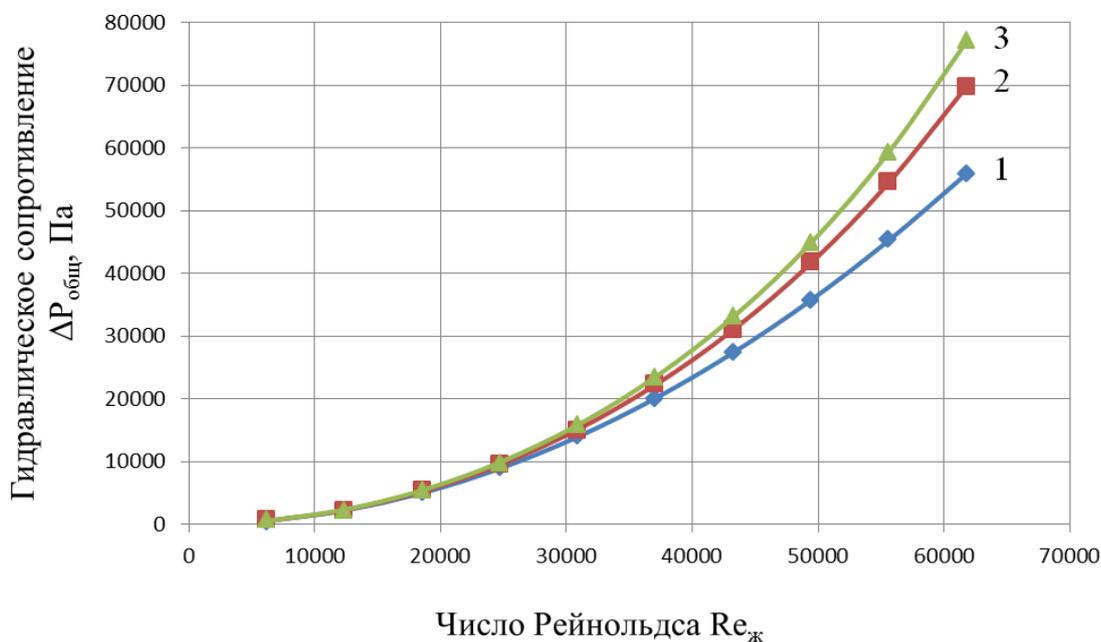
Как видно из рисунков 3.3 и 3.4 величина накатки и размеры осевых турбулизаторов ядра потока оказывают существенное влияние на гидравлическое сопротивление, особенно в режиме развитой турбулентности. Потери на трение существенно возрастают при реализации механизма одновременного вихреобразования за кольцевыми выступами и шаровыми турбулизаторами ядра потока.



Число Рейнольдса $Re_{ж}$
 $d_{тр}=25$ мм; число рядов $n=6$

1 – $\Delta P_{тр}$ с трубным пучком из гладких труб; 2– $\Delta P_{тр}$ с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,96$, $d_{ш}/d=0,04$; 3– $\Delta P_{тр}$ с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,875$, $d_{ш}/d=0,145$.

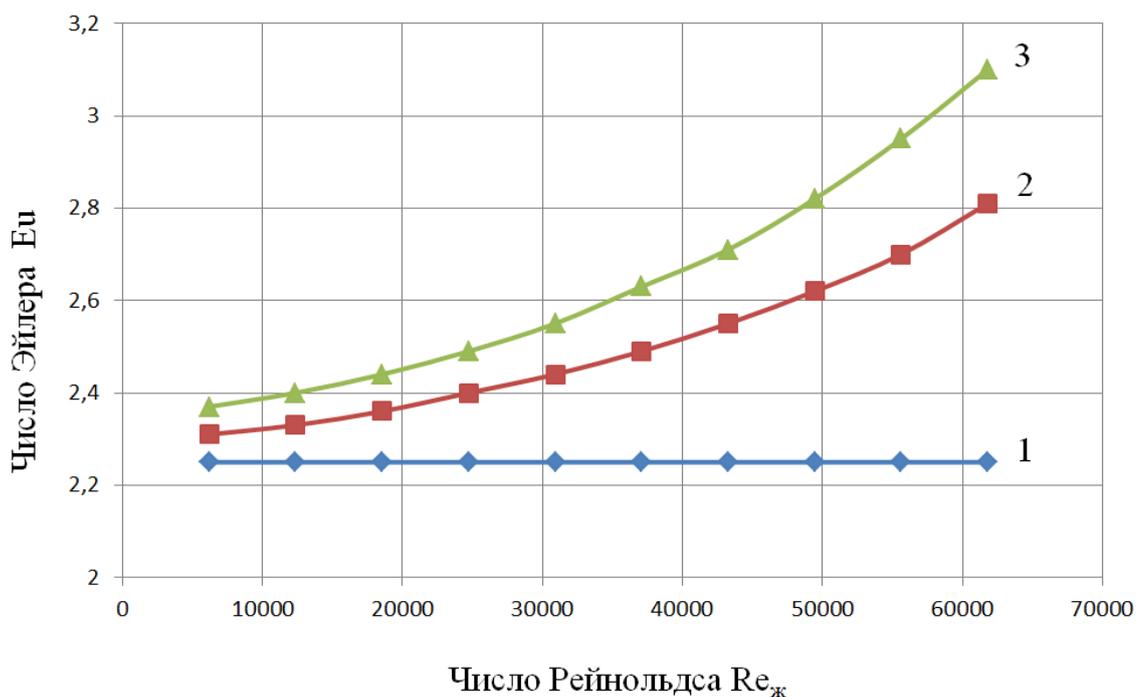
Рисунок 3.3 – Зависимость гидравлического сопротивления труб на трение $\Delta P_{тр}$ в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$



Число Рейнольдса $Re_{ж}$
 $d_{тр}=25$ мм; число рядов $n=6$

1 – $\Delta P_{общ}$ с трубным пучком из гладких труб; 2– $\Delta P_{общ}$ с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,96$, $d_{ш}/d=0,04$; 3– $\Delta P_{общ}$ с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,875$, $d_{ш}/d=0,145$.

Рисунок 3.4 – Зависимость гидравлического сопротивления труб в трубном пучке $\Delta P_{общ}$ от числа Рейнольдса $Re_{ж}$



Число Рейнольдса $Re_{ж}$

$d_{тр}=25$ мм; число рядов $n=6$

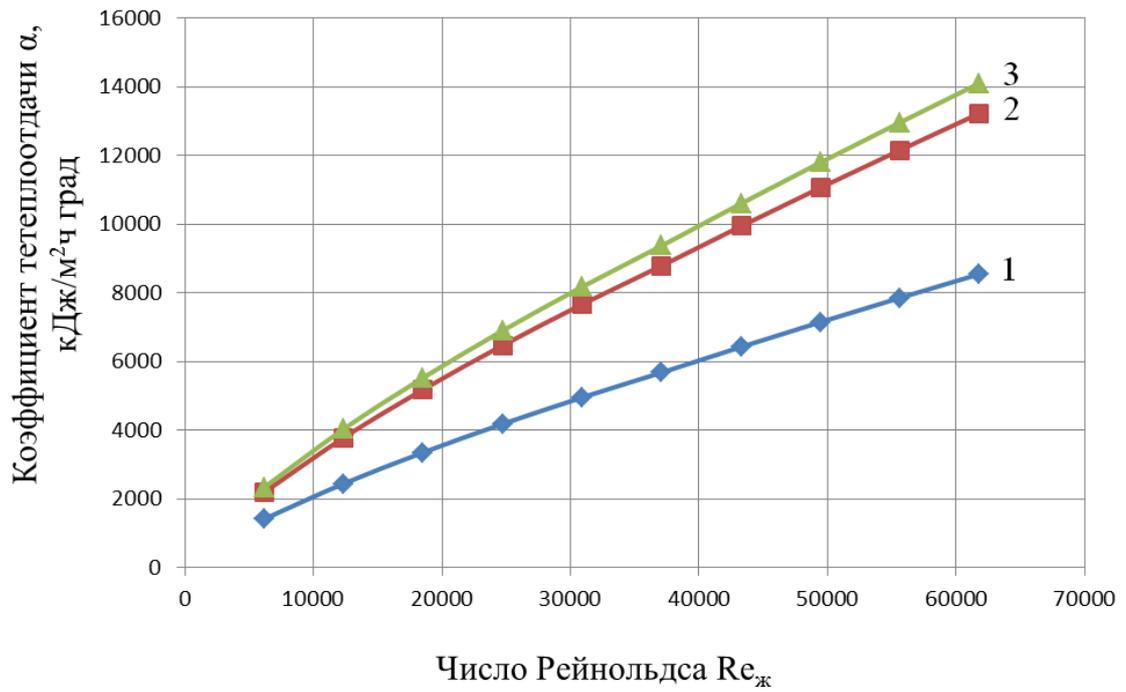
1 – Eu с трубным пучком из гладких труб; 2 – Eu с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,96$, $d_u/d=0,04$; 3 – Eu с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,875$, $d_u/d=0,145$.

Рисунок 3.5 – Зависимость числа Эйлера Eu от числа Рейнольдса $Re_{ж}$

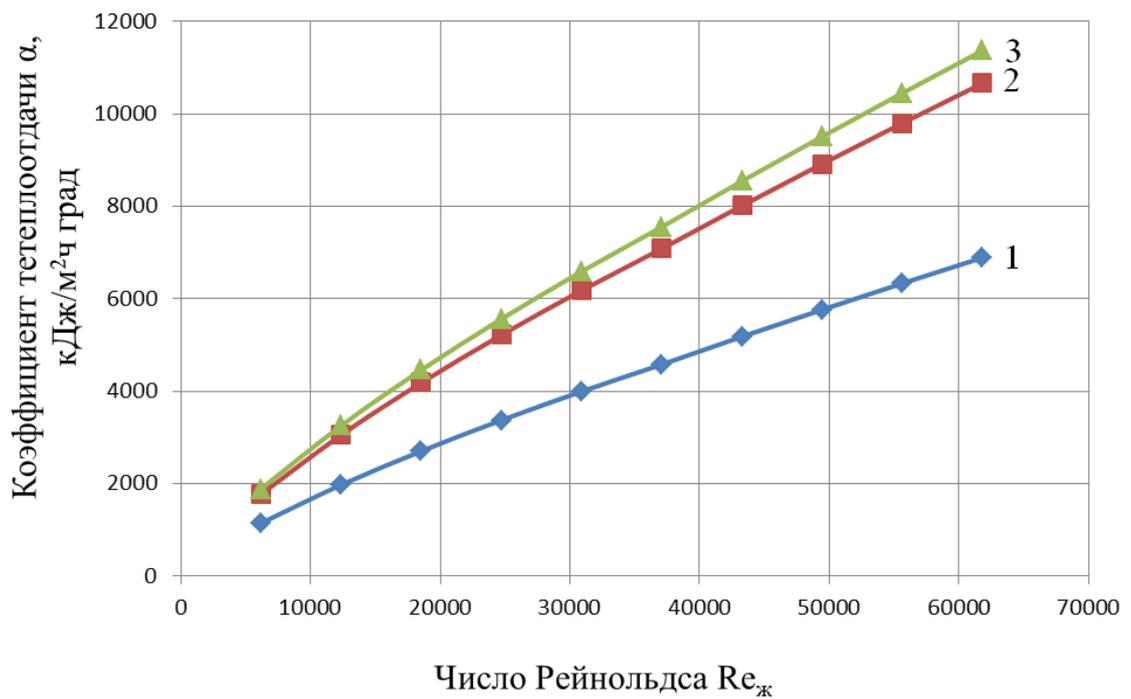
Влияние механизма одновременного вихреобразования за кольцевыми выступами и шаровыми турбулизаторами ядра потока наглядно проявляется на графике зависимости числа Эйлера от числа Рейнольдса (рисунок 3.5). Если в отсутствии вихревого движения потока теплоносителя в гладких трубах числа Эйлера не изменяются (кривая 1), то реализация вихревого взаимодействия приводит к росту чисел Эйлера (кривые 2 и 3), причем с увеличением размеров выступов и шаровых турбулизаторов затраты энергии потока более значительны.

3.2.2 Теплообмен в трубчатом пучке

Нами проведены исследования коэффициентов теплоотдачи труб в трубчатом пучке от числа Рейнольдса при изменении чисел Прандтля от 1,75 до 7,02.



а) вода $Pr=7,02$

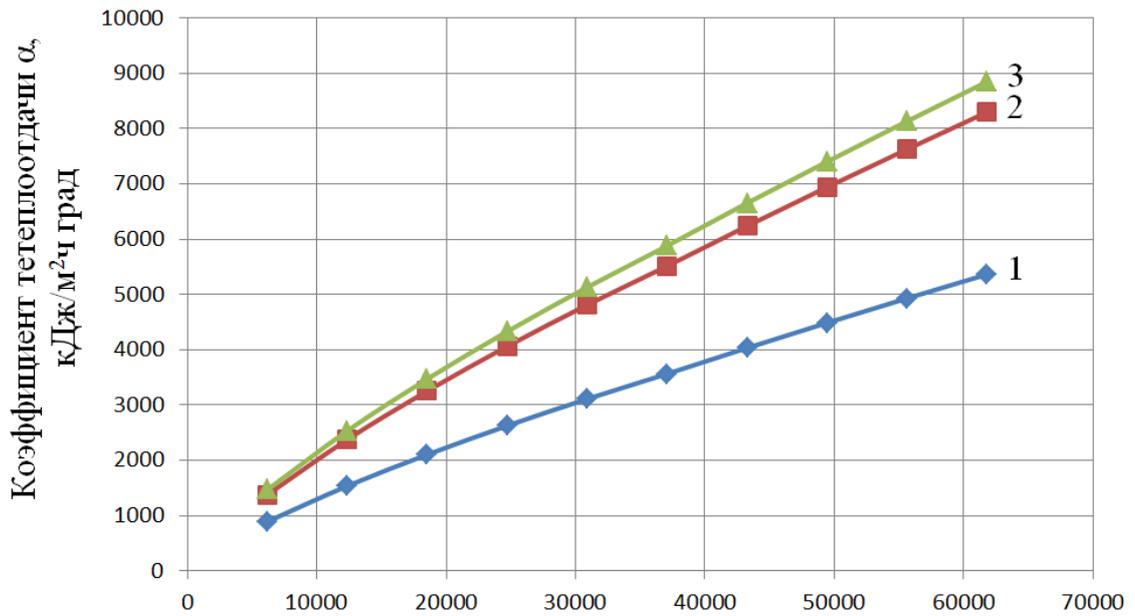


б) вода $Pr=3,54$

$d_{тр}=25$ мм; число рядов $n=6$

1 – α с трубным пучком из гладких труб; 2– α с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,96$, $d_{uu}/d=0,04$; 3– α с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,875$, $d_{uu}/d=0,145$.

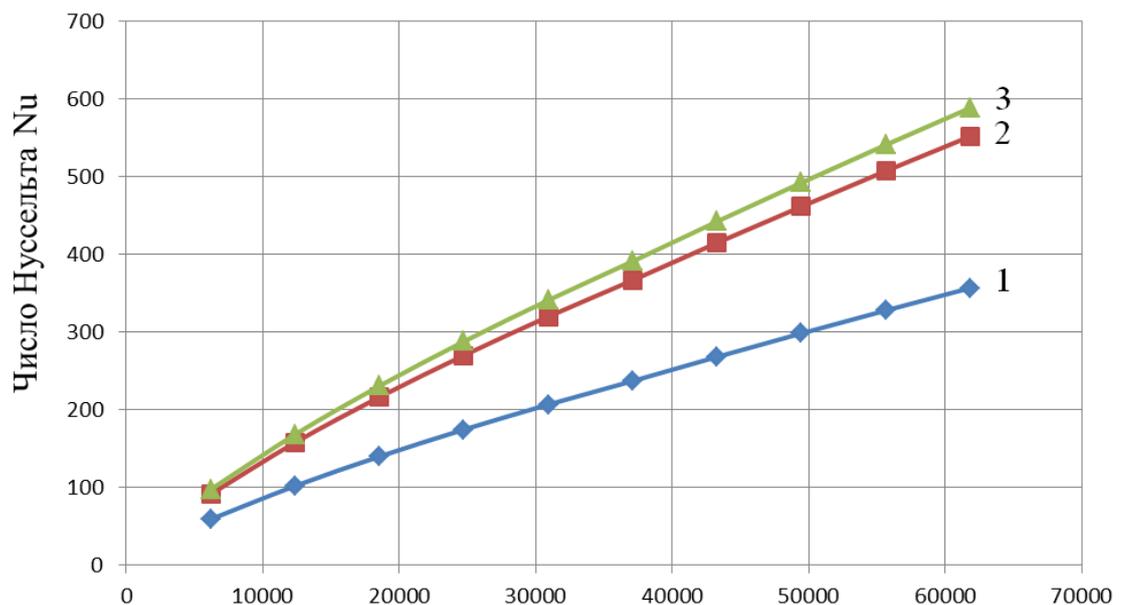
Рисунок 3.6 – Зависимость коэффициента теплоотдачи труб в трубчатом пучке α от числа Рейнольдса Re_j , лист 1



Число Рейнольдса $Re_{ж}$

в) вода $Pr=1,75$

Рисунок 3.6, лист 2



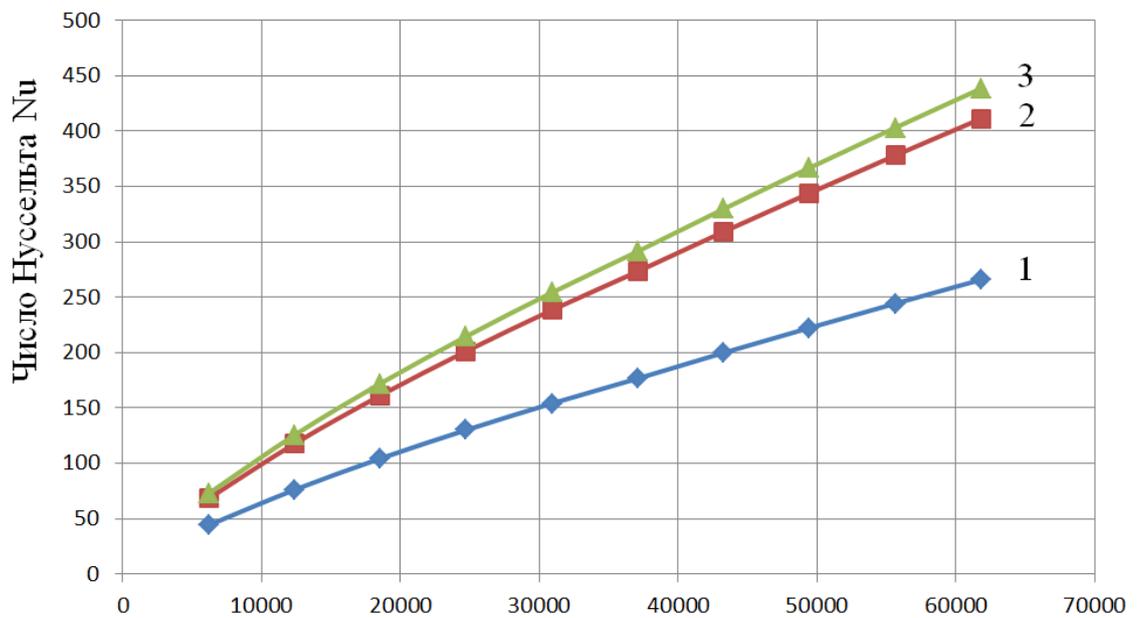
Число Рейнольдса $Re_{ж}$

а) вода $Pr=7,02$

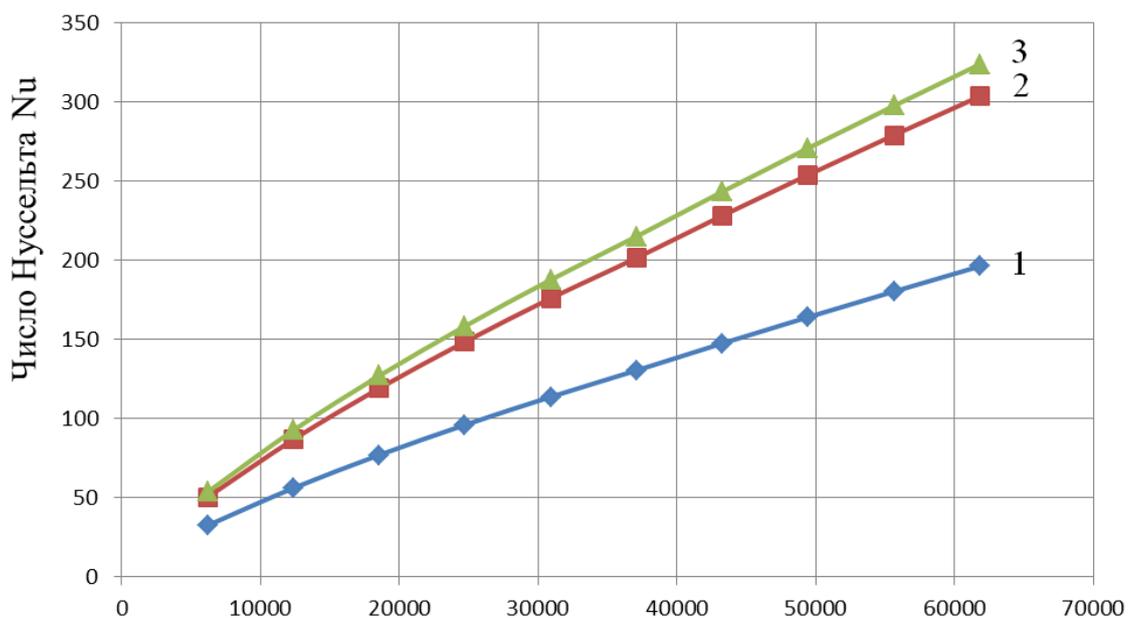
$d_{тр}=25$ мм; число рядов $n=6$

1 – Nu с трубным пучком из гладких труб; 2– Nu с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,96$, $d_{uu}/d=0,04$; 3– Nu с трубным пучком из труб с накаткой $d/D=0,875$, $d_{uu}/d=0,145$.

Рисунок 3.7 – Зависимость чисел Нуссельта труб в трубчатом пучке Nu от числа Рейнольдса $Re_{ж}$, лист 1



Число Рейнольдса $Re_{ж}$
б) вода $Pr=3,54$



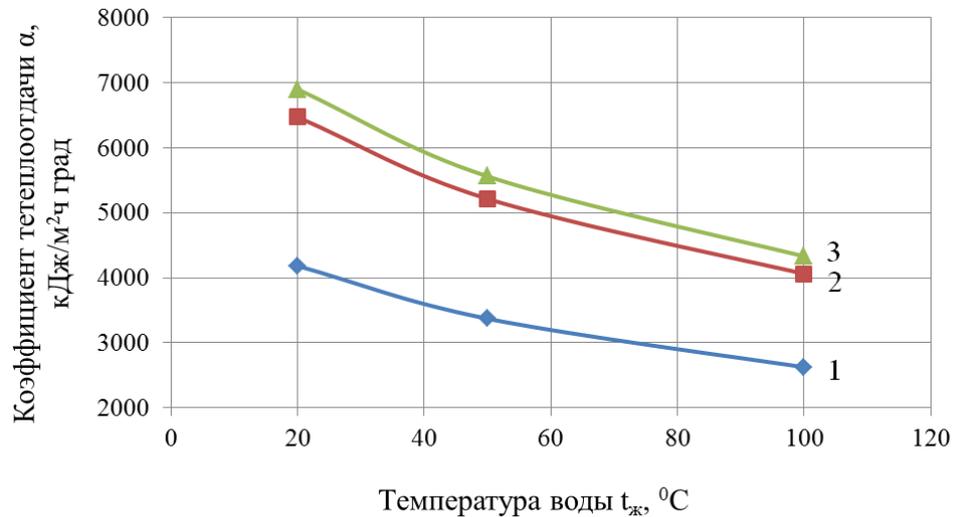
Число Рейнольдса $Re_{ж}$
в) вода $Pr=1,75$

Рисунок 3.7, лист 2

На рисунках 3.6 и 3.7 представлены расчетные и экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи труб в трубном пучке α и чисел Нуссельта Nu от числа Рейнольдса $Re_{ж}$, относящиеся к переходному и турбулентному режимам ($w_{ж}=0,1-1$ м/с).

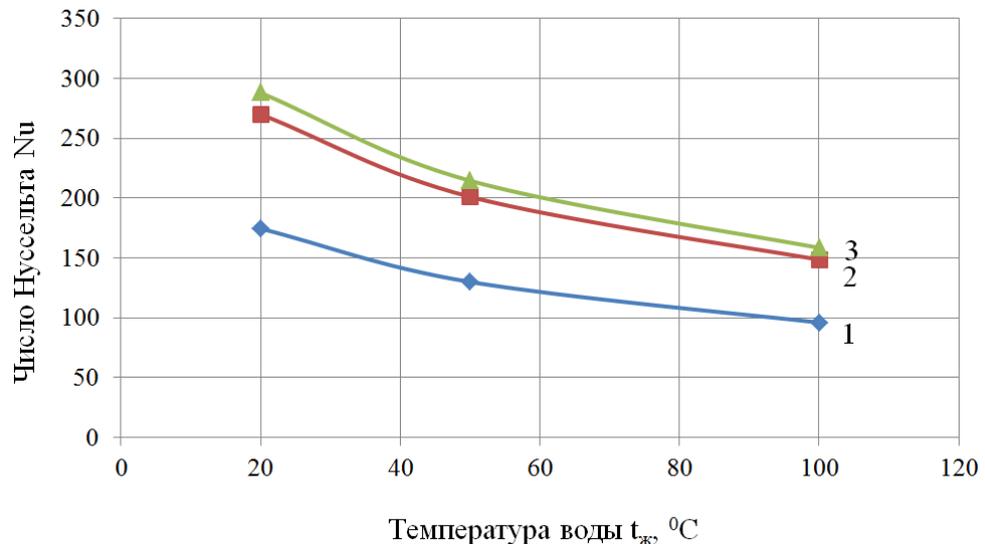
В переходном режиме вынужденное течение жидкости сопровождается и естественной конвекцией [78]. В этом режиме, теплота будет передаваться не

только теплопроводностью, но и конвекцией. При турбулентном движении жидкости, в связи с более сложным строением потока почти все сечение трубы заполнено турбулентным потоком и только у самой стенки образуется ламинарный подслой, представляющий основное термическое сопротивление. Наиболее резко скорость потока изменяется вблизи стенки трубы в пределах пограничного слоя. Максимальная скорость потока наблюдается на оси трубы.



Условия опытов и обозначение кривых см. рисунок 3.6

Рисунок 3.8 – Зависимость коэффициента теплоотдачи труб в трубчатом пучке α от температуры теплоносителя $t_{ж}$.



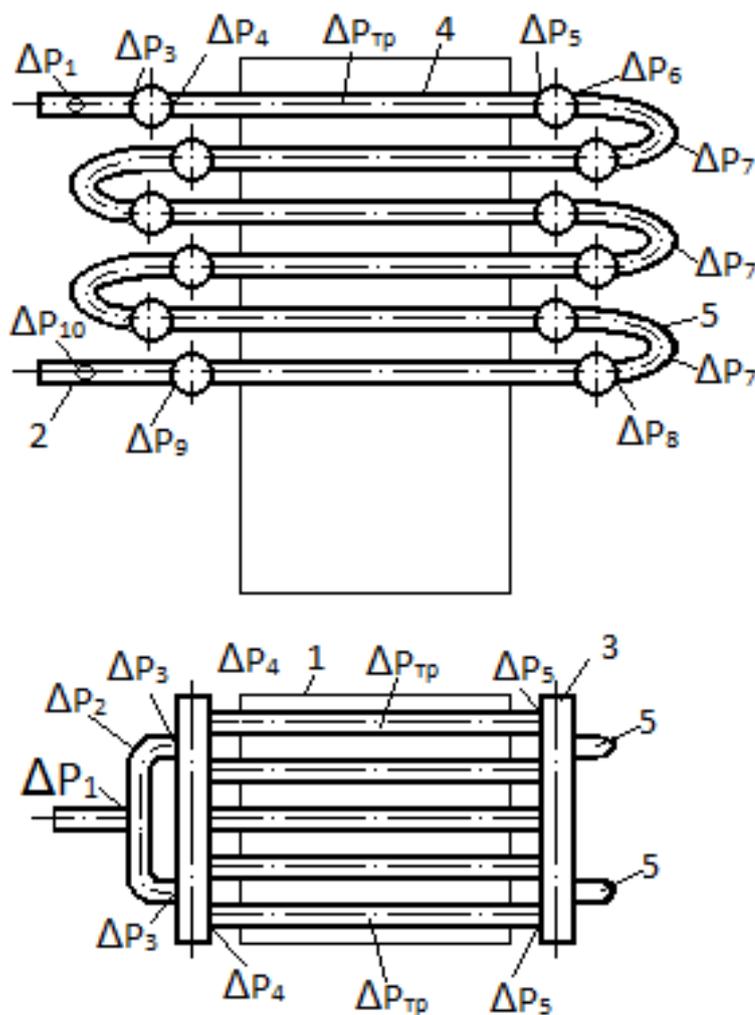
Условия опытов и обозначение кривых см. рисунок 3.7

Рисунок 3.9 – Зависимость чисел Нуссельта труб в трубчатом пучке Nu от температуры теплоносителя $t_{ж}$.

Как видно из рисунков 3.6 и 3.7 значения коэффициентов теплоотдачи и чисел Нуссельта во всем диапазоне чисел Рейнольдса растут, тогда, как с увеличением температуры значения коэффициентов теплоотдачи и чисел Нуссельта снижаются (рисунки 3.8 и 3.9). Это очевидно, так как с ростом скорости потока теплоносителя интенсивность турбулентности увеличивается, и коэффициенты теплоотдачи также растут. С увеличением температуры происходит снижение вязкости теплоносителя, и рост его теплопроводности, поэтому значения чисел Нуссельта снижаются.

3.2.3 Расчет гидродинамических параметров и теплообменных характеристик трубчатого пучка с турбулизаторами теплоносителей

Общее сопротивление трубного пространства рассчитывают, исходя из схемы движения теплоносителя от входа в трубный пучок и до его выхода [78]. На рисунке 3.10 представлен трубный пучок и обозначены места местных сопротивлений и сопротивления трения.



1 – корпус; 2 – тройник; 3 – коллектор; 4 – трубы; 5 – отводы.

Рисунок 3.10 – К расчету гидравлического сопротивления трубного пучка

На рисунке Δp_1 – потеря давления в тройнике, Па; Δp_2 – потеря давления в колене, Па; Δp_3 – потеря давления при выходе разделенного потока в коллектор, Па; Δp_4 – потеря давления при выходе потока из коллектора в трубы пучка, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$ – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па; Δp_5 – потери давления при входе потока из труб в коллектор, Па; Δp_6 – потери давления при выходе потока из коллектора в отводы, Па; Δp_7 – потери давления при движении жидкости по отводам, Па; Δp_8 – потери давления при входе потока из отводов в коллектор, Па; Δp_9 – потери давления при входе потока из коллектора в трубы тройника, Па; Δp_{10} – потери давления при входе потока из тройника в трубу, Па.

Для нашего случая движения теплоносителя (рисунок 3.10) гидравлическое сопротивление можно рассчитать по уравнению [78]:

$$\Delta p = \Delta p_1 + (z - 2) \cdot \Delta p_2 + z \cdot (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_5) + (z - 1) \cdot (\Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9) + \Delta p_{10}, \quad (3.9)$$

Здесь z – число ходов в трубчатом пучке.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитывают соответственно по формуле:

$$\Delta p_i = \zeta_i \left(\frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \right), \quad (3.10)$$

где ζ_i – коэффициент местного сопротивления на рассматриваемом участке теплообменника [77]; w_i – скорость жидкости в узком сечении рассматриваемого участка, м/с.

Потери давления на трение в трубах теплообменника [79]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{в}}} \frac{\rho w_{\text{тр}}^2}{2}, \quad (3.11)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; l – длина трубы, м; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр трубы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; $w_{\text{тр}}$ – скорость жидкости в трубах, рассчитываемая по площади свободного сечения одного хода, м/с.

Коэффициент трения $\lambda_{\text{тр}}$ зависит как от режима течения потока, так и от шероховатости стенок труб или каналов.

При ламинарном режиме течения

$$\lambda_{\text{тр}} = 64/Re \quad (3.12)$$

При турбулентном режиме течения, когда коэффициент трения существенно зависит от шероховатости труб, величину $\lambda_{\text{тр}}$ можно рассчитать по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{10}{Re} + 1,16 \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (3.13)$$

Данная методика расчета была использована при определении гидравлического сопротивления трубчатого пучка, состоящего из гладких труб [57]. В нашем случае, горизонтальные участки труб, расположенные в контактной зоне аппарата были выполнены с накаткой и снабжены сферическими турбулизаторами ядра потока. Коэффициент гидравлического сопротивления определяли по формуле (2.16 разд. 2) с учетом (3.13). Тогда

$$\xi = B \cdot \lambda_{\text{тр}}, \quad (3.14)$$

где значение коэффициента B рассчитывали по уравнению (2.18 разд. 2).

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи в зависимости от режима течения теплоносителя рекомендованы различные критериальные уравнения [19,80-82], в которых за определяющую температуру принята средняя температура жидкости; за определяющую скорость – средняя скорость жидкости в трубе; за определяющий размер – диаметр круглой трубы или эквивалентный диаметр трубы любой формы. Нами для расчета чисел Нуссельта было использовано уравнение (2.14 разд. 2), а для расчета среднего коэффициента теплоотдачи формула

$$\alpha = \frac{\lambda^{0,57} \cdot w_{\text{тр}}^{0,8} \cdot c^{0,43} \cdot \rho_{\text{ж}}^{0,43}}{d_{\text{тр}}^{0,2} \cdot \nu_{\text{ж}}^{0,37}} \quad (3.15)$$

В случае расчета чисел Нуссельта для труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока использовалось уравнение (2.13 разд. 2) с учетом формулы (2.15 разд. 2).

3.3 Гидродинамика и тепломассообмен в насадочной зоне смесительного аппарата

3.3.1 Гидродинамические характеристики насадочной зоны

В настоящее время имеются результаты многочисленных исследований гидродинамических характеристик, параметров тепломассообмена и пылеулавливания в аппаратах с регулярной подвижной насадкой и регулярным расположением контактных элементов в насадочной зоне аппарата [29,41,43,44,83].

Исследованы насадочные элементы имеющие форму шаров, кубиков, цилиндров, пластин и т.д. [33-36]. Отмечено [29], что по характеру формируемых вихрей насадочные тела могут быть сгруппированы на тела с симметричными (тороидальными) вихрями, имеющие период образования и несимметричными вихрями, имеющие полупериод и период образования вихрей. К телам первой группы относятся хорошо обтекаемые элементы шары, конусы, тела каплевидной формы. Ко второй группе относятся плохо обтекаемые призматические тела с круглой, квадратной, треугольной, х-

образной и т.д. формой поперечного сечения. За сферическими телами образуются тороидальные вихри, и срыв их происходит симметрично. За пластинами, призматическими телами с круглым, квадратным, х-образным, треугольным и т.д. сечением осуществляется несимметричный срыв вихрей. В отличие от образующейся за сферой дорожки вихрей, обладающей периодом движения, след за пластинами и призматическими телами имеет еще и полупериод.

В научном открытии казахстанских ученых [2] установлено, что возможно достижение такого расположения элементов насадки в вертикальном направлении, когда моменты подхода вихрей, образованных за нижерасположенными элементами и моменты завершения образования вихрей за вышерасположенными насадочными элементами совпадают. Это свидетельствует о наступлении режима одновременного вихреобразования или синфазного режима. Для этого режима характерно повышенное потребление энергии, связанное с одновременным срывом вихрей за цепочкой элементов, обуславливающее максимальное воспроизводство вихрей и вытекающую из этого максимальную потребность энергии.

Для сферических насадочных элементов, в виду симметричности вихрей, возможен только периодный синфазный режим. За призматическими телами при несимметричном срыве вихрей возможно достижение синфазности в работе насадочных элементов в периодном и полупериодном режимах [41].

При нарушении синфазного режима в работе насадочных элементов потребление энергии потока снижается за счет уменьшения числа вихрей, образованных в объеме рабочей зоны. Это происходит в результате вынужденного срыва вихрей, не завершивших цикл формирования за телами, расположенными выше по потоку, вихрями, оторвавшимися с нижерасположенных по потоку тел [41].

Для цилиндрических и трубчатых насадочных элементов шаги в вертикальном направлении при которых достигается синфазный режим являются $t_b=2d$ и $4d$.

Важность учета влияния шага расположения обтекаемых твердых тел рядом, поперек обтекаемому потоку, отмечено в работах [34,41,84]. В работе [3] определено некоторое критическое расстояние между твердыми телами, превышение которого приводит к образованию вихрей с частотой, зависящей от характерного размера обтекаемых тел. Расположение твердых тел на расстоянии менее критического приводит к тому, что частоту срыва вихрей определяет не размер обтекаемых тел, а величина зазора, образованного соседними в поперечном направлении элементами. Чем меньше зазор, тем больше частота образования и срыва вихрей. Рост числа образованных вихрей при малых величинах зазора приводит к значительному потреблению энергии потока.

Для большинства исследуемых насадочных тел, в том числе и трубчатой насадки критическим шагом является $t_p=2d$.

В связи с вышеизложенным, нами для проведения исследований был изготовлен трубчатый пучок, имеющий шаги расположения труб $t_b=2d$ и $t_p=2d$.

Исследуемыми параметрами явились гидравлическое сопротивление ΔP_L , числа Эйлера Eu и количество удерживаемой жидкости h_0 в зависимости от режимных параметров Re_Γ и $Re_{ж}$.

Имеющиеся в литературе данные [41,43,44], посвященные изучению аппаратов с регулярной подвижной цилиндрической насадкой, регулярной трубчатой насадкой свидетельствуют о наличии трех режимов работы в диапазоне скоростей газа $2 \div 5$ м/с ($Re_\Gamma = 1,3 \times 10^4 - 3,3 \times 10^4$) и плотностей орошения $10 \div 100$ м³/м²·ч ($Re_{ж} = 1 \times 10^2 - 1,2 \times 10^3$): пленочно-капельный, струйно-капельный (капельный) и уноса. Нами также проводилась визуализация картины обтекания при различных расходах газового и жидкостного потоков, а также непосредственные замеры исследуемых параметров.

Зависимость гидравлического сопротивления ΔP_L и количества удерживаемой жидкости h_0 в трубном пучке от чисел Рейнольдса Re_Γ представлена на рисунке 3.11, от чисел Рейнольдса $Re_{ж}$ на рисунке 3.12.

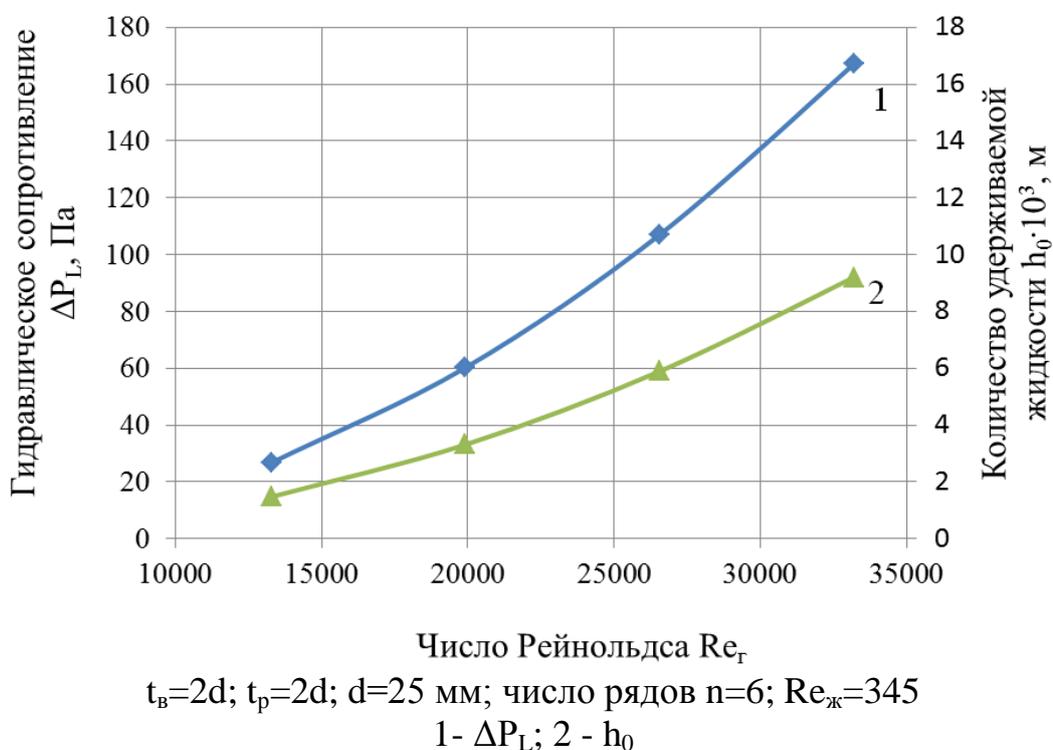


Рисунок 3.11 – Зависимость гидравлического сопротивления ΔP_L и количества удерживаемой жидкости h_0 в трубном пучке от числа Рейнольдса Re_Γ

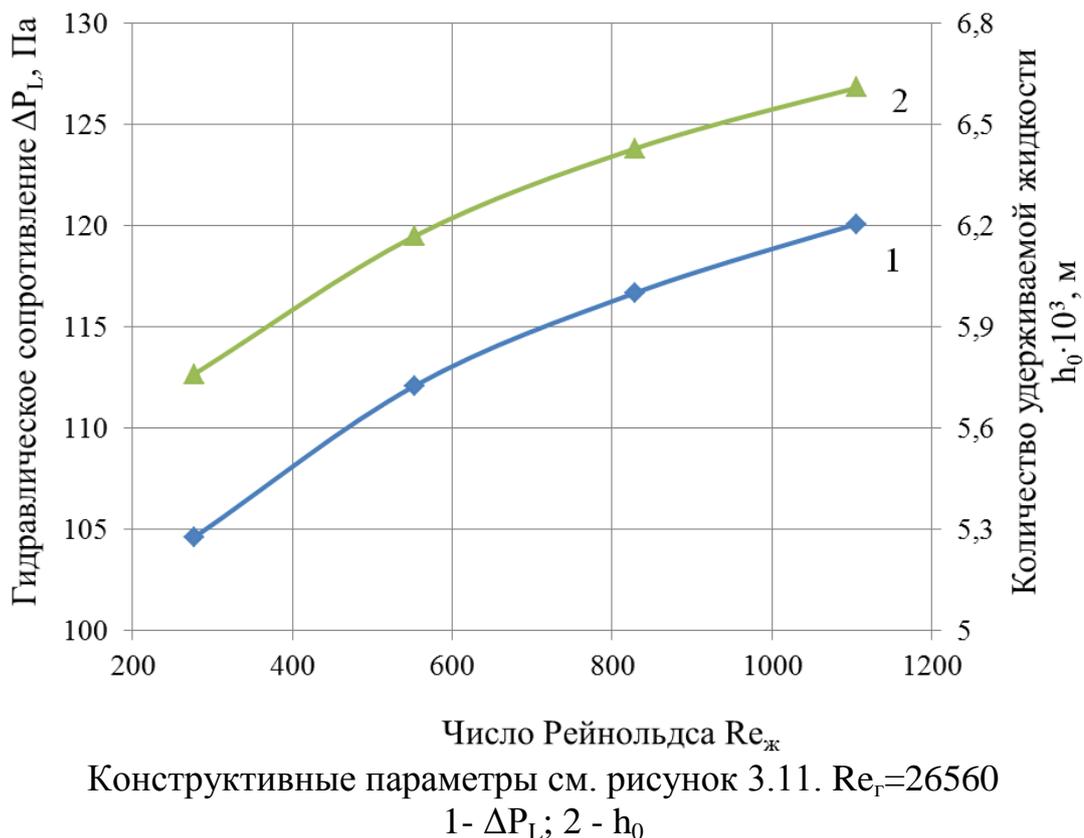


Рисунок 3.12 – Зависимость гидравлического сопротивления ΔP_L и количества удерживаемой жидкости h_0 в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$

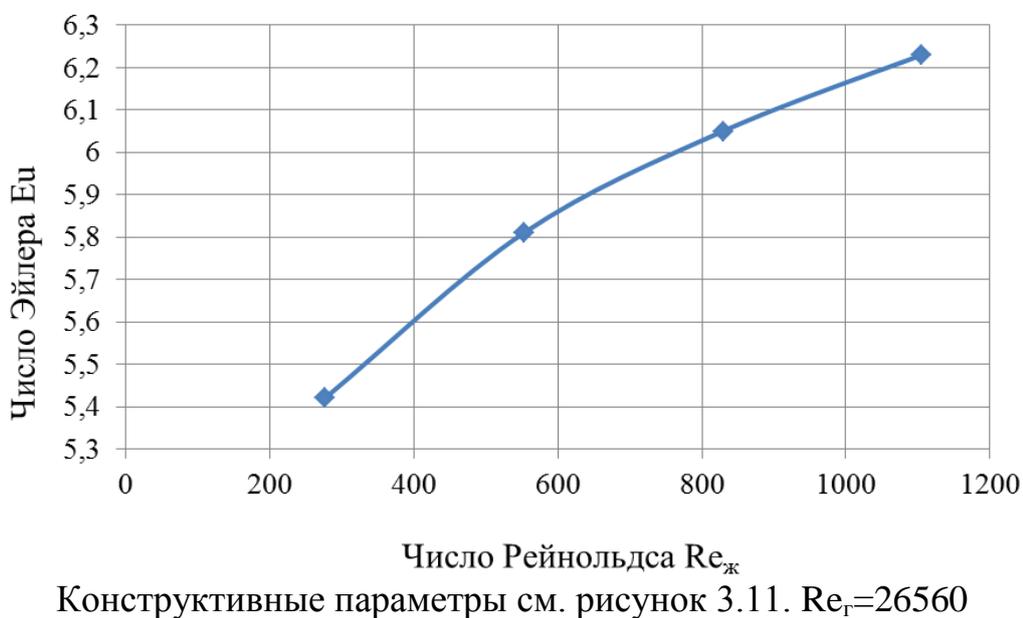


Рисунок 3.13 – Зависимость числа Эйлера Eu в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$

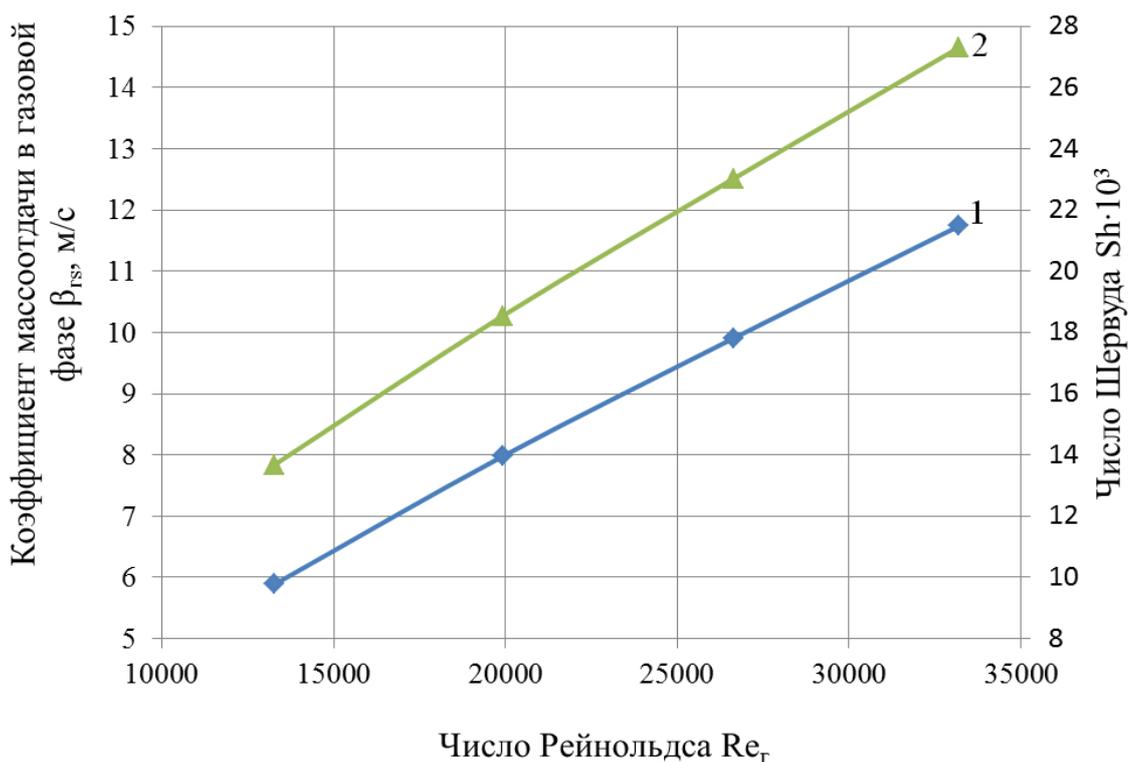
Как видно из рисунка 3.11 увеличение расхода газового потока приводит к росту гидравлического сопротивления и количества удерживаемой жидкости. Рост исследуемых параметров также наблюдается при увеличении расхода

жидкости (рисунок 3.12). И, если рост гидравлического сопротивления и количества удерживаемой жидкости при изменении чисел Рейнольдса по газу Re_T происходит по квадратичному закону, то в зависимости от чисел Рейнольдса по жидкости $Re_{ж}$ по степенной зависимости, у которой показатель степени менее 1. Это характерно для различных типов колонных тепло- и массообменных аппаратов.

Оценка энергетических затрат проведенная по числу Эйлера показывает, что они возрастают с увеличением расхода жидкостного потока (рисунок 3.13). Это очевидно, так как затраты на удержание и дробление жидкости в контактной зоне аппарата растут.

3.3.2 Параметры теплообмена насадочной зоны

Для получения расчетных значений коэффициентов теплоотдачи и чисел Нуссельта на основании аналогии тепло- и массообмена, заключающейся в требовании тождественности их уравнений и условий однозначности нами проведены исследования коэффициентов массотдачи в газовой фазе и теплоотдачи при изменении режимных параметров Re_T , $Re_{ж}$ и чисел Прандтля.



а) $Pr=0,703$
 Конструктивные параметры см. рисунок 3.11. $Re_{ж}=345$
 1- $\beta_{гс}$; 2 - Sh

Рисунок 3.14 – Зависимость коэффициентов массотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$ и чисел Шервуда Sh в трубном пучке от числа Рейнольдса Re_T , лист 1

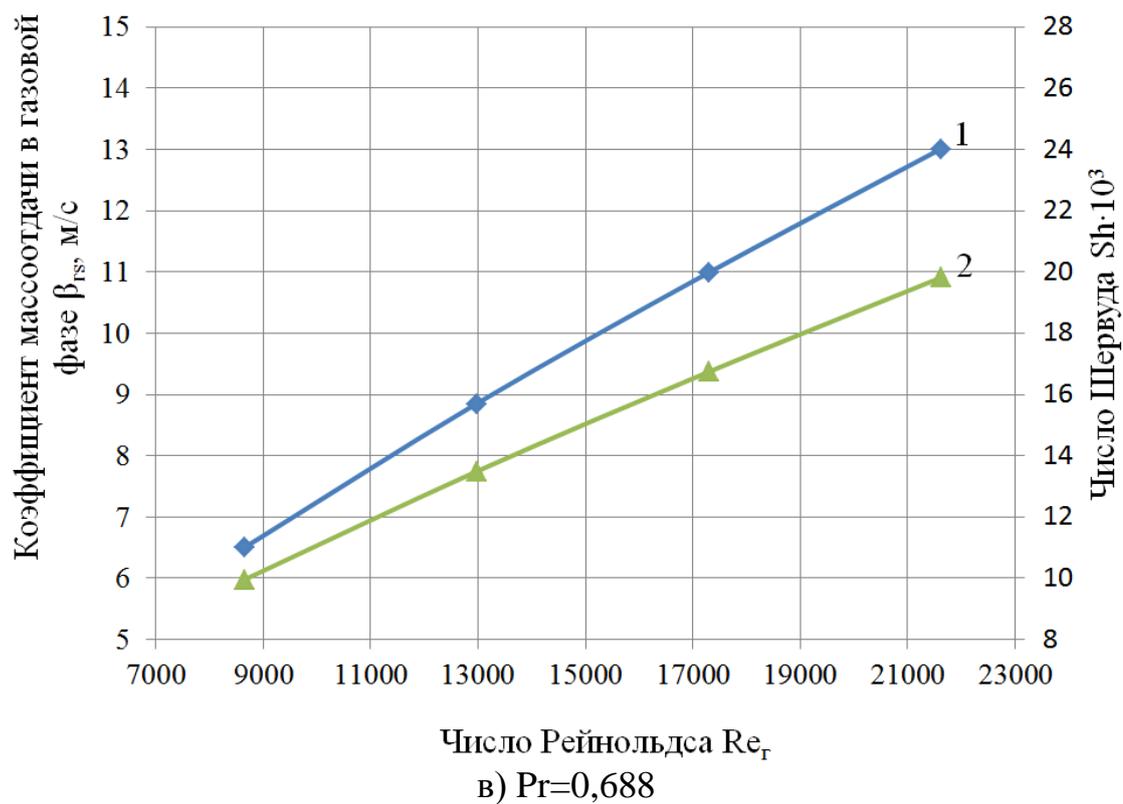
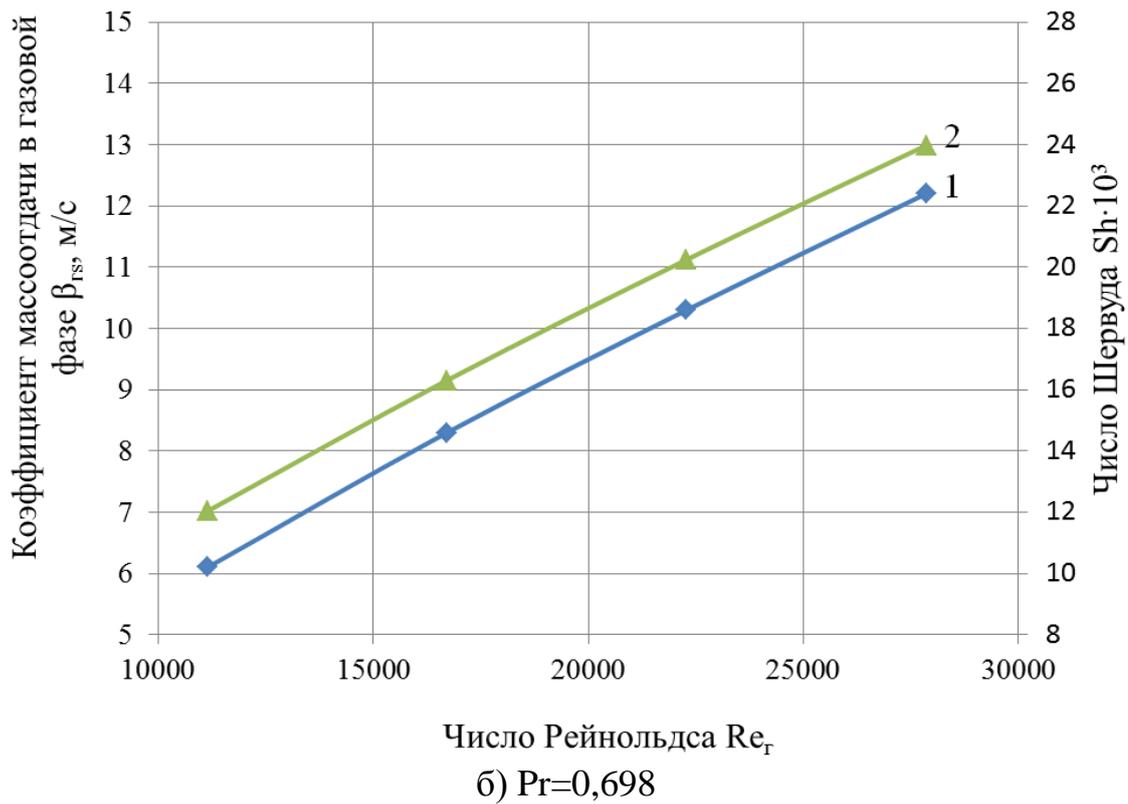
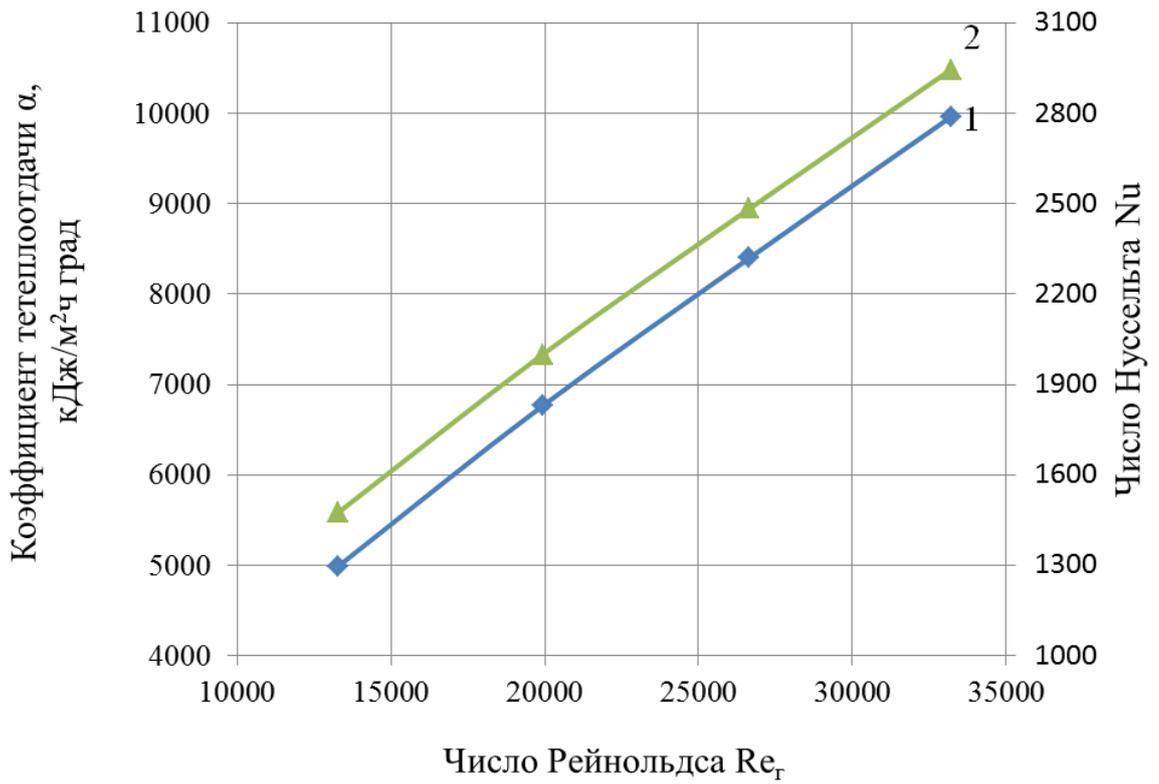
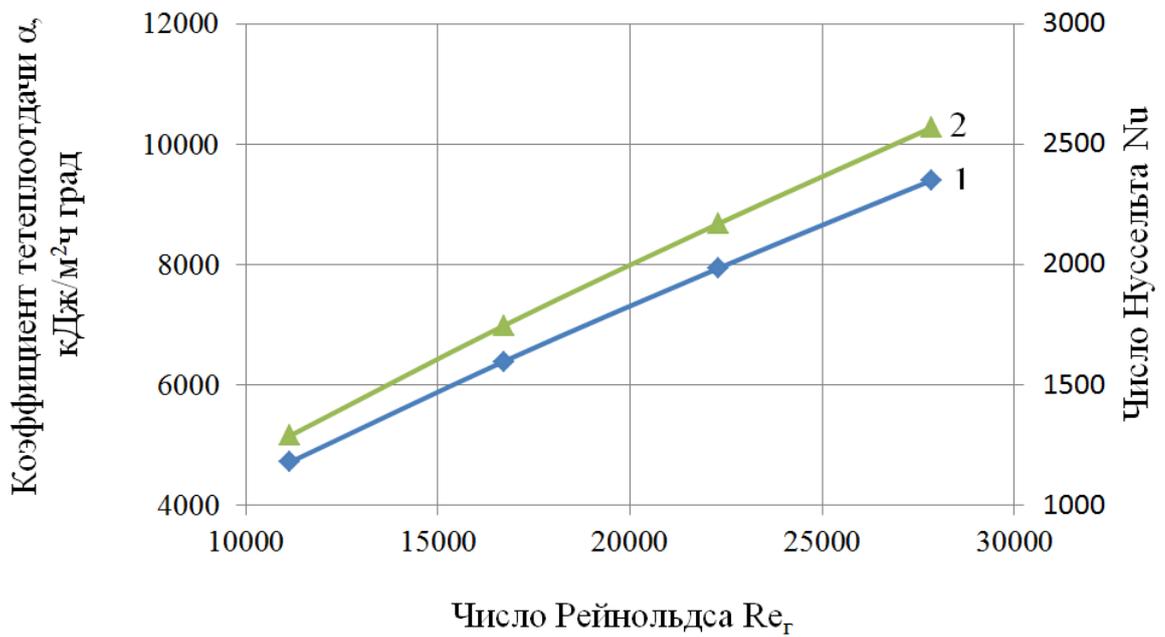


Рисунок 3.14, лист 2



а) $Pr=0,703$

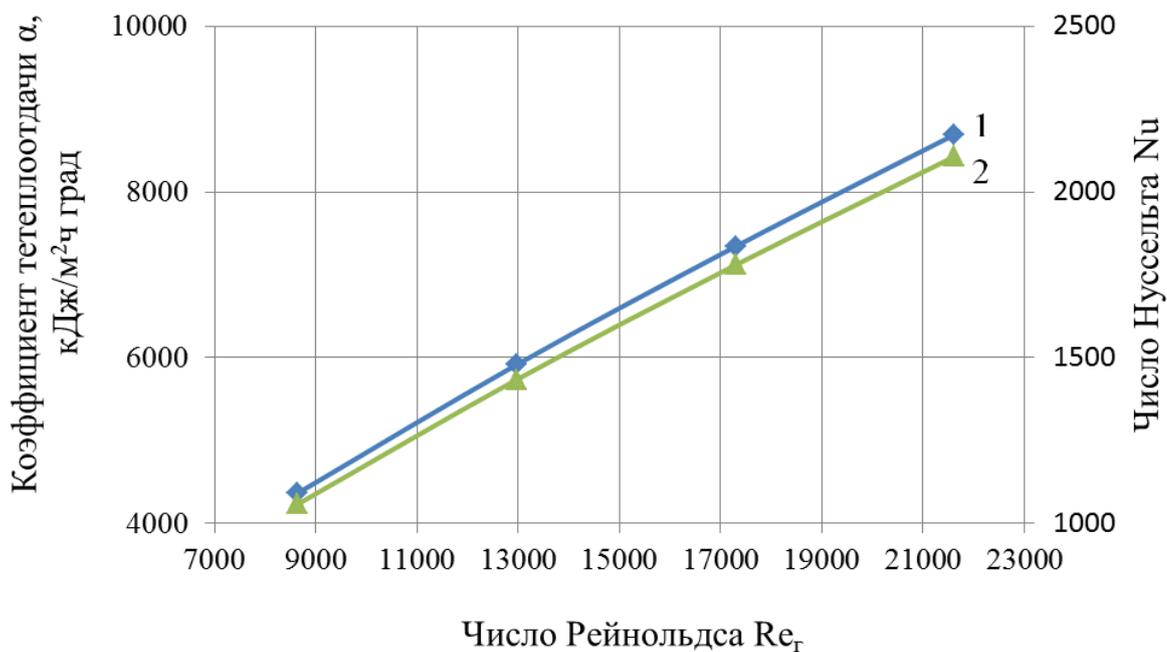


б) $Pr=0,698$

Конструктивные параметры см. рисунок 3.11. $Re_{ж}=345$

1- α ; 2 – Nu

Рисунок 3.15 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи α и чисел Нуссельта Nu в трубном пучке от числа Рейнольдса Re_T , лист 1



Число Рейнольдса Re_T
 в) $Pr=0,688$
 Рисунок 3.15, лист 2

На рисунке 3.14 представлены графики зависимостей коэффициентов массоотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$ и чисел Шервуда Sh , а на рисунке 3.15 графики зависимостей коэффициентов теплоотдачи α и чисел Нуссельта Nu в трубном пучке от числа Рейнольдса Re_T при изменении чисел Прандтля от 0,688 до 0,703.

Как видно из рисунков с увеличением чисел Рейнольдса Re_T значения коэффициентов массоотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$, коэффициентов теплоотдачи α , а также чисел Шервуда Sh и Нуссельта Nu растут.

Ранее, при изучении гидродинамики аппаратов с различными типами насадочных элементов [41] в исследуемом диапазоне скоростей газового потока и плотностей орошения, было установлено, что в аппаратах сплошным потоком является газ, а жидкость находится в дисперсном состоянии. Вихреобразование за насадочными элементами, присущее всем регулярным насадкам, способствует многократному дроблению капель струй и пленок жидкости, создавая при этом развитую межфазную поверхность. Многократное дробление капель приводит к выравниванию распределения концентраций внутри капли и процесс начинается как бы сначала.

Вихри вносят значительный вклад в пульсации газожидкостного слоя, под действием которых появляются колебания свободной поверхности капель жидкости, сопровождающиеся периодическим изменением их формы. Поэтому частота пульсаций должна определять скорость обновления поверхности раздела, а, следовательно, и скорость массообмена и теплообмена.

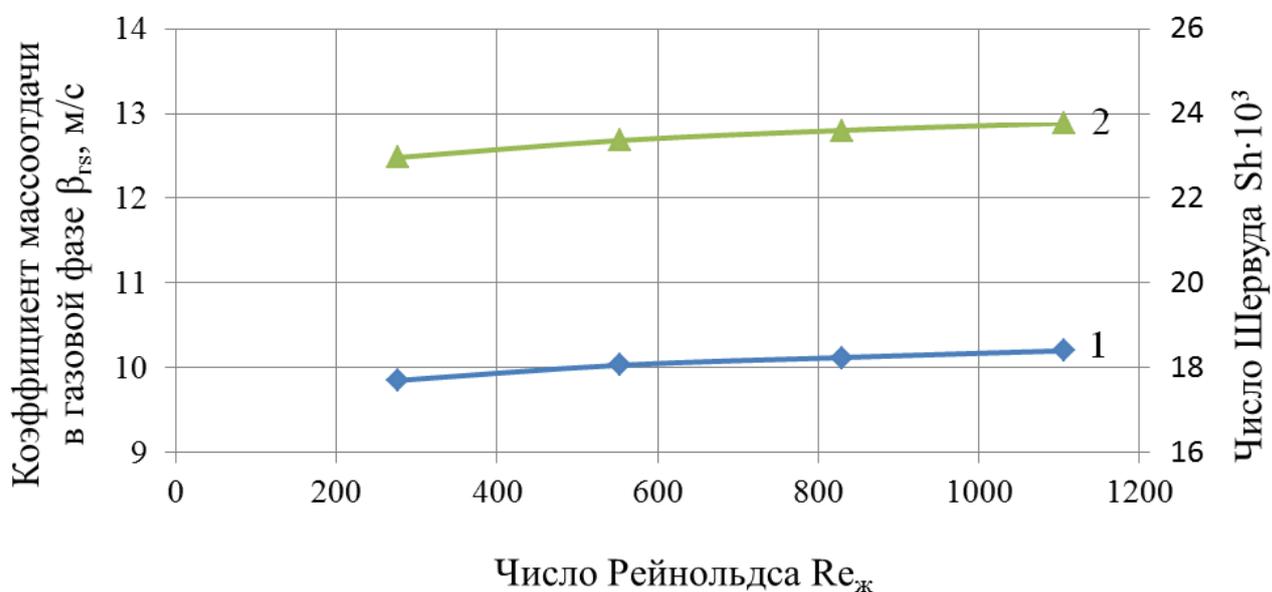
Основным из факторов, влияющим на частоту пульсаций потока, является его скорость. Рассмотрим влияние скорости газового потока (чисел Рейнольдса Re_T) на коэффициенты массоотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$ и коэффициенты теплоотдачи α .

Анализ этих кривых показывает, что интенсивность массообмена растет с увеличением скорости газового потока (чисел Рейнольдса Re_r). Это, очевидно, так как в случае массообмена, лимитируемого сопротивлением газовой фазы (равно как и теплообмена), при повышении скорости газа происходит значительная турбулизация потоков, что снижает диффузионное сопротивление. При этом претерпевает изменение и структура газожидкостного слоя, снижается средний диаметр капель, а, следовательно, растет межфазная турбулентность. Увеличение коэффициентов теплоотдачи с ростом скорости газа происходит из-за возрастания разности температур по поверхности контакта.

Процесс образования, движения и взаимодействия вихрей за насадочными телами с частотой, увеличивающейся с ростом скорости газа, вносит большой вклад в развитие турбулентности газожидкостного потока.

В случае массообмена, лимитируемого сопротивлением газовой фазы и теплообмена выбирают по возможности более высокие скорости газа (числа Рейнольдса). Наиболее эффективна работа аппаратов с регулярной насадкой в капельном режиме. Здесь возможно достижение высоких значений коэффициентов массоотдачи в газовой фазе β_{gs} и теплоотдачи α при условии допустимого брызгоуноса.

Характер изменения чисел Шервуда и Нуссельта аналогичен. Это вытекает из равенства безразмерных характеристик интенсивности тепло- и массообмена в соответствующих слоях насыщенного и ненасыщенного газа.



а) $Pr=0,703$
 Конструктивные параметры см. рисунок 3.11. $Re_r=26560$
 1- β_{gs} ; 2 - Sh

Рисунок 3.16 – Зависимость коэффициентов массоотдачи в газовой фазе β_{gs} и чисел Шервуда Sh в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$, лист 1

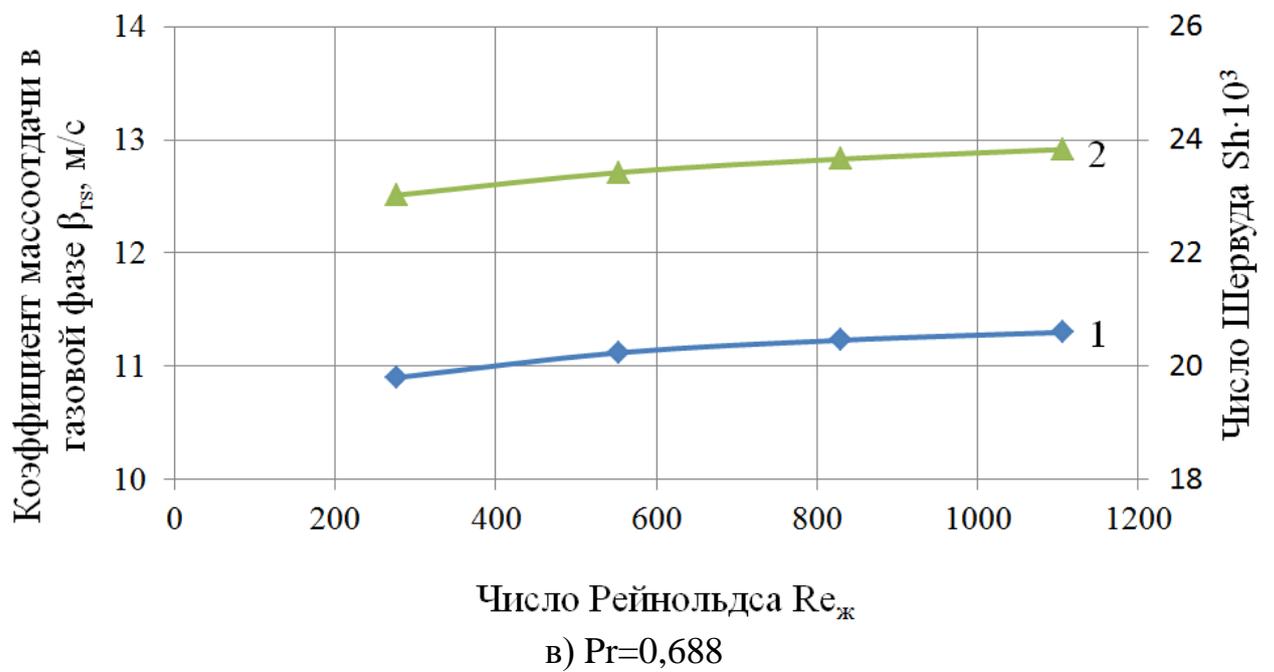
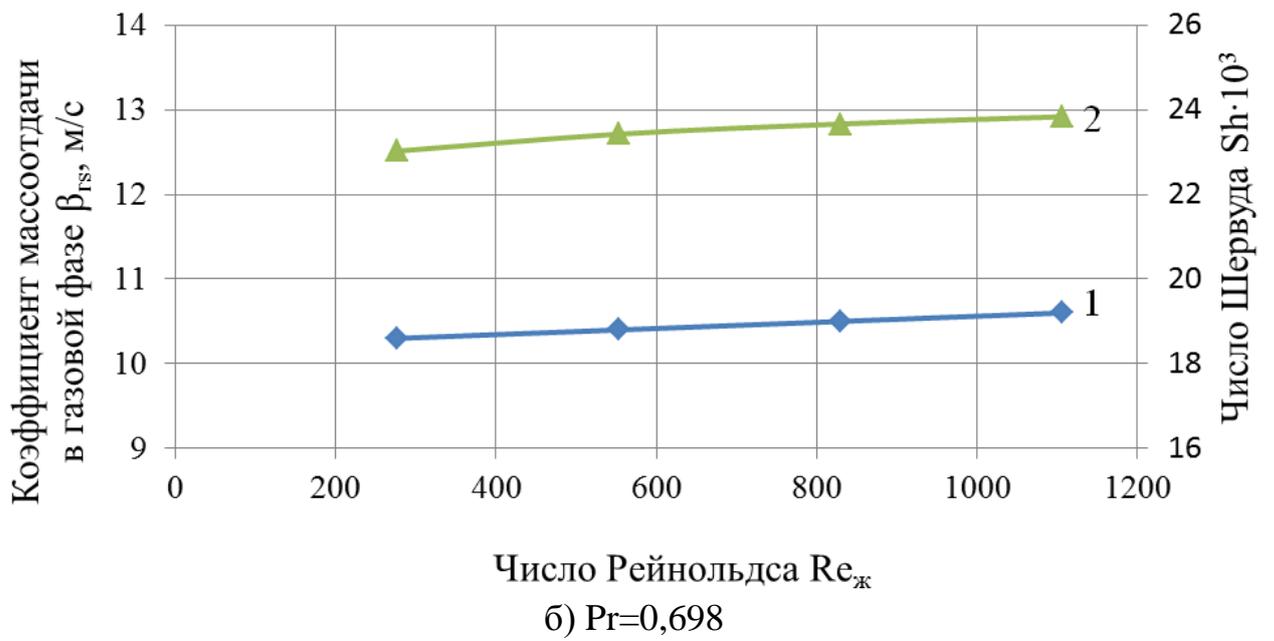
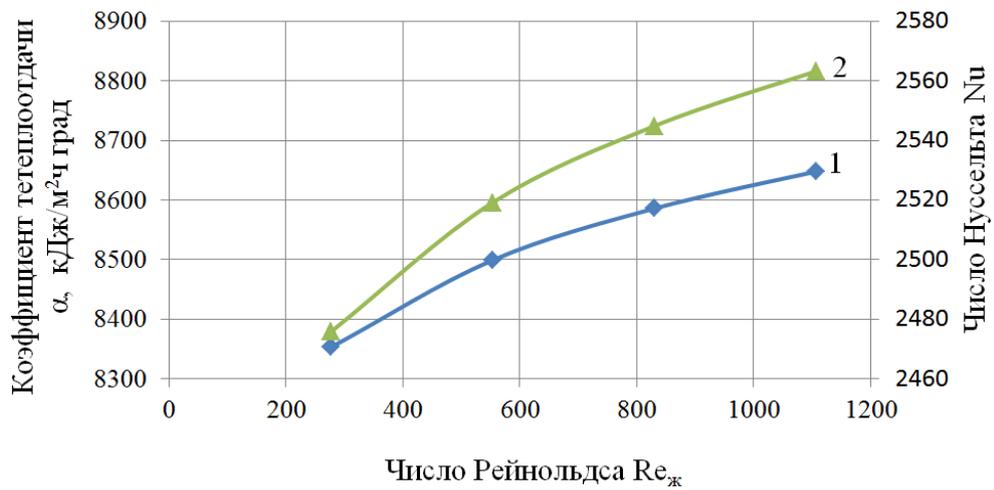
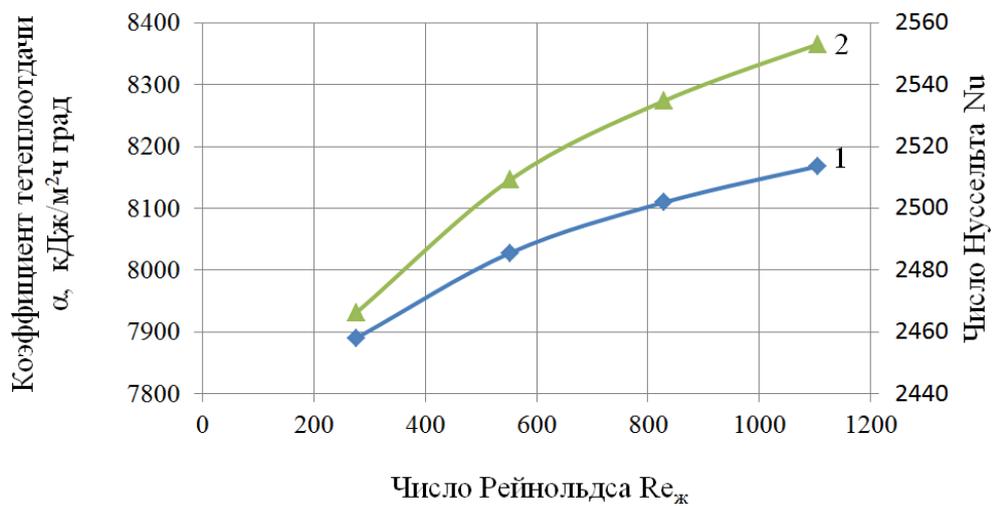


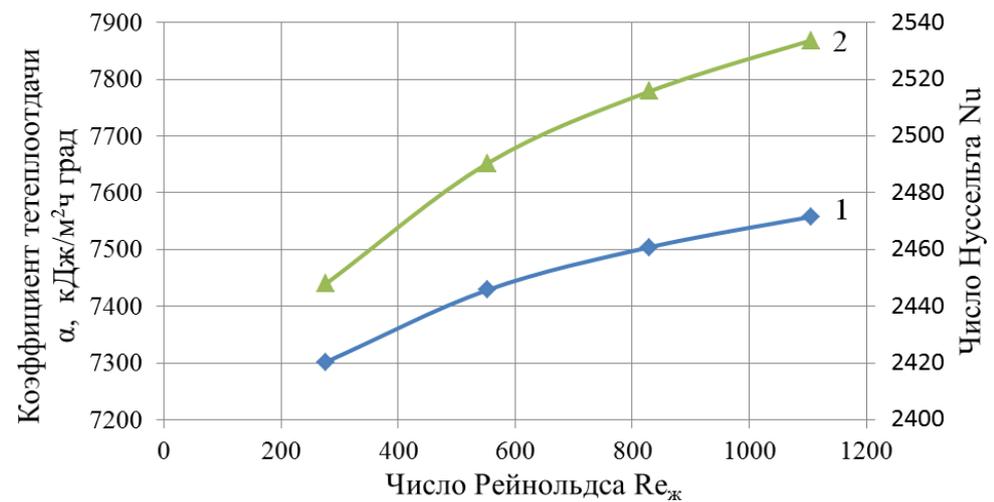
Рисунок 3.16, лист 2



а) $Pr=0,703$



б) $Pr=0,698$



в) $Pr=0,688$

Конструктивные параметры см. рисунок 3.11. $Re_r=26560$

1- α ; 2 – Nu

Рисунок 3.17 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи α и чисел Нуссельта Nu в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$

На рисунке 3.16 представлены графики зависимостей коэффициентов массоотдачи в газовой фазе $\beta_{гс}$ и чисел Шервуда Sh , а на рисунке 3.17 графики зависимостей коэффициентов теплоотдачи α и чисел Нуссельта Nu в трубном пучке от числа Рейнольдса $Re_{ж}$ при изменении чисел Прандтля от 0,688 до 0,703.

Как видно из рисунков значения всех исследуемых параметров растут с увеличением чисел Рейнольдса $Re_{ж}$. Это связано с тем, что поверхность контакта фаз в значительной мере определяется поверхностью капель жидкости, количество которых увеличивается с ростом $Re_{ж}$. В свою очередь, рост количества капель обусловлен увеличением скорости движения жидкости по трубчатым элементам и интенсивностью притока свежей жидкости в зону контакта.

С изменением чисел Прандтля численные значения исследуемых параметров меняются в небольших пределах. Это связано с тем, что и сами числа Прандтля с увеличением температуры изменяются незначительно [19].

3.4 Расчет гидродинамических параметров и тепломассообменных характеристик насадочной зоны смесительного аппарата

В общем случае гидравлическое сопротивление орошаемой контактной зоны складывается за счет потерь напора потока, затрачиваемых на образование и взаимодействие вихрей в трубчатом пучке аппарата, на изменение направления газового потока, на трение газа о поверхность трубчатых элементов и пленку жидкости [85,86]:

$$\Delta P_L = \xi_L \cdot \frac{H}{t_b} \cdot \frac{\rho_{г} W_{г}^2}{2 \varepsilon_0^2} \quad (3.16)$$

В данном уравнении ξ_L - коэффициент сопротивления, учитывающий потери давления при взаимодействии вихрей в вертикальном и радиальном направлениях, на взаимодействие потока газа со структурными элементами жидкостного потока; H - высота насадки, м; $\rho_{г}$ - плотность газа, кг/м³; ε_0 - порозность ряда насадки.

Порозность ряда насадки определяется по формуле:

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{d}{t_p} \quad (3.17)$$

Коэффициент сопротивления для общего случая при изменении режимных и конструктивных параметров определяется по уравнению [43,57,87]:

$$\xi_L = 0,25 \cdot \theta_{\theta} \cdot \theta_{\rho} \cdot Re_{ж}^{0,1} \quad (3.18)$$

Здесь, коэффициент, характеризующий степень взаимодействия вихрей в вертикальном направлении θ_{θ} , рассчитывается по формуле [43,44]:

$$\theta_{\epsilon} = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{4t_{\epsilon} \cdot Sl}{m_k} + 1 \right) \right], \quad (3.19)$$

где Sl - число Струхала для трубчатых элементов $Sl=0,2$; m_k - параметр, учитывающий вихреобразования, форму обтекаемых элементов и снижение скорости вихрей. Для трубчатых элементов

$$m_k = 0,44(1 - \exp(-t_{\epsilon})), \quad (3.20)$$

Коэффициент, характеризующий степень взаимодействия вихрей в радиальном направлении и учитывающий изменение частоты вихреобразования, θ_p может быть определен по формуле [43,44]:

$$\theta_p = \frac{t_p - \lambda}{t_p - d} \quad (3.21)$$

Импульсные элементы, расположенные в одном ряду перпендикулярно к обтекаемому потоку, способствуют формированию вихрей с масштабами λ . Существуют два случая для дискретно расположенных тел в одном ряду, перпендикулярному обтекаемому потоку: при $t_p > 2d$; при $t_p < 2d$ [88].

При расположении трубчатых элементов с шагом в вертикальном направлении ($t_b=2d$), обеспечивает достижение синфазного режима $\theta_b=1$, а при установке труб в радиальном направлении с шагом $t_p=2d$ достигается механизм независимого формирования вихрей соседних насадочных элементов, при котором $\theta_p=1$. Тогда уравнение (3.18) можно представить в следующем виде:

$$\xi_L = 0,25 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,1}, \quad (3.22)$$

В формуле (3.18) $\text{Re}_{\text{ж}}$ – число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{U_{\text{ж}} \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_{\text{ж}}}, \quad (3.23)$$

где $U_{\text{ж}}=L/3600$ - скорость жидкости, м/с; $\nu_{\text{ж}}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с; L – плотность орошения, м³/м²·ч; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр насадки, м.

Эквивалентный диаметр насадки определен как эквивалентный диаметр каналов, по которым движется газ [43,44,86]:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot t_b \cdot t_p - \pi d^2}{\pi d} \quad (3.24)$$

Оценка энергетических затрат производится по формуле (число Эйлера) [19,44]:

$$Eu_L = \frac{\Delta P_L}{\rho_2 W_2^2} \quad (3.25)$$

Количество удерживаемой жидкости [29,43]:

$$h_o = 0,54 \cdot \xi_L \cdot \frac{H}{t_g} \cdot \frac{\rho_r W_r^2}{2 \cdot \rho_{жс} \cdot g \cdot \varepsilon_0^2}, \quad (3.26)$$

Газосодержание слоя определим расчетным путем [89]:

$$\varphi = \varepsilon - \frac{h_o}{H} \quad (3.27)$$

Объемную порозность трубчатой насадки определяем по формуле:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi d^2}{4 t_p \cdot t_g} \quad (3.28)$$

Для определения структурных составляющих жидкой фазы (толщины пленки жидкости, диаметров струй и капель) проводились визуальные наблюдения газожидкостного слоя и его фотографирование. На основании проведенных исследований [43,56] предложен следующий механизм дробления жидкости, поступающей на трубы. Образующаяся на поверхности трубы пленка имеет различную толщину - наименьшая толщина в верхней точке трубы, а наибольшая в средней ее части. Под воздействием вихрей, образующихся за обтекаемыми телами образуется жидкостной валик. Пульсации вихрей способствуют разрыву жидкостного валика в колеблющиеся лепестки, которые, закручиваясь, образуют шнур с диаметром равным толщине пленки. Согласно [90,91] образование капли происходит не у поверхности насадочного элемента, а на некотором расстоянии, превышающем толщину пленки.

Используя балансовое уравнение поступающей и стекающей с трубы жидкости и, рассматривая касательные напряжения на поверхностях раздела фаз газ-жидкость и твердое тело-жидкость получены уравнения для расчета **толщина пленки жидкости на поверхности трубы** [43,56]:

$$\delta_{пл} = 1,15 \cdot \left(\frac{U_{жс} \cdot d \cdot \nu_{жс}}{g} \right)^{1/3} \quad (3.29)$$

и средней скорости ее стекания:

$$\bar{U}_{nl} = 0,87 \cdot \left(\frac{g}{\nu_{жс}} \right)^{1/3} \cdot U_{жс}^{2/3} \cdot d^{2/3}, \quad (3.30)$$

Для расчета диаметра струй рассмотрено волнообразование при их истечении и возникновении осесимметричных колебаний с определением длины волны [92]. При числе Вебера $W_{стр} \ll 1$ из условия равенства длины волны и длины нераспавшейся струи для маловязких жидкостей получено уравнение для расчета **скорости струи**:

$$U_{стр} = 1,28 \frac{\sigma^{1/2}}{\rho_г^{1/3} \cdot \rho_{жс}^{1/6} \cdot d_{стр}^{1/2}}, \quad (3.31)$$

Исходя из диссипативного подхода и условия равновесия сил поверхностного натяжения и динамического напора, получена формула для определения **диаметра струй**:

$$d_{стр} = \frac{9,5}{\xi_L^{2/5}} \cdot \frac{\sigma^{3/5} \cdot \delta_{nl}^{2/5}}{\rho_{жс}^{1/5} \cdot \rho_г^{2/5} \cdot u_г^{6/5}}, \quad (3.32)$$

Механизм дробления капель в сплошном потоке объясняется [93-95] исходя из теории локальной изотропной турбулентности. Мелкомасштабные пульсации $l \ll d_k$ на каплю, движущуюся в газовом потоке с плотностью $\rho_г \ll \rho_{жс}$, не способны оказать влияние даже на характер ее движения. Крупномасштабные пульсации сравнительно мало изменяются на расстоянии порядка размера капли. Следовательно, на нее могут результативно воздействовать, вызывать деформацию формы или дробление, только пульсации с масштабом $l \sim d_k$. Считается [93], что размеры капель, дробящихся в турбулентном потоке, при $d_k \gg l_0$ не должны зависеть от вязкостных свойств сплошной и дисперсной сред.

Для вывода уравнения принимаются допущения [89,91,96]: образование капель происходит при дроблении пленки под действием вихрей, возникающих при обтекании элементов насадки, вдали от пристенных слоев сплошной среды; капли в момент формирования имеют сферическую форму с однородным поверхностным натяжением; скорости дробления и коалесценции капель одинаковы. Последнее допущение справедливо при последовательном и многократном дроблении образующейся пленки.

Размер капель определяют из условия равновесия сил динамического напора, действующего изнутри на поверхность раздела, обусловленного изменением пульсационных скоростей на расстоянии $l = d_k$ и капиллярного давления. С учетом диссипации энергии в массе жидкости **диаметр капель** рассчитывается по формуле:

$$d_k = 0,067 \cdot \xi_L^{1/3} \frac{\rho_{ж}^{1/6} \cdot \sigma^{1/3} \cdot d_{cmp}^{2/3} \cdot U_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}^{1/2} \cdot U_{cmp}^{5/3}}, \quad (3.33)$$

При расчете коэффициентов массоотдачи в газовой фазе и чисел Шервуда контактная зона аппарата представляется системой обтекаемых регулярно расположенных насадочных элементов и при взаимодействии в ней газового потока и жидкости генерируется пульсационное движение всего слоя [97,98]. Как было установлено ранее в контактной зоне происходит отрывное течение газового потока за каплями и элементами насадки с пленкой жидкости в результате чего происходит деформация свободной поверхности раздела фаз. В этом случае в пограничном слое, прилегающем к поверхности контакта фаз, возникают небольшие завихренности, которые согласно [83,97] играют основную роль в массопереносе. От глубины проникновения завихренности, являющейся мерой толщины колеблющегося пограничного слоя, зависит интенсивность переноса массы и тепла, как в дисперсном, так и в сплошном потоках.

Используя первый закон Фика, теорию локально-изотропной турбулентности Колмогорова-Обухова [99-101] и диссипативный подход получено уравнение для расчета **коэффициента массоотдачи в газовой фазе**:

$$\beta_{zs} = B_{\beta_{zs}} \cdot \left[\xi_L \cdot \frac{D_2^2 \cdot U_2^3}{\varphi_{яч} \cdot t_в \cdot \nu_2} \right]^{1/4}, \quad (3.34)$$

где $B_{\beta_{zs}} = 10,4 \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$ - коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем.

В критериальном виде уравнение (3.34) примет вид [97]:

$$Sh_{\Gamma}^* = A_{\Gamma} \cdot Re_{\Gamma}^{*3/4} \cdot Sc_{\Gamma}^{1/2}, \quad (3.35)$$

Здесь: $A_{\Gamma} = 1,16 \cdot B_{\beta_{zs}} \cdot \left[\frac{\xi_L}{\varphi_{яч}} \right]^{1/4}$ - безразмерный параметр, характеризующий взаимодействие вихрей в орошаемом трубчатом пучке;

$Sh_{\Gamma}^* = \beta_{\Gamma s} \cdot t_в / D_{\Gamma}$ и $Re_{\Gamma}^* = U_{\Gamma} \cdot t_в / \nu_{\Gamma}$ - модифицированные числа Шервуда и Рейнольдса, отнесенные к высоте ячейки $t_в$.

Реальные процессы в контактных аппаратах протекают в условиях вынужденного движения обменивающихся сред. Поэтому процессы тепло- и массопереноса определяются явлениями переноса макрочастиц (имеющих большое число молекул) жидкости или газа, обуславливаемых характером движения сред. Такое распространение тепла и массы характерно для конвективного тепло- и массопереноса [102].

Коэффициент массоотдачи зависит от аналогичных факторов, таких же как и для α . Здесь прибегают к упрощениям и считают, что коэффициент β постоянен по поверхности [102]. Формальная сущность аналогии тепло- и массообмена состоит в требовании тождественности их уравнений и условий однозначности.

Согласно [70] температурное поле в слое насыщенного газа не зависит от физических свойств среды, а полностью определяются формой рассматриваемого тела. Другими словами, тепло- и массообмен между жидкостью и газом при их непосредственном контакте автомоделен относительно чисел подобия, включающих только физические характеристики сред, в том числе относительно чисел Льюиса, Прандтля и др. В данном случае форма примыкающих друг к другу слоев насыщенного и ненасыщенного газа является одинаковой и для теплообмена и массообмена, а уравнения переноса энергии и массы и краевые условия к ним для своих областей задания являются полностью тождественными друг другу относительно переменных температур и концентраций. Этим самым утверждается аналогия процессов тепло- и массообмена при непосредственном контакте газа и жидкости [70].

Из тождественности уравнений следует, что будут тождественными их решения, поля и градиенты переменных:

$$\text{grad}v \equiv \text{grad}\bar{c} \quad \text{или} \quad \frac{\text{grad}v}{\text{grad}\bar{c}} = 1. \quad (3.36)$$

Согласно [103] гипотезы Фурье и Фика в безразмерном виде имеют вид:

$$Nu = \text{grad} v; \quad (3.37)$$

$$Nu_D = \text{grad} \bar{c}. \quad (3.38)$$

С учетом (3.36) отношение чисел Нуссельта, теплового и диффузионного, будет равно единице:

$$\frac{Nu}{Nu_D} = \frac{\text{grad}v}{\text{grad}\bar{c}} = 1. \quad (3.39)$$

Это соотношение является одной из количественных зависимостей, устанавливаемых с помощью понятия аналогии процессов тепло- и массообмена. Как видно, оно заключается в равенстве безразмерных характеристик интенсивности тепло- и массообмена в соответствующих слоях насыщенного и ненасыщенного газа. Из тождественности локальных следует тождественность средних чисел Нуссельта, теплового и диффузионного, за весь процесс в целом:

$$Nu = Nu_D, \quad (3.40)$$

Рассматривая подобия геометрических, физических характеристик потоков, полей скоростей и изменений статических давлений, изменения полей температур и парциальных давлений при выполнении двух условий однозначности: 1)соответствие геометрического равенства границ тепла и массы; 2)соблюдение подобия изменения температур и парциальных давлений в сходственных точках аппарата, автором [102] отмечено сохранение постоянства отношения коэффициентов переноса тепла и массы:

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = c'_p \cdot \rho_\Gamma, \quad (3.41)$$

С учетом (3.34) уравнение (3.41) примет вид [97,104]:

$$\alpha = B_\alpha \cdot c'_p \left[\xi_L \frac{D_\Gamma^2 \cdot U_\Gamma^3}{t_\theta \cdot \varphi_{яч} \cdot \nu_\Gamma} \right]^{1/4}, \quad (3.42)$$

где $B_\alpha = 7,28 \cdot \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$ - опытный коэффициент, учитывающий поверхность контактного теплообмена.

С учетом

$$\lambda = 1,9 \cdot C'_p \cdot \rho_\Gamma \cdot \nu_\Gamma, \quad (3.43)$$

уравнение (3.42) в критериальном виде запишется следующим образом

$$Nu_\alpha^* = A_\alpha \cdot \frac{Re_\alpha^{3/4} \cdot Pr_\alpha}{Sc^{1/2}}, \quad (3.44)$$

где $A_\alpha = 0,1 \cdot A_\alpha$ - безразмерный параметр, характеризующий взаимодействие вихрей в орошаемом трубчатом пучке;

$$Nu^* = \frac{\alpha \cdot t_\theta}{\lambda} \quad \text{и} \quad Re^* = \frac{U_\alpha \cdot t_\theta}{\nu_\alpha} \quad - \text{модифицированные числа Нуссельта и}$$

Рейнольдса, отнесенные к высоте ячейки;

$$Pr = \frac{c \cdot \rho_\alpha \cdot \nu_\alpha}{\lambda} \quad - \text{число Прандтля.}$$

Умножение обеих частей критериальной зависимости (3.44) на выражение λ/D_Γ приводит к уравнению [97,104]:

$$Nu_\alpha = A_\alpha \cdot Re_\alpha^{3/4} \cdot Pr^{1/2}, \quad (3.45)$$

где: число Нуссельта $Nu = \frac{\alpha \cdot t_\theta}{D_\alpha}$;

$$\text{число Прандтля } Pr = \frac{\nu}{a}.$$

4 ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

4.1 Гидродинамика трубчатых теплообменников

Как известно, для проведения процесса теплообмена используются различные типы поверхностных теплообменных аппаратов, таких как «труба в трубе», кожухотрубчатые, пластинчатые, спиральные и т.д. Вследствие простоты изготовления и монтажа тепловые поверхности в большинстве случаев выполняются из труб.

Одной из важных характеристик теплообменников (для подбора вспомогательного оборудования - насосов или газодувок) является гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространств. Эти сопротивления, определяемые потерями давления на трение и в местных сопротивлениях, зависят от конструкции аппарата (теплообменники с неподвижными трубными решетками ТН, теплообменники с температурными компенсаторами на кожухе ТК, теплообменники с плавающей головкой ТП и т.п.) [79,105].

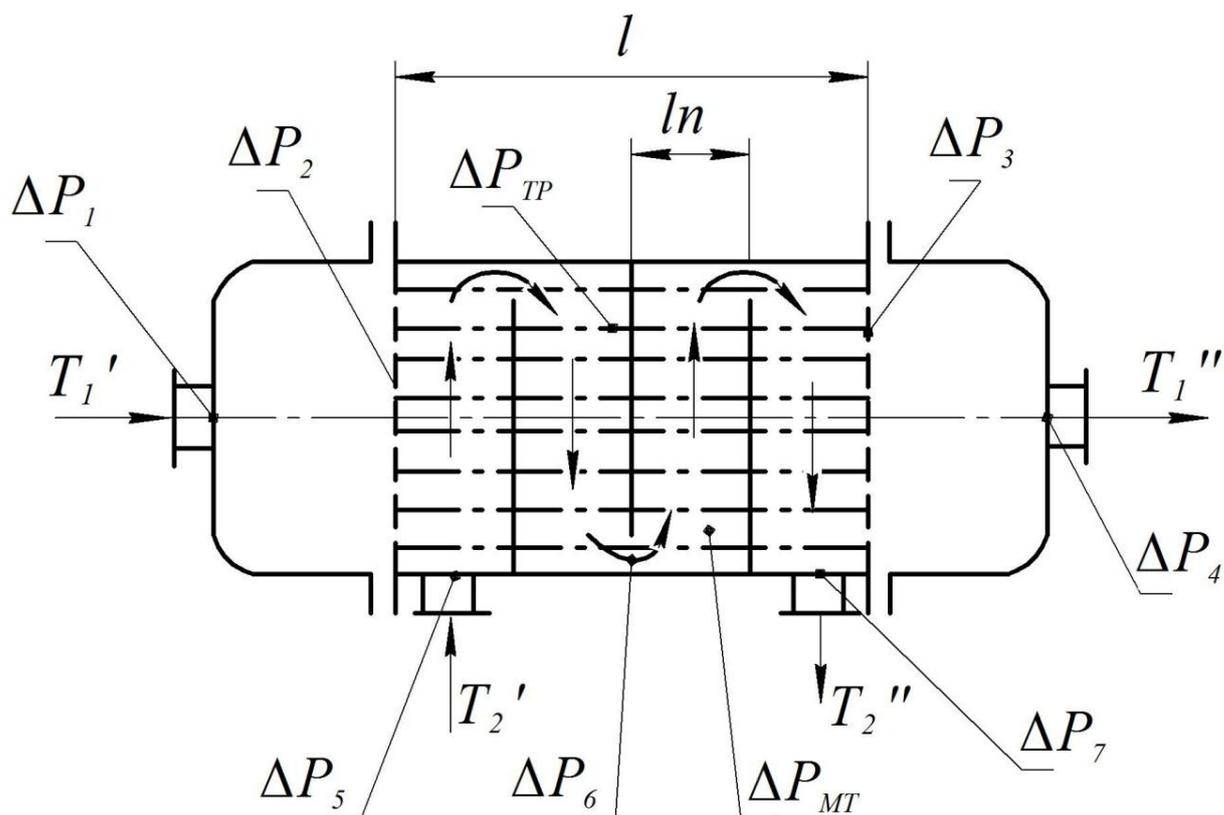
4.1.1 Гидродинамика трубчатого пучка

Определение общего сопротивления трубного и межтрубного пространства зависит от схемы движения теплоносителя. На рисунке 4.1 представлена конструкция кожухотрубчатого аппарата с неподвижными трубными решетками.

Нами проведены сопоставительные исследования коэффициентов сопротивления трубчатых пучков с гладкими трубами, с трубами имеющими только кольцевые выступы и трубами, имеющими на внутренней поверхности кольцевые выступы и шаровые утолщения по оси трубы [76,105].

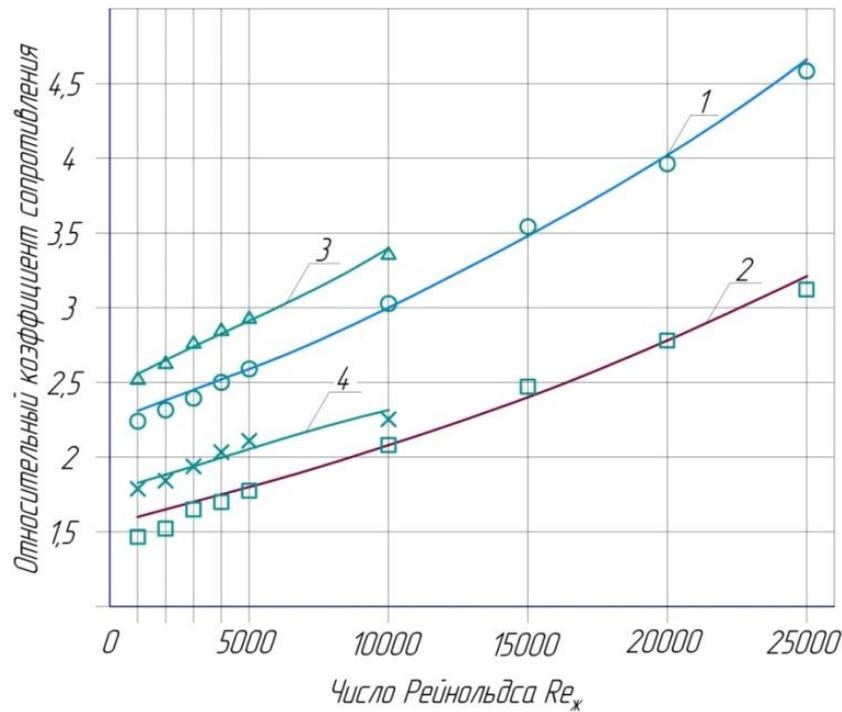
На рисунке 4.2 представлены графические зависимости относительных коэффициентов сопротивления на трение от чисел Рейнольдса.

Как видно из графика (рисунок 4.2) при увеличении чисел Рейнольдса (скорости движения теплоносителя) значения коэффициентов сопротивления на преодоление трения растут. Это закономерно, так как увеличение скорости движения жидкости способствует росту динамического напора и затрат энергии потока на трение. Интенсивность роста коэффициента сопротивления при $Re > Re_{кр}$ в накатанных трубах и накатанных труб с турбулизатором ядра потока больше, чем в гладкой [6], и увеличивается по мере уменьшения d/D (рисунок 4.2). Максимальное увеличение коэффициента сопротивления в области перехода наблюдается для труб с диафрагмами $d/D=0,875$ и турбулизаторами ядра потока $d_{ш}/d=0,145$ и составляет $\xi/\xi_{гл}=3$ [6].



Δp_1 – потеря давления при выходе потока из штуцера в распределительную камеру теплообменника, Па; Δp_2 – потеря давления при входе потока из распределительной камеры в трубы теплообменника, Па; Δp_{TP} – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па; Δp_3 – потеря давления при выходе потока из труб, Па; Δp_4 – потеря давления при входе потока в штуцер теплообменника, Па; Δp_5 – потеря давления при входе потока в межтрубное пространство, Па; Δp_{MT} – потеря давления на трение в одном ходе межтрубного пространства, ограниченного стенками кожуха и соседними перегородками, Па; Δp_6 – потеря давления при огибании потоком перегородки, Па; Δp_7 – потеря давления при выходе потока из межтрубного пространства, Па; l – длина труб теплообменника, м; l_n – расстояние между перегородками, м.

Рисунок 4.1 – Распределение сопротивлений в кожухотрубчатом теплообменнике с неподвижными трубными решетками



1,2 – трубы с накаткой [6]; 3,4 - трубы с накаткой и турбулизаторами ядра потока.

1 – $d/D=0,875$; 2 – $d/D=0,96$; 3 – $d/D=0,875$; $d_{шт}/d=0,145$; 4 – $d/D=0,96$; $d_{шт}/d=0,04$.

Рисунок 4.2 – Зависимость относительных коэффициентов сопротивления $\xi/\xi_{гл}$ от числа Рейнольдса $Re_{ж}$.

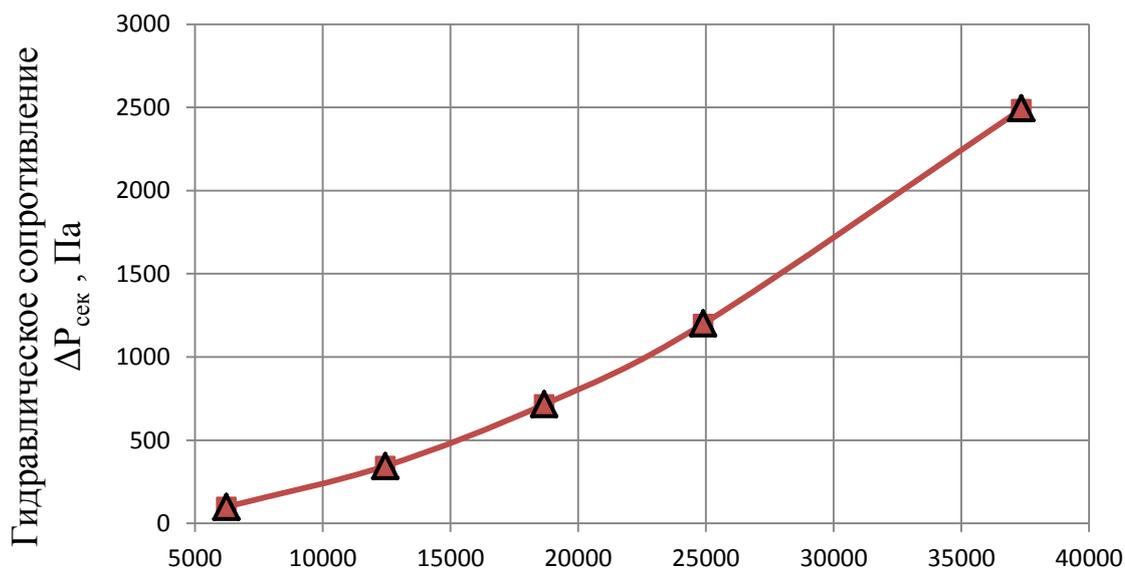
4.1.2 Гидродинамика межтрубного пространства

Межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками представляет собой секции ограниченные перегородками и трубными решетками (рисунок 4.1). Схема движения теплоносителя многократно-перекрестное. При вертикальном расположении теплообменника движение теплоносителя осуществляется поперек направления действия силы тяжести. При горизонтальном расположении теплообменника направление движения теплоносителя от секции к секции то совпадает с направлением силы тяжести, то направлено противоположно.

Нами проведен анализ расчетных данных гидравлического сопротивления $\Delta P_{сек}$, $\Delta P_{общ}$ и чисел Эйлера Eu от чисел Рейнольдса Re .

Как видно из рисунков 4.3 и 4.4 увеличение чисел Рейнольдса приводит к росту гидравлического сопротивления секций теплообменников $\Delta P_{сек}$ и общего гидравлического сопротивления $\Delta P_{общ}$. Это очевидно, так как с увеличением скорости теплоносителя (чисел Рейнольдса) растут сопротивления на преодоление местных сопротивлений и трения.

Необходимо отметить хорошее совпадение данных по расчетным уравнениям предложенных в работе [19] и наших данных.

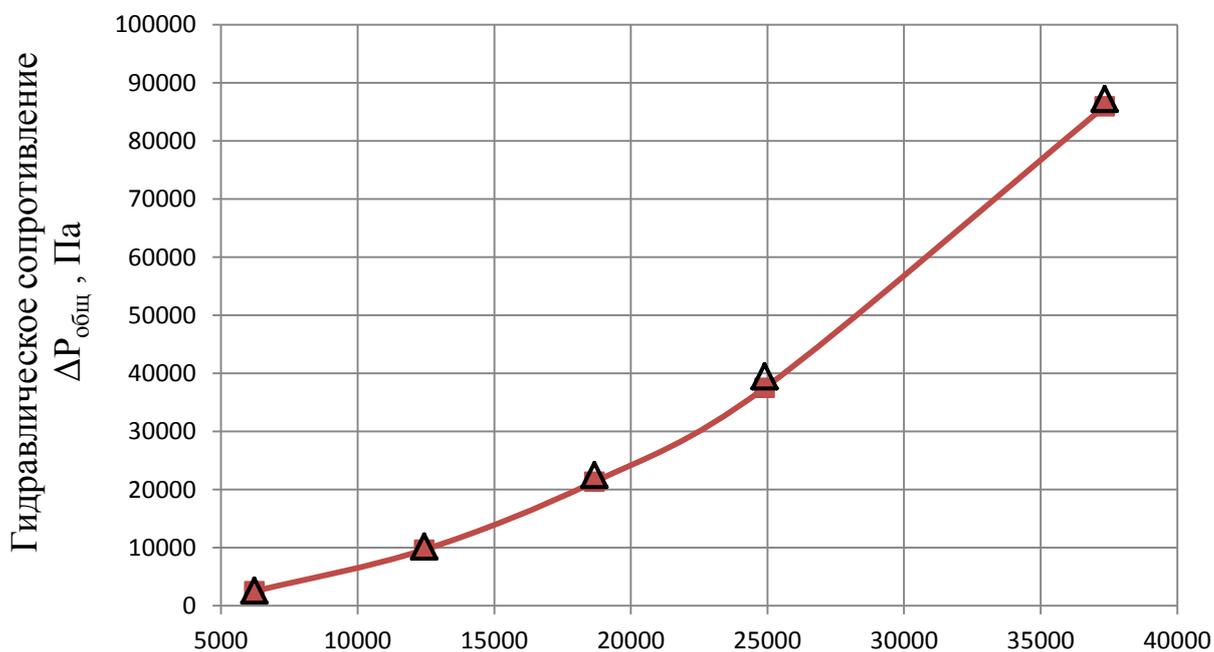


Число Рейнольдса Re

$t_b=2d; t_p=2d; d=25$ мм

Кривая - $\Delta P_{сек}$ (наши данные); Δ - $\Delta P_{сек}$ [19].

Рисунок 4.3 - Зависимость гидравлического сопротивления $\Delta P_{сек}$ от чисел Рейнольдса Re



Число Рейнольдса Re

$t_b=2d; t_p=2d; d=25$ мм

Кривая - $\Delta P_{общ}$ (наши данные); Δ - $\Delta P_{общ}$ [19].

Рисунок 4.4 - Зависимость гидравлического сопротивления $\Delta P_{общ}$ от чисел Рейнольдса Re

Изменение характера кривых чисел Эйлера от чисел Рейнольдса (рисунок 4.5) при шагах расположения труб 2,00x2,00 соответствуют результатам исследований, приведенным в работе [68]. В работе отмечается, что зависимость между числом Eu и Re отражает автомодельный характер процесса сопротивления. В интервале чисел Re от 10^3 до 10^4 сопротивление таких пучков зависит только от поперечного зазора. В интервале чисел Re от 1×10^4 до 2×10^5 устанавливается ярко выраженная область смешанного обтекания и зависимость сопротивления от числа Re приобретает степенной характер, причем показатель степени при числе Re зависит от геометрии пучка [106].

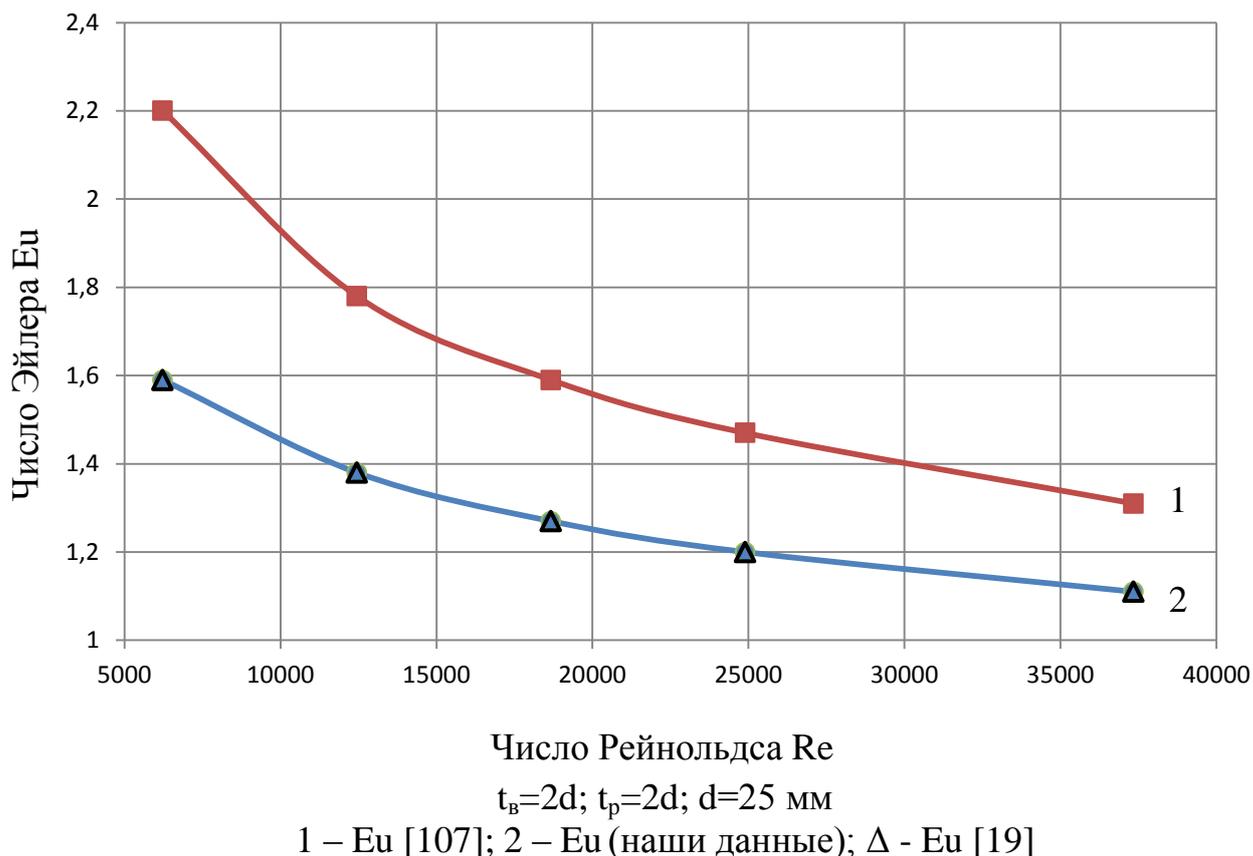


Рисунок 4.5 - Зависимость чисел Эйлера Eu от чисел Рейнольдса Re

Численные значения графических зависимостей Eu от Re , полученные нами также показывают хорошую сходимость с данными работы [19].

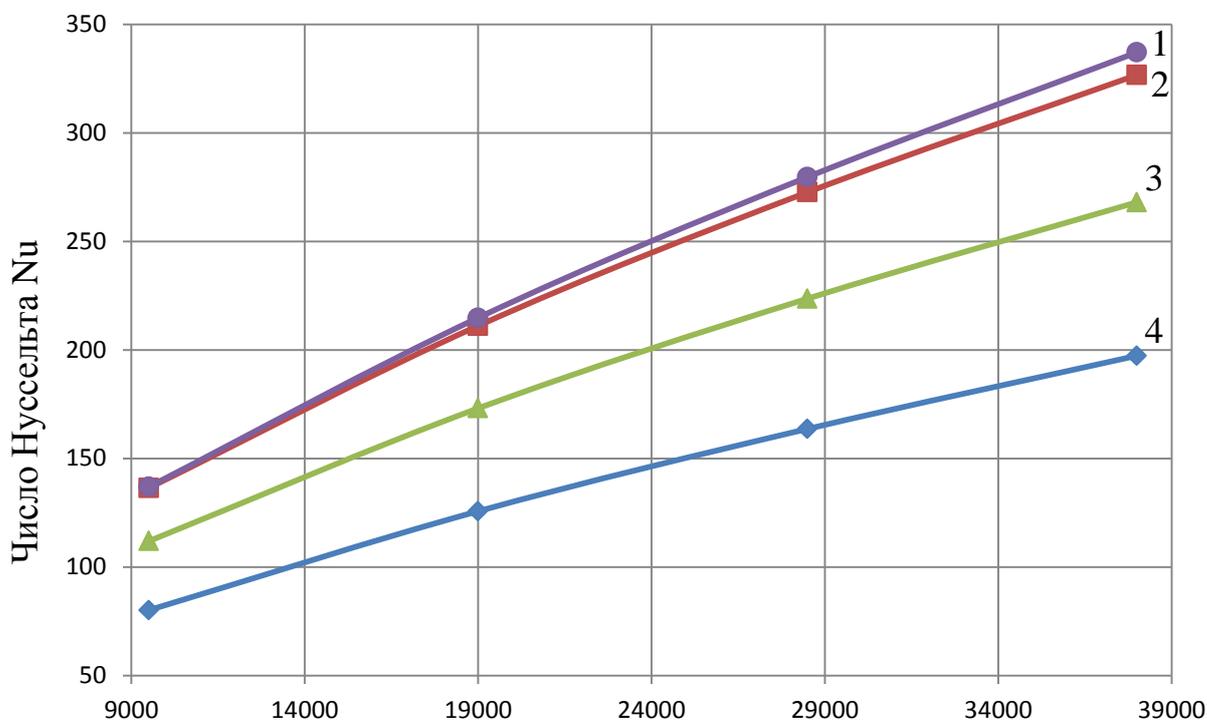
4.2 Теплообмен в трубчатых теплообменных аппаратах

Процесс теплообмена в трубах нами изучался при проведении экспериментальных исследований теплообменника типа «труба в трубе» (см. раздел 2), поэтому остановимся на теплообмене в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника.

В литературе имеется большое количество уравнений, описывающих теплообменные характеристики межтрубного пространства. Эти уравнения различаются не только диапазонами изменения чисел Рейнольдса, но и зависят

от способа установки теплообменника (вертикальные и горизонтальные), способа расположения труб в трубной решетке и т.д. Даже при одном способе расположения труб и одинаковом диапазоне изменения чисел Re формулы заметно различаются [19,47,51,68].

Ниже приведен график зависимости чисел Нуссельта Nu от чисел Рейнольдса Re (рисунок 4.6).



Число Рейнольдса Re
 $t_b=2d; t_p=2d; d=25 \text{ мм}; Pr=3,54$
 1 - Nu [47]; 2 - Nu [68]; 3 - Nu [51]; 4 - Nu [19]

Рисунок 4.6 – Зависимость чисел Нуссельта Nu от чисел Рейнольдса Re

Как видно из рисунка с увеличением чисел Рейнольдса Re наблюдается рост чисел Нуссельта Nu . Это закономерно, так как с увеличением чисел Рейнольдса растет интенсивность турбулентности теплоносителя, улучшаются условия перемешивания. Расхождения в значениях чисел Nu можно объяснить различием в числе рядов и величине диаметров труб, условиями входа, неоднотипностью устройства пучков, а также разнообразием методов измерения и обобщения полученных данных.

4.3 Расчет гидродинамических параметров и теплообменных характеристик трубчатых теплообменников с турбулизаторами теплоносителей

Для одноходовой схемы движения теплоносителя в трубах в кожухотрубчатом теплообменнике с неподвижными трубными решетками (рисунок 4.1), пренебрегая неизотермичностью потока, уравнение для определения гидравлического сопротивления имеет вид [105]:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (4.1)$$

Здесь Δp_1 – потеря давления при выходе потока из штуцера в распределительную камеру теплообменника, Па; Δp_2 – потеря давления при входе потока из распределительной камеры в трубы теплообменника, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$ – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па; Δp_3 – потеря давления при выходе потока из труб, Па; Δp_4 – потеря давления при входе потока в штуцер теплообменника, Па.

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитывают соответственно по формуле (3.10). Потери давления на трение в трубах теплообменника уравнение (3.11) с учетом (3.12), (3.13) и (3.14). Скорость жидкости в штуцерах теплообменника рассчитывается с учетом их условных проходов. Ориентировочное значение условного прохода штуцера можно рассчитать по уравнению [79]:

$$d_{\text{шт}} = 0,3D^{0,86} \quad (4.2)$$

где D – диаметр кожуха аппарата, м.

Общее сопротивление межтрубного пространства кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками (рисунок 4.1) определяется уравнением [79,105]:

$$\Delta p = \Delta p_5 + \frac{l}{l_{\text{п}}} \Delta p_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_{\text{п}}} - 1 \right) \Delta p_6 + \Delta p_7 \quad (4.3)$$

Здесь Δp_5 – потеря давления при входе потока в межтрубное пространство, Па; $\Delta p_{\text{мт}}$ – потеря давления на трение в одном ходе межтрубного пространства, ограниченного стенками кожуха и соседними перегородками, Па; Δp_6 – потеря давления при огибании потоком перегородки, Па; Δp_7 – потеря давления при выходе потока из межтрубного пространства, Па; l – длина труб теплообменника, м; $l_{\text{п}}$ – расстояние между перегородками, м.

Как и в случае движения теплоносителя в трубах, потери давления в местных сопротивлениях ($\Delta p_5 - \Delta p_7$) рассчитывают по формуле (3.10), при этом коэффициенты местных сопротивлений определяют из справочных таблиц [19,79].

Для расчета потери давления на трение в межтрубном пространстве теплообменника нами предложено уравнение [108]:

$$\Delta p_{\text{MT}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{D}{t_{\text{в}}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} \cdot W_{\text{MT}}^2}{2} \quad (4.4)$$

Здесь D – внутренний диаметр аппарата, м; $t_{\text{в}}$ – шаг расположения труб по ходу движущегося потока.

Для расчета коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ нами предложено уравнение, учитывающее степень взаимодействия вихрей при обтекании труб по ходу и поперек движущегося потока [109]:

$$\lambda_{\text{тр}} = 2,275 \cdot \theta_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{р}} \cdot Re^{-0,2} \quad (4.5)$$

Входящие в уравнение коэффициенты $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{р}}$ рассчитываются по формулам (3.19) и (3.21).

Оценка энергетических затрат производится по формуле для числа Эйлера [19,44]:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ж}} \cdot w_{\text{ж}}^2} \quad (4.6)$$

При расчете чисел Нуссельта для теплоносителя, движущегося в гладких трубах, было использовано уравнение (2.14). В случае установки труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока использовалось уравнение (2.13) с учетом формулы (2.15).

В кожухотрубчатом теплообменнике с перегородками в межтрубном пространстве имеет место многократно-перекрестное движение теплоносителя [19]. Для расчета чисел Нуссельта была использована формула:

$$Nu_f = 0,22 \cdot \varepsilon_{\varphi} \cdot Re_f^{0,65} \cdot Pr_f^{0,36} \cdot (Pr_f / Pr_{\omega})^{0,25}, \quad (4.7)$$

где $\varepsilon_{\varphi} = 0,6$ – коэффициент, учитывающий многократно-перекрестное движение теплоносителя.

Для расчета коэффициента теплоотдачи α , входящего в критерий Нуссельта предложена формула:

$$\alpha = \theta_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{р}} \cdot \frac{w^{0,65} \cdot c^{0,36} \cdot \rho^{0,36} \cdot \lambda^{0,64}}{\nu^{0,29} \cdot d^{0,35}} \quad (4.8)$$

5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И ВНЕДРЕНИЕ СМЕСИТЕЛЬНЫХ И ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

При создании новой техники и технологии необходимо исходить из перспективных направлений научных и проектно-конструкторских работ в конкретной области знания с учетом реальных условий и требований к эксплуатации и изготовлению разработки.

Современные требования к теплообменным аппаратам изменялись, т.к. менялась концепция по созданию химического, нефтехимического пищевого, энергетического оборудования и колонн нефтегазоперерабатывающих предприятий. Это связано с резким подорожанием энергоресурсов во всем мире и с дефицитом водных ресурсов. Современные теплообменные аппараты должны отвечать следующим требованиям [110]:

1. Энергоемкость. При оценке этого показателя исследователи часто исходят из затрат на гидравлическое сопротивление, что неверно. Например, полые скрубберы имеют относительно низкое сопротивление при низкой интенсивности тепло- и массопереноса. Тогда как для достижения искомой эффективности, например, степени очистки газов, потребуются ставить последовательно несколько таких аппаратов. При этом достижение требуемой интенсивности сомнительно. В то же время увеличится суммарная энергопотребность, а капитальные затраты (стоимость изготовления и монтажа, материалоемкость) возрастут на порядок.

Поэтому при оценке энергоемкости процессов и аппаратов надо исходить из отношения энергозатрат к интенсивности процесса.

2. Высокая эффективность. Безусловно, что этот показатель является наиболее важным. Он является первичным при создании экологических процессов и технологий получения чистых и особо чистых веществ. При достижении этой цели необходимо исходить из экономически рациональных путей. Например, создание ректификационных колонн с высотой до 60м может быть предпочтительным, чем высокоэффективный аппарат с высотой до 100м, т.е. требование достижения более высокой эффективности любой ценой не всегда является целесообразным. Лучше найти другое альтернативное решение. Например, использование остатков нефте- и газопереработки в нефтехимии, производстве строительных материалов и другие.

3. Высокая интенсивность. Выполнение этого требования приводит к снижению габаритов и количества создаваемых аппаратов, т.е. к снижению материалоемкости. Однако при этом могут возрасти энергозатраты и сложность конструкции.

4. Универсальность применения конструкции теплообменных аппаратов. Это современное требование, позволяющее объединить проведение нескольких процессов в одном аппарате. Совмещение или сопряжение различных действий будет способствовать уменьшению количества

конструкций до минимума. При этом сократятся и капитальные затраты, и энергоемкость. Действительно такой подход позволит решить многие проблемы. Однако научные основы таких совмещенных или сопряженных процессов еще не созданы.

5. Простота конструкции. На первый взгляд эта задача в современных условиях развития технологии машиностроения и монтажа не должна беспокоить. Однако, отсутствие в Казахстане специализированных в отдельных отраслях промышленности машиностроительных предприятий, проектных и научно-исследовательских институтов усложняет решение этой задачи. Поэтому необходимо ориентироваться на продукцию, выпускаемую в нашей Республике. Кроме того, проектирование и изготовление составных частей колонных аппаратов необходимо планировать из стандартных и нормализованных конструктивных элементов

6. Простота монтажа, также является немаловажным фактором. Изготовление гирлянд в виде струн с закрепленными на них насадочными элементами или пучка труб, в виде отдельно собираемого блока позволит решить и эту проблему, т.к. сейчас современной технологией сборки является блочная.

7. Простота эксплуатации. Отсутствие движущихся и трущихся частей делает колонные теплообменные аппараты надежной конструкцией. Применительно к аппаратам с регулярной подвижной насадкой возможное отложение твердых примесей на поверхностях насадочных элементов невозможно, т.к. они сами являются источниками турбулизации потоков. Изготовление трубного пучка съемным позволяет повысить ремонтпригодность и чистку поверхности трубок от накипи, возникающей при нарушении технологического режима.

5.1 Рекомендации по проектированию смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов

Общим для смесительных и поверхностных трубчатых теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей является *высота кольцевых диафрагм в трубах и шаг их расположения, а также размеры и шаг расположения турбулизаторов ядра потока, с внешней стороны труб - глубина кольцевых впадин.*

Исследования коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в трубах показали, что в диапазоне $d/D=0,875-0,96$ наибольшие их значения получены для $d/D=0,875$. Однако для оптимального сочетания роста α и ξ для капельных жидкостей ($Pr=2...80$) следует принять $d/D=0,94...0,96$. Эти же значения рекомендуется в работе [4]. Шаг расположения диафрагм $t_h/h \approx 10$.

Соотношению кольцевых выступов $d/D=0,875$ соответствует размеру шарового турбулизатора $d_w/d=0,145$. При $d/D=0,96$; $d_w/d=0,04$. Размер шагов расположения кольцевых выступов $t_h/h=10$ соответствуют размеру шагов расположения сферических утолщений $t_{я\partial}/d_w=4,7$. Только при выполнении этих

условий возможно достижение экстремальных значений гидродинамических и теплообменных характеристик.

Глубина кольцевых впадин и шаг их расположения в кольцевых каналах. При накатке кольцевых канавок одновременно интенсифицируется теплообмен и внутри труб, образуясь при этом кольцевыми диафрагмами. Это следует учитывать при выборе оптимальных параметров накатки. Выше было отмечено, что интенсификации теплообмена внутри трубы оптимальным следует принять $d/D=0,94\dots 0,96$. Если оптимальная глубина накатки снаружи и внутри трубы одинакова, то снаружи трубы $D_n/d_s=(0,025-0,035)\frac{1}{D_o/D_n-1}$. При

малых D_o/D_n оптимальная интенсификация в кольцевом канале обеспечивается при высотах накатки внутри трубы, меньших оптимальных, а при больших D_o/D_n – при значениях d/D внутри, больших оптимальных. Выбор оптимальной глубины будет зависеть от конкретных условий и, в частности, от соотношения между коэффициентами теплоотдачи снаружи и внутри трубы.

Оптимальный шаг расположения кольцевых впадин $t/h\approx 10$.

Смесительные теплообменники.

Применительно к смесительным аппаратам с регулярной трубчатой насадкой рекомендуются следующие режимные и конструктивные параметры.

Скорость газа в аппарате необходимо выбирать в диапазоне $W_r = 3,0\div 4,5$ м/с. В этом случае обеспечивается устойчивый режим работы и максимальная эффективность.

Плотность орошения трубчатого пучка зависит от вида проводимых процессов (абсорбция, теплообмен, пылеулавливание). Наиболее точно величину плотности орошения можно определить на основе материального баланса, растворимости газа и концентрации улавливаемых компонентов в газе и жидкости. Для процесса абсорбции хорошо - и среднерастворимых газов в работе [9] рекомендуется плотность орошения $L=10\div 50$ м³/м²·ч. При абсорбции плохорастворимых газов плотность орошения может достигать $L=100$ м³/м²·ч. Как показали исследования аппарата с регулярной пластинчатой насадкой [33], даже при таких плотностях орошения обеспечивается высокая эффективность проводимых процессов при сравнительно небольших энергозатратах. Указанные плотности орошения может быть рекомендованы также для проведения теплообмена и пылеулавливания.

Конструктивные параметры трубчатого пучка. Оптимальными шагами между насадочными элементами в вертикальном направлении, при которых достигается режим одновременного вихреобразования, характеризующийся высокоразвитой поверхностью контакта фаз, высокими значениями коэффициентов массоотдачи в газовой и теплоотдачи являются $t_b = 2d$ и $4d$ [29]. При практически одинаковой эффективности проведения процессов аппарат с меньшим шагом в вертикальном направлении получается более компактным, однако появляются трудности монтажа боковых отводов для соединения коллекторов, расположенных по высоте насадочной зоны [57].

Рекомендуемым значением радиального шага является $t_p = 2d$ [29].

При выборе размеров насадочных элементов исходят из равномерности распределения потоков по сечению аппарата, энергетических затрат и затрат на изготовление и монтаж. Проведенные исследования [37,111] показывают, что чем мельче насадочные элементы, тем больше затраты на изготовление и монтаж, однако использование крупной насадки приводит к значительному росту гидравлического сопротивления, особенно при высоких плотностях орошения.

Минимальная высота насадочной зоны составляет 1 м.

Оросительные устройства. В аппаратах с регулярной трубчатой насадкой возможно применение различных конструкций оросительных устройств, включая низконапорные [29].

Каплеуловитель. Он устанавливается в тех случаях, когда рабочая скорость газа в аппарате превышает 4,5 м/с [29]. Конструкция каплеуловителя подбирается исходя из количества жидкости, уносимой из аппарата и ограничений по гидравлическому сопротивлению. Выбор осуществляется по справочной литературе [10,112,113].

Поверхностные теплообменники.

Скорость теплоносителей. При выборе расчетных скоростей теплоносителей в трубах аппарата надо стремиться к получению развитого турбулентного режима, т.к. это позволяет повысить коэффициент теплоотдачи [47]. Вместе с тем увеличение скорости теплоносителя приводят к росту гидравлического сопротивления. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения теплоносителей. Для наиболее часто применяемых диаметров труб 25, 38, 51 мм рекомендуются скорости движения в них для капельных жидкостей 1...3 м/с; нижний предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06...0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая числу $Re=1 \cdot 10^4$ не превышает 0,2...0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим течения [47].

Скорость жидкости во входных и выходных патрубках теплообменных аппаратов рекомендуется принимать 1,5-3,0 м/с [47].

Направление движения теплоносителей. Выбор рабочей среды, направляемой по трубам или в межтрубное пространство, следует проводить с учетом протекающих процессов, параметров потоков, а также факторов конструктивного и гидродинамического характера. Так, по условиям прочности поток высокого давления обычно направляют внутрь труб, что позволит уменьшить массу корпуса аппарата. При равенстве давлений теплоносителей целесообразно в межтрубное пространство подавать поток с более высокой температурой [47].

Если теплоноситель вызывает коррозию или механическое повреждение труб, то лучше его пропустить внутрь труб, так как экономичнее выполнить трубы из материала высокой стоимости, чем кожух.

При выборе направления движения теплоносителей предпочтение отдают противотоку и перекрестному току, т.к. в этом случае удельная тепловая

нагрузка получается выше, чем при прямотоке. Кроме того, при противотоке холодный теплоноситель может быть нагрет до более высокой температуры, чем при прямоточной схеме аппарата [47].

Выбор труб. Выбор материала труб зависит от агрессивности теплоносителей. Для неагрессивных сред при малых давлениях и температурах применяют стальные бесшовные трубы из сталей марок 10, 20. Для агрессивных теплоносителей применяют бесшовные трубы из легированных сталей, меди, алюминия. Диаметр труб зависит от материала и условий работы: вязкости и загрязненности теплоносителей. При определенных условиях работы применяют чугунные и керамические трубы. Из соображений удобства изготовления длину трубных пучков из стальных бесшовных труб ограничивают размером 6-9 м. При прочих равных условиях необходимо стремиться к минимальной материалоемкости аппарата [47].

Конструктивные параметры.

Диаметр и толщины труб с кольцевыми турбулизаторами выбираются таким же, как и для соответствующих теплообменных аппаратов с гладкими трубами.

Варианты расположения труб в корпусе теплообменного аппарата и относительные шаги размещения труб в трубной решетке.

Известны варианты расположения труб в корпусе теплообменного аппарата – шахматное и коридорное. Для реализации синфазного взаимодействия вихрей, образуемых при поперечном обтекании коридорно размещенных труб по ходу движения теплоносителя, рекомендуется относительный шаг $S_1 / d = 2$. Для обеспечения независимого формирования вихрей за рядом расположенными трубами относительный шаг расположения должен соответствовать $S_2 / d = 2$.

5.2 Методики расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов

На основании проведенных исследований получены уравнения для определения гидродинамических параметров и тепломассообменных характеристик смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов, составляющих инженерные методики расчета.

Таблица 5.1 – Инженерные методики расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов

№ п/п	Рассчитываемые характеристики	Уравнение для расчета
Смесительный теплообменный аппарат с турбулизаторами теплоносителей		
1.	Гидравлическое сопротивление насадочной зоны	(3.16) с учетом (3.17), (3.18), (3.19) и (3.21)
2.	Число Эйлера	(3.25)
3.	Количество удерживаемой жидкости	(3.26)

Продолжение таблицы 5.1

4.	Газосодержание слоя	(3.27) с учетом (3.28)
5.	Коэффициент массоотдачи в газовой фазе	(3.34)
6.	Число Шервуда	(3.35)
7.	Коэффициент теплоотдачи насадочной зоны	(3.42) с учетом (3.43)
8.	Число Нуссельта насадочной зоны	(3.45)
9.	Гидравлическое сопротивление трубчатого пучка	(3.9) с учетом (3.10), (3.11) и (3.14)
10.	Число Нуссельта трубчатого пучка	(2.13) с учетом (2.14) и (2.15)
Поверхностные теплообменные аппараты с турбулизаторами теплоносителей		
Теплообменный аппарат типа «труба в трубе»		
1.	Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителя в трубе	(3.11) с учетом (2.17) и (2.21)
2.	Число Нуссельта для теплоносителя, движущегося в кольцевом канале	(2.13) с учетом (2.14) и (2.19)
Кожухотрубчатый теплообменник с поперечными перегородками		
1.	Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителя в трубах кожухотрубчатого теплообменника	(4.1) с учетом (3.10), (3.11), (3.12), (3.13) и (3.14)
2.	Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками	(4.3) с учетом (3.10), (4.4), (4.5)
3.	Число Эйлера	(4.6)
4.	Число Нуссельта для теплоносителя, движущегося в трубах	(2.13) с учетом (2.15)
5.	Число Нуссельта для теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве с поперечными перегородками	(4.7)

5.3 Промышленные испытания и внедрение смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов

5.3.1 Промышленные испытания и внедрение смесительного аппарата с трубчатой насадкой

Промышленные испытания газоочистного аппарата с трубчатой насадкой проведены на АО «Актюбинский завод хромовых соединений» в схеме очистки газовых выбросов прокалочной печи № 2 окиси хрома (цех № 4, производство окиси хрома) (Приложение А) [114].

Процесс получения окиси хрома включает стадии: приготовления серной суспензии; восстановления хромата натрия в автоклавах расплавленной серой;

отделение гидрированной окиси хрома от тиосульфатного раствора; окислительное прокаливание гидратированной окиси хрома; выщелачивание спека и отделение водорастворимых солей окиси хрома; сушку и фасовку окиси хрома.

Гидроокись хрома перемешивается с хромихроматами и поступает в питатель 1, откуда пневмодозаторами, через питательную форсунку подается в прокалочную печь 2 (рисунок 5.1). При смешении хромихроматов с гидроокисью хрома адсорбируемая щелочь нейтрализуется, что исключает обратное окисление окиси хрома при прокаливании. При наличии в пасте элементарной серы, она сгорает в прокалочной печи с образованием сернистого газа. Печь обогревается топочными газами, образующимися при сжигании природного газа. Температура в печи поддерживается в пределах 1200-1400⁰С. При этом происходит полное обезвоживание гидроокиси хрома и выгорание серы.

Из печи с дымовыми газами уносится до 16% пыли, которую улавливают в скрубберах 3 и 4, орошаемых тиосульфатным фильтратом после I и II стадии фильтрации гидроокиси хрома. Подача орошающей жидкости осуществляется насосом 7 из сборника 8.

В качестве скрубберов для очистки газового потока до реконструкции использовались полые форсуночные аппараты, эффективность которых составляла не более 70%.

В процессе реконструкции скруббер 3 оставался полым, а в аппарате 4 была смонтирована трубчатая насадка, представляющая собой трубы диаметром 32 мм, расположенные с шагом в вертикальном и радиальном направлениях, равным 2d. Высота насадочной зоны составляла 1,5 м.

Аппарат с трубчатой насадкой выполнен с целью увеличения эффективности процесса пылеулавливания и снижения температуры выбрасываемого газа за счет его испарительного охлаждения в контактной зоне. В этой связи, трубы трубчатого пучка, были выполнены гладкими.

Трубчатая насадка в аппарате выполняла две функции – это увеличение поверхности контакта фаз, способствующая глубокой очистке отходящих газов, и снижение температуры газов поступающих в аппарат. Для снижения температуры газа в качестве хладоагента использовалась техническая вода, которая подавалась насосом 10 из емкости 9 по трубопроводу в трубное пространство насадки. После прохождения трубчатого пучка нагретая вода направляется на нужды цеха.

Во время испытания, проводимых совместно сотрудниками ЮКГУ им. М.Ауэзова и АО «АЗХС», получены опытные данные.

Замеры основных параметров газового потока до и после аппарата с трубчатой насадкой показали, что:

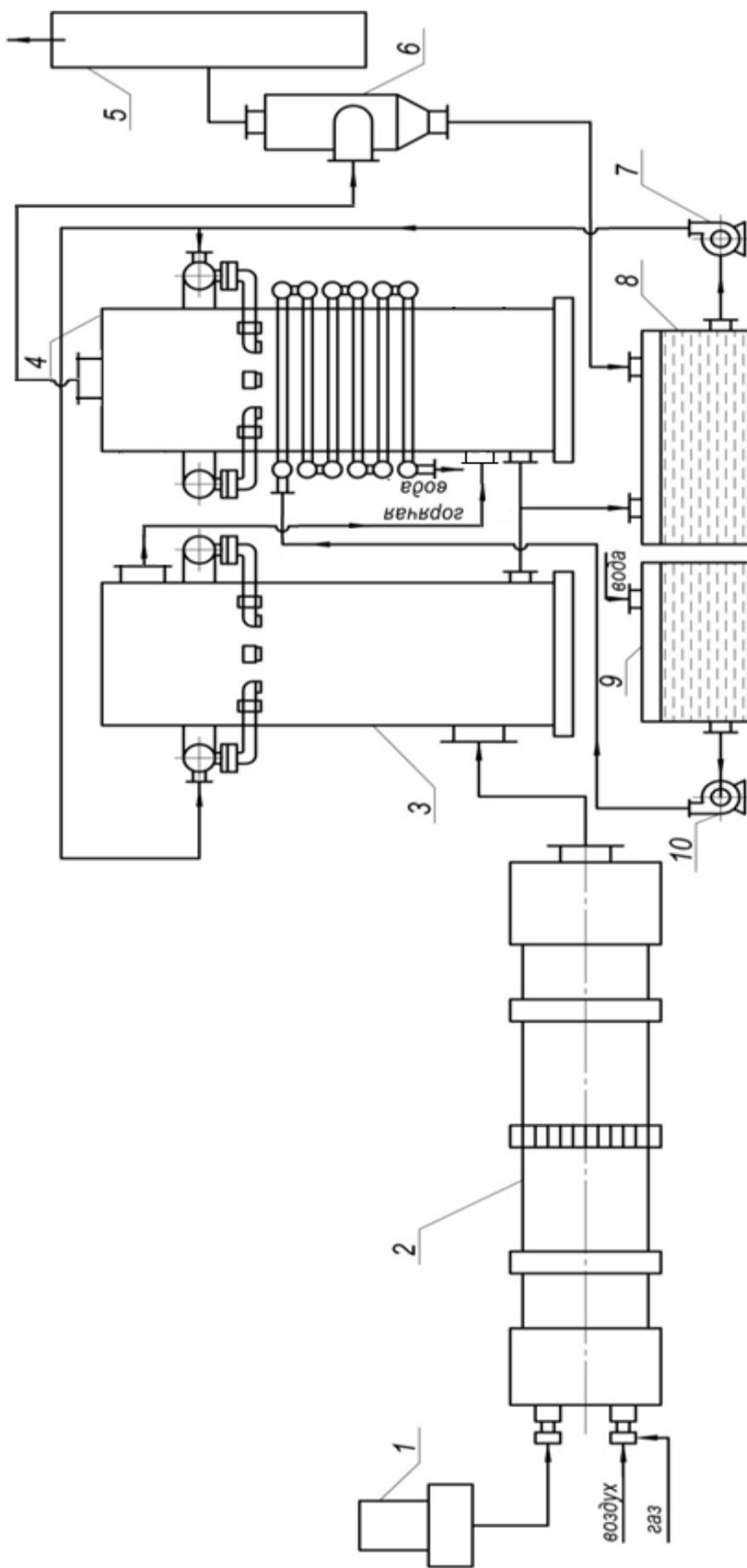
- температура газового потока перед входом в скруббер снижается до 500-800⁰С за счет подсосов воздуха;
- расход газового потока на входе составляет 17400-19390 м³/ч;
- начальная концентрация пыли в газе составляет 80-160 г/с;

- температура газа на выходе из аппарата с трубчатой цилиндрической насадкой в результате интенсивного теплообмена снижается до 70-90 °С;
- расход газового потока после аппарата с трубчатой насадкой увеличивается до 21400÷28700 нм³/ч за счет частичного испарения орошающего раствора и подсосов воздуха;
- концентрация пыли в газе на выходе из аппарата с трубчатой насадкой снижается до 1,25÷4,66 г/с;
- эффективность процесса очистки составила 96,0÷98,4 %.

В результате проведенных испытаний подтверждена возможность эффективного улавливания пыли из газовых выбросов и значительная интенсификация процесса теплообмена в аппаратах с трубчатой насадкой.

Аппарат с трубчатой насадкой внедрен (Приложение Б) с экологоэкономическим эффектом (Приложение В).

Кроме того, результаты научных исследований внедрены в учебный процесс - лекционные занятия по дисциплине «Технологическое оборудование нефтегазовой отрасли» в разделе «Основное оборудование ЭЛОУ. Теплообменники» (Приложение Г).



1 – питатель; 2 – прокалочная печь; 3, 4 – газоочистные аппараты; 5 – выхлопная труба; 6 – каплеуловитель; 7, 10 – насос; 8, 9 – сборник тиосульфатного фильтрата

Рисунок 5.1 – Технологическая схема очистки газов, отходящих от прокалочной печи в производстве окиси хрома

5.3.2 Промышленные испытания и внедрение поверхностного теплообменного аппарата с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока

Промышленные испытания теплообменного аппарата с накатанными трубами проведены на ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) в производстве термической фосфорной кислоты (Приложение Д).

Технологический процесс получения ортофосфорной кислоты состоит из следующих стадий [115]: сжигание фосфора с избытком воздуха (2,0-2,1); охлаждение газа, гидратация и абсорбция окислов фосфора, конденсация фосфорной кислоты. Гидратация фосфорного ангидрида состоит из постепенного присоединения им молекул воды по мере снижения температуры газа с промежуточным образованием кислот разных степеней гидратации; улавливание тумана фосфорной кислоты. При взаимодействии газа, содержащего P_2O_5 , с абсорбентом (вода или фосфорная кислота) происходит поглощение фосфорного ангидрида, как в жидкой, так и в газовой фазе. Последнее приводит к образованию тумана фосфорной кислоты. Определяющими факторами туманообразования являются: температура, количество и концентрация абсорбиционного агента и влагосодержание газа.

Расплавленный желтый фосфор со склада желтого фосфора поступает по обогреваемым трубопроводам в хранилища фосфора под слой горячей воды, где и хранится до подачи его на сжигание. Далее фосфор из хранилища поступает к форсунке, установленной на крышке башни сжигания фосфора (рисунок 5.2).

Сжигание фосфора происходит путем его распыления сжатым воздухом с давлением не менее 0,45 МПа. Сжатый воздух перед подачей на форсунку подогревается в теплообменнике до температуры не менее 353 К. Сжигание фосфора производится при 100 % избытке воздуха. При этом температура горения фосфора достигает 2073 К, а содержание кислорода в отходящем газе составляет 8-17 %.

При производительности башни сжигания 2,5т фосфора в час потребность в воздухе составляет $20140\text{м}^3/\text{ч}$, 5-7% этой потребности компенсируется сжатым воздухом $1000-1400\text{м}^3/\text{ч}$, подаваемым в форсунку.

Для предохранения крышки башни сжигания от действия высокой температуры к ней подводится обратная вода из двух кольцевых коллекторов. Тепло, выделяющееся при сгорании фосфора, отводится циркулирующей кислотой, при этом кислота нагревается от 333-343К до 353К.

Кислота подается через переливной стакан, расположенный в верхней части башни сжигания 4, и через 4 каскадные форсунки. Кислота, стекая через переливной стакан по стенке башни сжигания, образует на ней тонкую пленку и предохраняет стенки башни от воздействия высоких температур. В переливной стакан подается также вода для разбавления циркулирующей кислоты.

Кислота, поступающая в башню сжигания через форсунки, улучшает условия гидратации и абсорбции пятиоксида фосфора и охлаждает газ до температуры 423К. Кислота собирается на дне башни сжигания и с

температурой не более 353К поступает через переток в сборник фосфорной кислоты 7. Затем кислота из емкости насосами 1 подается на охлаждение. До реконструкции охлаждение кислоты осуществлялось в 7 пластинчатых теплообменниках.

Охлаждение циркуляционной кислоты в теплообменниках 2 производится оборотной водой. Во избежание попадания кислоты в оборотную воду давление воды должно быть больше давления кислоты на 0,03МПа.

Охлажденная кислота от всех теплообменников поступает в сборный коллектор 3, откуда направляется в чашу перелива и форсунки орошения башни сжигания.

Температура кислоты в коллекторе регистрируется и сигнализируется на ЦПУ. При превышении температуры кислоты более 353К производится автоматическая отсечка подачи фосфора на сжигание.

Часть кислоты выводится из циркуляционного цикла как готовый продукт в хранилище кислоты, откуда насосом откачивается на прирельсовый склад кислоты для отгрузки потребителю.

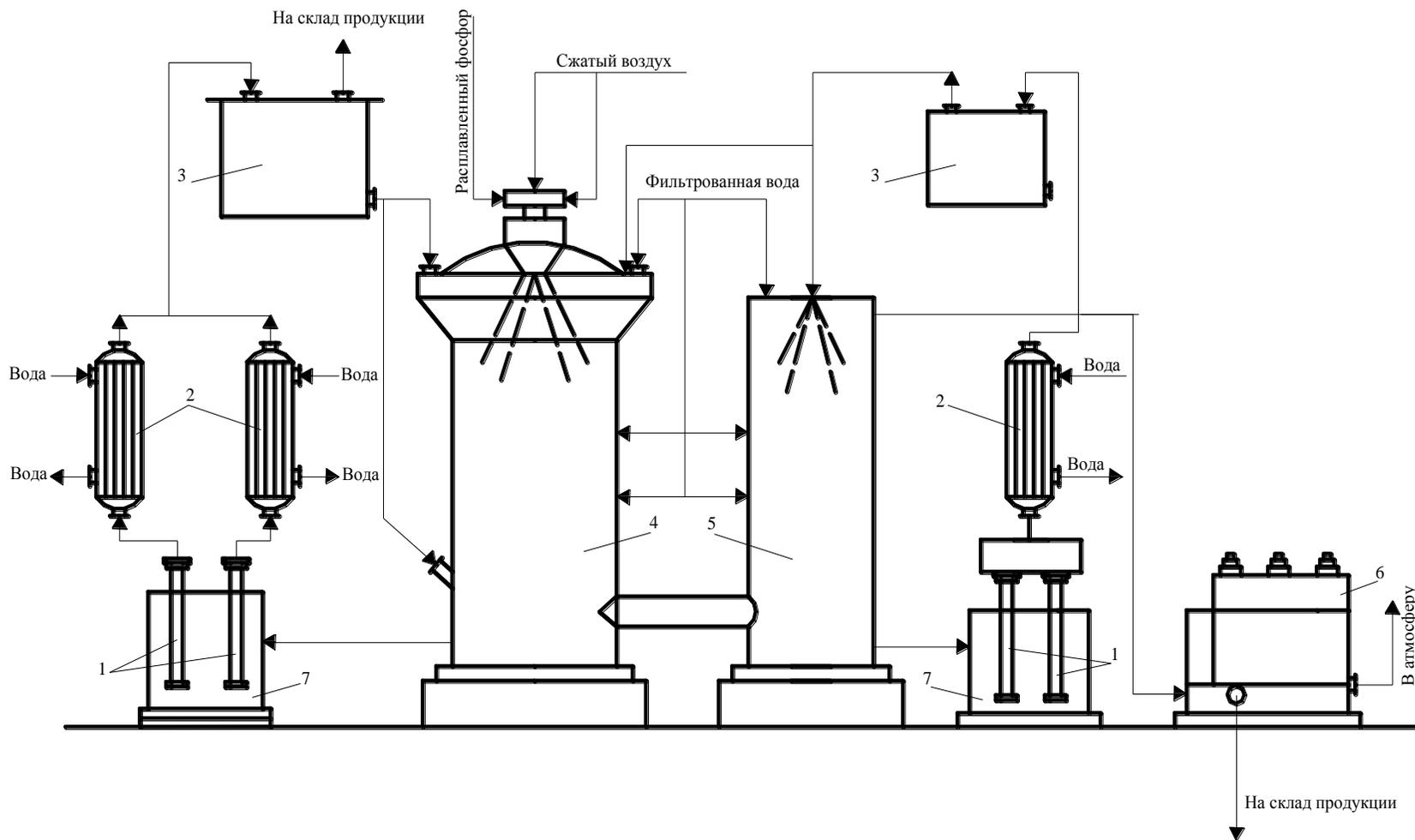
Неуловленная в башне сжигания фосфорная кислота в виде тумана уносится с газовой фазой (температура до 423К) по газоходу в башню охлаждения 5.

Температура отходящих газов в газоходе регистрируется и сигнализируется на ЦПУ. При превышении температуры газа более 413К производится автоматическая отсечка подачи фосфора на сжигание.

В башне охлаждения с помощью циркуляционной кислоты происходит улавливание фосфорного ангидрида и тумана фосфорной кислоты, а также дальнейшее охлаждение отходящих газов до температуры 323-353К. Башня охлаждения имеет два слоя насадки и орошается фосфорной кислотой концентрацией 72-78% через три ряда цельнофакельных форсунок. Кислота из башни охлаждения по перетоку поступает в сборник фосфорной кислоты 7, откуда погружным насосом 1 подается на охлаждение в теплообменники 2 и далее через сборный коллектор 3 возвращается на форсунки башни охлаждения.

Всего в двух башнях улавливается около 85 % общего количества кислоты. Отходящий газ, содержащий остальную часть кислоты в виде тумана, с температурой до 353К по газоходу поступает на очистку в электрофильтр 6.

Весь технологический процесс получения кислоты - сжигание фосфора, гидратация фосфорного ангидрида и электроочистка отходящих газов - проводится в связанных друг с другом объемах, что позволяет использовать общий дымосос-вентилятор.



1 – погружной насос; 2 – холодильник; 3 – бачок расходомер; 4 – башня сжигания;
 5 – башня гидратации; 6 – электрофильтр; 7 – сборник кислоты

Рисунок 5.2 - Схема производства фосфорной кислоты термическим способом

Очищенный газ из электрофилтра с содержанием кислорода 8-17% и туманообразной фосфорной кислоты до 118 мг/м³ в пересчете на Р₂О₅ по газоходам вентилятором выбрасывается через выхлопную трубу в атмосферу.

В процессе эксплуатации теплообменников в проточной части возможны отложения загрязнений. Периодически теплообменники со стороны кислоты промываются 10% раствором щелочи NaOH с температурой до 353К, который поступает из сборника щелочи. Раствор щелочи насосом поз.Н-126 подается по замкнутому циклу: сборник щелочи - насос - теплообменник - сборник щелочи.

Кроме того, водяной контур теплообменников промывается фосфорной кислотой из коллектора горячей кислоты. После промывки кислота сливается в сборник кислоты.

В существующей технологической схеме охлаждение ортофосфорной кислоты осуществлялось в пластинчатых холодильниках. Известно, что такие аппараты подвержены отложению твердых веществ и тем самым снижению теплопередающей поверхности. По этой причине пластинчатые теплообменники не обеспечивают заданного перепада температур уже при небольшом сроке эксплуатации.

Более стабильно проведение процесса теплообмена протекает в кожухотрубных теплообменниках.

В технологической схеме был испытан кожухотрубчатый теплообменный аппарат, имеющим трубы с поперечными кольцевыми выступами и шаровыми турбулизаторами ядра потока. В теплообменном аппарате движение ортофосфорной кислоты осуществлялось в трубах, а охлаждающей жидкости (оборотной воды) в межтрубном пространстве, движущейся противотоком.

При проведении испытаний получены средние значения расходных характеристик и температурных параметров:

ортофосфорная кислота

- расход 3,11 т/час;

- температура на входе 80⁰С;

- температура на выходе 40⁰С;

оборотная вода

- расход 4,14 т/час;

- температура на входе 25⁰С;

- температура на выходе 39-40⁰С.

Полученные данные показали высокую эффективность процесса теплообмена и достаточно низкие энергозатраты.

Теплообменный аппарат с накатанными трубами внедрен на ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) в производстве термической фосфорной кислоты (Приложение Ж) с ориентировочным экономическим эффектом 4,2 млн.тенге в год. (Приложение И)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Краткие выводы по результатам диссертационных исследований.

1. На основе анализа конструкций смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов осуществлена постановка задач для проведения исследований и создания научно-обоснованных методов расчета.

2. В результате исследований гидродинамических закономерностей и процесса теплообмена в трубах экспериментально подтверждено наличие опережающего роста теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления при средних числах Рейнольдса, причем наибольший эффект интенсификации теплообмена достигается для выступов, имеющих $d/D=0,875$ и глубинах канавок $d_n/D_n=0,875$.

Коэффициенты теплоотдачи и коэффициенты гидравлического сопротивления для труб с накаткой и турбулизатором ядра потока в среднем на 15 – 20% выше, чем для накатанных труб без турбулизаторов ядра потока.

3. На основании экспериментальных данных определены оптимальные шаги расположения кольцевых выступов в трубах и между сферическими утолщениями по оси трубы, при которых достигаются наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

4. Предложена физическая модель, учитывающая вихревое обтекание кольцевых выступов в трубах и сферических турбулизаторов ядра потока, позволяющая установить синфазный режим взаимодействия вихрей отдельно для диафрагм и сферических утолщений. Получены уравнения, позволяющие рассчитать степень взаимодействия вихрей отдельно для кольцевых выступов и сферических утолщений ядра потока, а также от суммарного действия двух механизмов.

5. Проведены исследования гидродинамики и тепломассообменных характеристик насадочной зоны смесительного аппарата с трубчатой насадкой и на основе полученных результатов выведены расчетные уравнения гидравлического сопротивления, количества удерживаемой жидкости, коэффициентов массоотдачи в газовой фазе и коэффициентов теплоотдачи.

6. Предложены уравнения для расчета гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме трубчатого пучка поверхностного теплообменного аппарата.

7. Разработаны методики расчета, рекомендации по проектированию и эксплуатации смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

8. Разработаны и внедрены в производство смесительный аппарат с трубчатой насадкой на АО «Актюбинский завод хромовых соединений» в технологической схеме очистки газовых выбросов прокалочной печи в производстве окиси хрома с экологическим эффектом по природоохранным мероприятиям 30,09 млн.тенге/год, а также теплообменный аппарат поверхностного типа с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока в производстве термической фосфорной кислоты ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) с ориентировочным экономическим эффектом 4,2 млн.тенге/год.

Оценка полноты решений поставленных задач. Результаты теоретических исследований, их оценка, экспериментальное изучение закономерностей образования и взаимодействия вихревых потоков, гидродинамики, процессов тепло- и массообмена, решение вопросов математического моделирования, апробация в промышленных условиях полностью соответствуют поставленным в диссертации задачам.

Разработка рекомендаций и исходных данных по конкретному использованию результатов. Результаты экспериментального изучения гидродинамики, процессов теплообмена при движении теплоносителя в трубах, физические и математические модели, гидродинамические закономерности и данные теплообмена смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов, разработанные инженерные методы расчета и рекомендации по проектированию промышленных аппаратов могут быть использованы инженерно-техническими работниками промышленных предприятий и научно-исследовательских организаций, а также в учебном процессе при чтении лекций, проведении практических занятий и лабораторного практикума.

Исходными данными по конкретному использованию результатов являются физические и математические модели вихревого взаимодействия потоков в трубах и трубчатых пучках, методики инженерного расчета основных гидродинамических характеристик и параметров теплообмена, а также рекомендации по проектированию промышленных аппаратов, включающих выбор режимных и конструктивных параметров.

Оценка технико-экономической эффективности внедрения. По результатам проведенных исследований разработана конструкция промышленного тепломассообменного аппарата с трубчатой насадкой, которая внедрена на АО «Актюбинский завод хромовых соединений» в технологической схеме очистки газовых выбросов прокаточной печи в производстве окиси хрома с экологическим эффектом по природоохранным мероприятиям 30,09 млн.тенге/год, а также теплообменный аппарат поверхностного типа с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока в производстве термической фосфорной кислоты ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) с ориентировочным экономическим эффектом 4,2 млн.тенге/год.

Оценка научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области. Проведенная технико-экономическая оценка разработанных и исследованных смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов показывает, что по ряду показателей, таких как энергетические показатели, материалоемкость, эффективность проведения процессов тепло- и массопереноса, предлагаемые конструкции превосходят современное тепломассообменное оборудование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Фролов В. Ф. Лекции по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». – СПб.: Химиздат, 2003. – 608с.
- 2 Балабеков О.С., Петин В.Ф. Закономерность взаимодействия вихрей, возникающих при отрывном обтекании потоком газа или жидкости дискретно расположенных вдоль него тел // Свидетельство о научном открытии №144. - М.: Международная ассоциация авторов научных открытий, 2000.
- 3 Балабеков О.С., Волненко А.А., Пралиев С., Корганбаев Б.Н., Балабекова М.О., Викторов С.В. Закономерность формирования параллельно движущихся вихревых струй при течении потока газа или жидкости через систему поперек к нему расположенных дискретных источников // Свидетельство о научном открытии №269. - М.: Международная ассоциация авторов научных открытий, 2004.
- 4 Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах / 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 208с.
- 5 Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А., Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции / /Диплом на научное открытие №242 СССР. - М. – 1981.
- 6 Ешанкулов А.А. Гидродинамика и теплообмен при течении вязких теплоносителей в теплообменных аппаратах с накатанными трубами: дис. ... канд. техн. наук. - Шымкент, 2009.-161 с.
- 7 Инновационный патент №28151 Республика Казахстан. МПК F28F 1/42. Теплообменная труба / Волненко А.А., Голубев В.Г., Балабеков О.С., Бажиров Т.С., Хусанов Ж.Е., Жумадуллаев Д.К.; заявитель и патентообладатель ЮКГУ им.М.Ауэзова. - №2012/0374.1; заявл. 28.11.12; опубл. 17.02.14, Бюл. № 2. – 4 с.
- 8 Инновационный патент №30217 Республика Казахстан. МПК B01D 53/20, B01D 47/14. Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания / Волненко А.А., Балабеков О. С., Сарсенбекулы Д., Жумадуллаев Д.К., Корганбаев Б.Н.; заявитель и патентообладатель ЮКГУ им.М.Ауэзова. - № 2014/1176.1; заявл. 09.09.14; опубл. 17.08.15, Бюл. №8. – 4 с.
- 9 Рамм В.М. Абсорбция газов. – М.: Химия, 1976. – 656 с.
- 10 Биргер М.И., Вальдберг А.Ю., Мягков Б.И. Справочник по пыли – и золоулавливанию // Под общ.ред. А.А. Русанова. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
- 11 Кудряшов Л.Н. Коэффициент конвективного теплообмена в испарительных установках, работающих по принципу распыливания // Химическая промышленность. - 1949.- №2. – 47 с.
- 12 Савицкая Н.М., Ларина Т.В. и др. Определение удельного орошения контактных теплообменников, работающих в испарительном режиме охлаждения // Промышленная и санитарная очистка газов. - 1981.- №6. – С.10-11.

- 13 Алексеев Г.Ф., Оленев В.А. Обобщенная зависимость коэффициента теплопередачи в безнасадочных скрубберах для охлаждения и очистки доменного газа от условий работы // *Сталь*. - 1967.- №4. – С.380-382.
- 14 Гордон Г.М., Пейсахов И.Л. Пылеулавливание и очистка газов в цветной металлургии. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1973. – 456 с.
- 15 Сарсенбекулы Д., Волненко А.А., Левданский А.Э. и др. Методика теплового расчета аппаратов с трубчатой насадкой регулярной структуры // *Междунар. науч.-практ. конф. «АУЭЗОВСКИЕ ЧТЕНИЯ - 14: Инновационный потенциал науки и образование Казахстана в новой глобальной реальности»* - Шымкент: ЮКГУ им.М.Ауэзова, 2016. – С.203- 207.
- 16 Бакластов А.М., Горбенко В.А., Данилов О.Л. и др. Промышленные теплообменные процессы и установки / Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
- 17 Клименко А.В. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – М.: Изд-во МЭИ, 2009. – 632 с.
- 18 Бакластов А. М., Горбенко В. А., Удыма П. Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
- 19 Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
- 20 Тарат Э.Я., Балабеков О.С., Болгов Н.П. и др. Интенсивные колонные аппараты для обработки газов жидкостями / Под общ.ред. Э.Я. Тарата. – Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1976. – 240 с.
- 21 Ужов В.Н., Вальдберг А.Ю. Очистка газов мокрыми фильтрами. – М.: Химия, 1972. – 248 с.
- 22 Мухленов И.П., Тарат Э.Я. Пенный режим и пенные аппараты. – Л.: Химия, 1977. – 304 с.
- 23 Вальдберг А.Ю., Тарат Э.Я. К вопросу о предельных параметрах пенного режима в аппаратах с полным протеканием жидкости через отверстия решеток // *Журнал прикладной химии*. - 1970.- Т.43, №8. – С.1712-1715.
- 24 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
- 25 Сум-Шик Л.Е., Позин Л.С., Аэров М.Е. и др. Определение верхнего и нижнего пределов работы колонны с беспереливными барботажными тарелками // *Химическая промышленность*. - 1968. - №2. – С.66-68.
- 26 Козулин Н.А., Соколов В.Н., Шапиро А.Я. Примеры и задачи по курсу оборудования заводов химической промышленности. – М.: Машиностроение, 1966. – 491 с.
- 27 Вальдберг А.Ю., Набутовская Л.Л., Тарат Э.Я. Расчет тарельчатых аппаратов при охлаждении в них ненасыщенного газа // *Промышленная и санитарная очистка газов*. - 1976.- №5. – С.8-9.

28 Вальдберг А.Ю., Набутовская Л.Л., Тарат Э.Я. Расчет тарельчатых аппаратов при охлаждении в них насыщенных газов // Промышленная и санитарная очистка газов.- 1976. - №5. – С.9-10.

29 Балабеков О.С., Волненко А.А. Расчет и конструирование теплообменных и пылеулавливающих аппаратов с подвижной и регулярной насадкой. – Шымкент, 2015.- 184 с.

30 Балабеков О.С. Расчет и конструирование аппаратов с подвижной насадкой. – Алма-Ата, 1984. – 34 с.

31 Волненко А.А., Балабеков О.С. Расчет теплообменных и пылеулавливающих аппаратов с подвижной и регулярной насадкой. Примеры и задачи. – Шымкент, 2016.- 223 с.

32 Котов В.М., Вальдберг А.Ю. Охлаждение газов в аппарате с псевдооживленным слоем орошаемой шаровой насадки // Промышленная и санитарная очистка газов. - 1982. - №1. – С.8-10.

33 Мустафина А.И. Гидродинамика и массообмен в аппарате с регулярной подвижной пластинчатой насадкой в широком диапазоне нагрузок по жидкости: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1989 – 180 с.

34 Петин В.Ф. Разработка и моделирование массообменного аппарата с регулярной подвижной насадкой на основе импульсного взаимодействия фаз: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1982.- 241 с.

35 Волненко А.А. Разработка интенсивных насадочных массообменных аппаратов с регулярным несимметричным вихреобразованием: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1986.- 261с.

36 Бекибаев Н.С., Волненко А.А., Сыдыков Ж.Е. Закономерности обтекания системы цилиндрических тел // Проблемы естественно-технических наук на современном этапе: сб. науч. трудов. - Бишкек, 2002. - С.46-49.

37 Бекибаев Н.С. Гидродинамика и массообмен в аппарате с регулярной подвижной пластинчатой насадкой: дис. ...канд. техн. наук. – Минск, 1987. – 246 с.

38 Горбунов В.А. Очистка газов фосфорных производств от пыли в комбинированных аппаратах с регулярной подвижной насадкой: автореф. дис. ... канд. наук. – Чимкент, 1991. -19 с.

39 Балабеков О.С., Балтабаев Л.Ш., Тарат Э.Я. и др. Разработка и исследование массообменного аппарата с колеблющейся насадкой // Тезисы докладов научно-технической конференций, посвященной 50 летию образования СССР. – Чимкент, 1972. - С.148-153.

40 Сабырханов Д.С. Разработка, расчет и внедрение массообменных и пылеулавливающих аппаратов с подвижной и регулярной насадкой: автореф. докт. техн. наук. – Шымкент, 1996. - 30 с.

41 Волненко А.А. Научные основы разработки и расчета вихревых массообменных и пылеулавливающих аппаратов: дис. ... докт. техн. наук. – Шымкент, 1999. -300 с.

- 42 Сейтханов Н.Т. Структура потоков и контактный тепломассообмен в аппарате с регулярной пластинчатой насадкой: дис...канд. техн. наук. – Шымкент, 2002. -107 с.
- 43 Серикулы Ж. Разработка и расчет тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой с учетом масштабного перехода: дис. ... доктора PhD. – Шымкент, 2015. -141 с.
- 44 Бекибаев Н.С. Научные основы сопряженных тепло- и массообменных процессов в синфазно-вихревых аппаратах: дис. ... докт. техн. наук. – Шымкент, 2008. – 240 с.
- 45 Машины и аппараты химических производств / Под ред. И.И.Чернобыльского. - М.: Машиностроение, 1975. -454 с.
- 46 Чернобыльский И.И., Городинская С.А. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри горизонтальных труб // Известия КПИ, - 1954, - Т.13. – С.158-170.
- 47 Сухов В.В., Казаков Г.М. Основы конструирования и расчета теплообменных аппаратов. - Н.Новгород.: ННГАСУ, 2009. – 59с.
- 48 Андреев, В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. - Л.: Энергия, 1971. – 152 с.
- 49 Берман С.С. Расчет теплообменных аппаратов теплообменных турбоустановок. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.
- 50 Домашнев А.Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. - М.: Машгиз, 1961. – 624 с.
- 51 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- 52 Соколов В.Н., Доманский И.В. Газожидкостные реакторы. – Л.: Машиностроение, 1976. –216 с.
- 53 Жумадуллаев Д.К., Волненко А.А. Рекомендуемые параметры эффективной работы кожухотрубчатого теплообменника // XVI Международная научно-практическая конференция “Eurasiascience”. – Москва, 2018. – С. 77-79.
- 54 Краснощеков Е. А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. - М.: Энергия, 1969. – 262 с.
- 55 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1969. – 439с.
- 56 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1973. – 319с.
- 57 Сарсенбекулы Д. Методология расчета и проектирования аппаратов с трубчатой насадкой регулярной структуры: дис. ... доктора PhD. – Шымкент. 2016. -143 с.
- 58 Ешанкулов А.А., Жумадуллаев Д.К., Волненко А.А. Расчет коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи накатанных труб при низких числах Рейнольдса // Международная научно-практическая конференция: «Ауезовские чтения-10: «20-летний рубеж: инновационные

направления развития науки, образования и культуры». – Шымкент, 2011. – С. 27-31.

59 Zhumadullayev D.K., Volnenko A.A., Sarsenbekuly D., Yeshzhanov A.A. Intensification of a heat exchange process in mixing and surface heat exchangers // International Review of Mechanical Engineering (IREME). – 2018, - Vol.12, № 3. – P. 127-131.

60 Волненко А.А., Балабеков О.С., Жумадуллаев Д.К. и др. Исследование теплообмена и гидродинамики при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока // Известия НАН РК. Серия химическая. – Алматы, 2013, - №2. – С.37-42.

61 Калинин Э.К. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. - 408с.

62 Балабеков О.С., Ешанкулов А. А., Бекибаев Н. С. и др. Интенсификация процесса теплоотдачи в области переходного режима в трубах с кольцевыми диафрагмами // Вестник НАН РК. – 2009, - №5. - С.26-31.

63 Волненко А.А., Балабеков О.С., Жумадуллаев Д.К. и др. Физическая модель и математическое описание процесса вихревого обтекания кольцевых выступов и турбулизаторов ядра потока в теплообменных трубах // Вестник НАН РК. – 2013, - №2. – С.8-12

64 Волненко А.А., Балабеков О.С., Сарсенбекулы Д. и др. Основы разработки и исследования аппарата с регулярной трубчатой насадкой совмещенного действия // Междунар. науч.-практ. конф. «АУЭЗОВСКИЕ ЧТЕНИЯ - 13: «Нұрлы жол» - стратегический шаг на пути индустриально - инновационного и социально - экономического развития страны». - Шымкент: ЮКГУ им.М.Ауэзова, 2015. – С.43- 48.

65 Балабеков О.С., Ешанкулов А. А., Бекибаев Н. С. и др. Физическая модель вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах теплообменников // Вестник КазНТУ им.К.И.Сатпаева. - 2009, - №5. - С.163-167.

66 Zhumadullayev D.K., Volnenko A.A., Balabekov O.S. et al. A heat carrier vortex motion influence on the hydrodynamics and heat exchange in the pipes with transverse collars and flow core energizers // International Review of Mechanical Engineering (IREME). – 2017, - Vol.11, № 2. – P. 127-131.

67 Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей // Теплоэнергетика. – 1977, - №4.- С.5-8.

68 Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. - 472с.

69 Гамидов М., Сарсенбекулы Д., Серикулы Ж., Волненко А.А. Гидродинамика аппарата с регулярной трубчатой насадкой // Тр. 18-й

студенческой научн. конф. по естест., техн., соц.-гуманит. наукам: «Нұрлы жол – вклад молодых ученых в реализации программы» ЮКГУ им. М.Ауэзова. - Шымкент, 2015. – С.181-184.

70 Андреев Е.И. Расчет тепло - и массообмена в контактных аппаратах. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. -192 с.

71 Лукьяненко Т.В., Никишин П.А., Скрынник Ю.Н. и др. Методика определения коэффициента массоотдачи при испарении воды в поток воздуха на контактных устройствах // Очистка промышленных выбросов и утилизация отходов: Межвуз. сб. научн. трудов. – Л., 1985. – С.146 – 149.

72 Якушенко С.И., Никишин П.А. Методика исследования процесса массоотдачи и брызгоуноса на крупномасштабных стендах // Тез. докл. Выездного засед. научн.-техн. комиссии по массооб. колон. аппаратуре ГКНТ СССР. – Ангарск, 1985. – С.28 – 30.

73 Перри Джон Г. Справочник инженер-химика. – Л.: Химия, Ленингр. отд-ние, 1969. – Т.1. – 639с.

74 Кастальский А.А., Минц Д.М. Подготовка воды для питьевого и промышленного водоснабжения. – М.: Высшая школа, 1962. – 494с.

75 Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.

76 Zhumadullayev D.K., Volnenko A.A., Sarsenbekuly D. et. al. Computation of hydraulic resistance of a hollow beam of the enthalpy exchanger with knurled pipes and flow core energizer // International Conference of Industrial Technologies and Engineering, ICITE-2016. – 2016, - №2. – P.74-78

77 Sarsenbekuly D., Volnenko A.A., Levdanskiy A.E. et. al. Hydrodynamic laws of the motion of heat carrier at the contact point of the pipe for the heat exchanger unit mass apparatus // International Conference of Industrial Technologies and Engineering, ICITE-2015. – 2015. – P.221-226

78 Балабеков О.С., Сарсенбекулы Д., Волненко А.А., Жумадуллаев Д.К. Гидравлическое сопротивление и теплообмен при движении теплоносителя в трубном пучке регулярной структуры // Известия НАН РК. Серия Химии и Технологии. - 2016. - №1. - С.38-43.

79 Доманский И.В., Исаков В.П., Островский Г.М. и др. Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи. / Под общ.ред. Соколова В.Н. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1982. – 384 с.

80 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. - Энергия, 1977. – 344 с

81 Боровик А.А., Протасов С.К. Процессы и аппараты химической технологии. Сборник примеров и задач: в 2ч. учебное пособие. – Минск: БГТУ, 2013. – Ч.2. - 419 с.

82 Петухова Б.С., Шикова В.К. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / Пер. с англ., под ред. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1.- 560 с.

83 Балабеков О.С. Гидродинамика, массообмен и пылеулавливание при противоточных и прямоточных двухфазных капельных и пленочных течениях в слое подвижной насадки: дис. ... докт. техн. наук. – М., 1984. – 430 с.

84 Раматуллаева Л.И., Волненко А.А., Хусанов Ж.Е., Петин В.Ф. Механизм взаимодействия вихрей в слое регулярных конических пластинчатых элементов // Тр. Межд. науч. конф. «Актуальные проблемы науки и образования в современных условиях». – Шымкент: ЮКГИ им. М.Сапарбаева, 2008. – С. 132-135.

85 Волненко А.А., Серикулы Ж., Балабеков О.С. и др. О едином подходе к расчету гидравлического сопротивления и количества удерживаемой жидкости в аппарате с регулярной насадкой // Химический журнал Казахстана. – 2012. - №4(40) – С.216-222.

86 Balabekov O.S., Korganbaev B.N., Sarsenbekuly D. Purification apparatus uses with types of regular packings for chromium salts production // Chemical engineering transactions. - 2015. - Vol.43, – P.1147-1152.

87 Ешжанов А.А., Волненко А.А., Жумадуллаев Д.К., Сарсенбекулы Д. Результаты исследований режимов работы аппаратов с регулярной и взвешенной насадкой // Междунар. науч.-практ. конф. «Ауэзовские чтения – 16: «Четвертая промышленная революция: новые возможности модернизации Казахстана в области науки, образования и культуры». – Шымкент, 2018. – С.18-23.

88 Волненко А.А., Левданский А.Э., Крганбаев Б.Н. и др. Расчет гидравлического сопротивления теплообменного аппарата с трубчатым пучком регулярной структуры // Междунар. науч.-практ. конф. «Взаимосвязь науки, образования и практики». – Шымкент: Международный гуманитарно-технический университет, 2017. – С.174-178.

89 Волненко А.А. Методология разработки и методика расчета аппаратов с регулярной подвижной насадкой // Вестник НАН РК. - 1999. - №3. - С.56-62.

90 Сарсенбекулы Д., Волненко А.А., Серикулы Ж., Левданский А.Э. Механизм дробления жидкости в объеме цилиндрических насадочных элементов // Тр.межд.науч.-практ.конф. посвященной 70-летию акад. М.Б. Сапарбаева «Актуальные проблемы современного образования и воспитания молодежи в высшей школе». - Шымкент, 2012. - Т.2. - С.83-86.

91 Волненко А.А., Серикулы Ж., Сарсенбекулы Д. Механизм дробления пленок жидкости в слое регулярной насадки на капли и их расчет // Вестник МКТУ им. Х.А.Ясави. - 2012. - №3(78). - С.76- 82.

92 Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В., Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей: 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.

93 Балабеков О.С. Физико-химическая гидродинамика и закон о синфазности вихреобразования. – Шымкент, 2001. - 277 с.

94 Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. – М.: Физматгиз, 1959. –699 с.

95 Балабеков О.С., Шарыгин М.П., Мусин Н.А. Механизм образования капли в трехфазном реакторе // Химические реакторы (Теория, моделирование, расчет). - Чимкент, 1983. - Т.1. - С.379-384.

96 Волненко А.А., Серикулы Ж., Сарсенбекулы Д. Расчет толщины пленки, диаметра струй и капель в аппаратах с регулярной подвижной насадкой / Вестник МКТУ им. Х.А.Ясави. - 2012. - №3(78). - С.87- 92.

97 Сарсенбекулы Д., Волненко А.А., Левданский А.Э. и др. Расчет тепломассообменных характеристик аппарата с трубчатой насадкой регулярной структуры // Тр. междунард. научно-практ.конф. «Сто конкретных шагов. Современное государство для всех» - стратегический путь индустриально-инновационного развития страны» - Шымкент: ЮКГУ им.М.Ауэзова, 2015. – С.139-147.

98 Волненко А.А., Балабеков О.С., Серикулы Ж. Расчет коэффициентов массоотдачи в газовой и жидкой фазах с регулярной подвижной насадкой // Наука и образование Южного Казахстана. – 2012. - №3/4 (94/95) – С.86-92.

99 Фроста У., Моулдена Т. Турбулентность. Принципы и применение. – М.: Мир, 1980. –535 с.

100 Колмогоров А.Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости // Изв. АН СССР. Серия физическая. – 1942.– Т.6, №1-2. – С.56-58.

101 Колмогоров А.Н. Рассеяние энергии при локально-изотропной турбулентности // Докл. АН СССР. – 1941. – Т.32, № 1. – С.19-21.

102 Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1971. – 344 с.

103 Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979.- 416 с.

104 Сарсенбекулы Д., Балабеков О.С., Волненко А.А., Жумадуллаев Д.К. Расчет коэффициентов теплоотдачи при внешнем обтекании насадочного трубчатого пучка регулярной структуры // Известия НАН РК. Серия Химии и Технологии. - 2016. - №1. - С.25-31.

105 Волненко А.А., Балабеков О.С., Жумадуллаев Д.К., Ешжанов А.А. Расчет гидравлического сопротивления поверхностных кожухотрубчатых теплообменников // Междунар. науч.-практ. конф. «Путь Казахстана: 25 лет мира и создания с лидером нации» посвященной 25 летию независимости Республики Казахстан. - Шымкент: ЮКГУ им.М.Ауэзова, 2016. – С.174-177.

106 Жумадуллаев Д.К., Ешжанов А.А., Волненко А.А. Расчет гидравлического сопротивления межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника с учетом вихревого движения теплоносителя // Междунар. науч. конф. «Интеллектуальный потенциал XXI века '2018». – Одесса., 2018. – С.38-44.

107 Романков П.Г., Фролов В.Ф. Теплообменные процессы химической технологии. – Л.: Химия, 1982. – 288 с.

108 Zhumadullaev D.K., Volnenko A.A., Levdanskiy A.E., Yeshzhanov A.A. Surface shell-and-tube exchangers tube side hydraulic striction calculation // International Conference of Industrial Technologists and Engineering (ICITE 2017). - Shymkent, 2017. – P. 173-178.

109 Жумадуллаев Д.К., Ешжанов А.А., Волненко А.А., Левданский А.Э. Единый подход к расчету гидравлического сопротивления трубчатого пучка смешительного и поверхностного теплообменников // Известия НАН РК. Серия Химии и технологии. – 2018. - №1 (427). С.93-99.

110 Волненко А.А., Балабеков О.С., Жумадуллаев Д.К., Ешжанов А.А. Критерии конструирования газоочистного и тепломассообменного оборудования // Сб. материалов научно-практической конф. «Инновационные решения проблем экономики знаний Беларуси и Казахстана». – Минск: БНТУ, 2016. – С.18-19.

111 Серманизов С.С. Гидродинамика, массообмен и пылеулавливание при обтекании регулярно размещенных насадочных тел: дис. ... докт. техн. наук. – М., 1990. – 319 с.

112 Алиев Г.М. Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: справ.изд. – М.: Металлургия, 1986. – 544 с.

113 Систер В.Г., Мартынов Ю.В. Исследование процесса сепарации жидких капель в винтовом канале // Теор. осн. хим. технол. – 1993. – Т.27, №3. – С.264-269.

114 Волненко А.А., Левданский А.Э., Сарсенбекулы Д. и др. Промышленные испытания и внедрение аппарата с трубчатой насадкой в производстве окиси хрома // Труды международной научно-практической конференции. – Шымкент: МГТУ, 2017 г. – С.171-174.

115 Технологический регламент производства термической фосфорной кислоты из фосфора ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ). - 2003. - 47с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



А К Т

промышленных испытаний газоочистного аппарата с трубчатой насадкой в схеме очистки газовых выбросов прокалочной печи № 2 окиси хрома (цех № 4, производство окиси хрома).

Процесс получения окиси хрома включает стадии: приготовления серной суспензии; восстановления хромата натрия в автоклавах расплавленной серой; отделение гидрированной окиси хрома от тиосульфатного раствора; окислительное прокаливание гидратированной окиси хрома; выщелачивание спека и отделение водорастворимых солей окиси хрома; сушку и фасовку окиси хрома.

Гидроокись хрома перемешивается с хромихроматами и поступает в питатель, откуда пневмодозаторами, через питательную форсунку подается в прокалочную печь. При смешении хромихроматов с гидроокисью хрома адсорбируемая щелочь нейтрализуется, что исключает обратное окисление окиси хрома при прокаливании. При наличии в пасте элементарной серы, она сгорает в прокалочной печи с образованием сернистого газа. Печь обогревается топочными газами, образующимися при сжигании природного газа. Температура в печи поддерживается в пределах 1200-1400⁰С. При этом происходит полное обезвоживание гидроокиси хрома и выгорание серы.

Из печи с дымовыми газами уносится до 16% пыли, которую улавливают в скрубберах, орошаемых тиосульфатным фильтратом после I и II стадии фильтрации гидроокиси хрома.

В качестве скрубберов для очистки газового потока до реконструкции использовались полые форсуночные аппараты, эффективность которых составляла не более 70%.

В процессе реконструкции в аппаратах была смонтирована трубчатая насадка, представляющая собой трубы диаметром 32 мм, расположенные с шагом в вертикальном и радиальном направлениях, равным 2d. Высота насадочной зоны составляла 1,5 м.

Трубчатая цилиндрическая насадка в аппарате выполняла две функции – это увеличение поверхности контакта фаз, способствующая глубокой очистке отходящих газов, и снижение температуры газов поступающих в аппарат. Для снижения температуры газа в качестве хладагента использовалась техническая вода, которая поступала по трубопроводу в трубное пространство насадки.

Таблица 1

РЕЗУЛЬТАТЫ
 промышленных испытаний аппарата с трубчатой насадкой
 в схеме очистки газовых выбросов прокалочной печи № 2 окиси хрома

Темп-ра, °С	До скрубберов (газоход Ø1100)					После скрубберов (газоход Ø1000)					Эффек- тивность, %
	Давлен., Па	Расход газа нм ³ /ч	Концентрация пыли, с _п		Темп-ра, °С	Давлен., Па	Расход газа нм ³ /ч	Концентрация пыли, с _к			
			г/нм ³	г/с				г/нм ³	г/с		
370	-800	17400	15,988	77,27	80	+35	21400	0,2107	1,25	98,4	
510	-1060	19390	20,897	112,55	75	+37	25820	0,4112	2,95	97,4	
500	-1000	19160	19,480	92,15	70	+32	22460	0,4663	2,60	97,2	
780	-150	18350	22,740	115,90	80	+36	26230	0,6391	4,66	96,0	
730	-120	16880	25,310	118,66	90	+40	28690	0,4837	3,85	96,7	
720	-80	18140	27,070	136,42	75	+38	24480	0,3361	2,28	97,6	
710	-100	18040	30,110	150,89	80	+34	24410	0,3604	2,84	98,1	
750	-80	18980	23,480	123,77	85	+36	26940	0,4391	3,28	97,3	
750	-180	17700	20,860	102,56	80	+30	24700	0,3015	2,07	97,9	

Во время испытания, проводимых совместно сотрудниками ЮКГУ им. М.Ауэзова и АО «АЗХС», получены данные, представленные в таблице 1.

Замеры основных параметров газового потока до и после аппарата с трубчатой насадкой показали, что:

- температура газового потока перед входом в скруббер снижается до 500-800⁰С за счет подсосов воздуха;
- расход газового потока на входе составляет 17400-19390 нм³/ч;
- начальная концентрация пыли в газе составляет 80-160 г/с;
- температура газа на выходе из аппарата с трубчатой цилиндрической насадкой в результате интенсивного теплообмена снижается до 70-90⁰С;
- расход газового потока после аппарата с трубчатой насадкой увеличивается до 21400÷28700 нм³/ч за счет частичного испарения орошающего раствора и подсосов воздуха;
- концентрация пыли в газе на выходе из аппарата с трубчатой насадкой снижается до 1,25÷4,66 г/с;
- эффективность процесса очистки составила 96,0÷98,4 %.

В результате проведенных испытаний подтверждена возможность эффективного улавливания пыли из газовых выбросов и значительная интенсификация процесса теплообмена в аппаратах с трубчатой насадкой.

Акт подписали:

От АО «АЗХС»	от ЮКГУ им. М.Ауэзова
Начальник управления	Научный руководитель
производства	<u>А.А. Волненко</u> д.т.н., проф. А.А.Волненко
<u>Осыка А.В.</u>	Исполнители:
Начальник УТР	<u>Д. Сарсенбекулы</u> Д. Сарсенбекулы
<u>Карабаев М.А.</u>	<u>Д.К. Жумадуллаев</u> Д.К. Жумадуллаев
Начальник ПЭО	
<u>Чуянова А.В.</u>	

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

«УТВЕРЖДАЮ»
Председатель правления
АО «АЗХС»
Химич А.А.
2014г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ газоочистного аппарата с трубчатой насадкой

ЗАКАЗЧИК – АО «Актюбинский завод хромовых соединений»

НАСТОЯЩИМ АКТОМ ПОДТВЕРЖДАЕТСЯ, что результаты работы «Создать низкоэнергоемкие и высокоэффективные тепло-массообменные и газоочистные аппараты для процессов теплообмена и газоочистки».

ВЫПОЛНЕННОЙ В Южно-Казахстанском государственном университете им. М.Ауэзова.

ВЫПОЛНЯЕМОЙ в период с 2.01.14 г. по 30.07.14 г.

ВНЕДРЕННЫ на АО «Актюбинский завод хромовых соединений».

1. Вид внедренных результатов: эксплуатация газоочистного аппарата с трубчатой насадкой.
2. Характеристика масштаба внедрения: единичное.
3. Форма внедрения: конструкция газоочистного аппарата с трубчатой насадкой.
4. Новизна результатов научно-исследовательских работ: качественно новое решение конструкции насадки в аппарате, что позволило значительно повысить эффективность процессов теплообмена и газоочистки.

5. Опытно-промышленная проверка: промышленные испытания аппарата с трубчатой насадкой, установленного в схеме очистки газовых выбросов прокаточной печи № 2 окиси хрома.
6. Внедрен: газоочистной аппарат с трубчатой насадкой в производство окиси хрома (цех № 4) и сдан в эксплуатацию с 1.08.2014 г.
7. Социальный и научно-технический эффект: снижение воздействия на окружающую среду вредных выбросов, улучшение и оздоровление условий труда.

Акт подписали:

От АО «АЗХС» от ЮКГУ им. М.Ауэзова
Начальник управления Научный руководитель
производства Осыка А.В. А.В. д.т.н., проф. А.А.Волненко

Начальник УТР Исполнители:
Сарсенбекулы Карабаев М.А. Сарсенбекулы Д. Сарсенбекулы
Начальник ПЭО Жумадуллаев Д.К. Жумадуллаев
Чуянова А.В. Чуянова А.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ В «УТВЕРЖДАЮ»

Председатель правления
АО «Актюбинский завод
хромовых соединений».

Химич А.А.
2014г.



РАСЧЕТ

**эффективности природоохранных мероприятий
по защите атмосферы от загрязнения окисью хрома, содержащимся
в отходящих газах производства окиси хрома
(акт внедрения от 1.08.2014года).**

Установление экономической оценки ущерба от загрязнения среды в Республике Казахстан осуществляется на основании Правил [1]. Для расчета эколого-экономического ущерба использована укрупненная методика. Экономическая оценка ущерба от загрязнения атмосферного воздуха выбросами от стационарных источников сверхустановленных нормативов по *i*-ому ингредиенту определяется по формуле:

$$U_i = (Сфакті - Снормі) \times 3600/1000000 \times A_i \times T \times 2,2 \text{ МРП} \times 10 \times K_1 \times K_2$$

где:

U_i - экономическая оценка ущерба от загрязнения атмосферного воздуха от стационарных источников *i*-ым ингредиентом, тенге;

$Сфакті$ - фактический выброс *i*-ого загрязняющего вещества, выявленный в ходе государственного либо производственного экологического контроля, (средняя концентрация пыли после скрубберов 15,0 г/сек);

$Снормі$ - норматив выброса *i*-ого загрязняющего вещества, (средняя концентрация пыли после аппарата с трубчатой насадкой 2,28 г/сек);

A_i - коэффициент относительной опасности, определяемый по формуле:

$A_i = 1/ПДК_{сс}$, где $ПДК_{сс} = 0,5 \text{ мг/м}^3$ - предельно-допустимая среднесуточная концентрация пыли в атмосферном воздухе, $A=2$;

T - время работы оборудования за период нанесения ущерба, принимаемое за время, прошедшее с последней проверки, проведенной в ходе государственного либо производственного экологического контроля, (8064 час);

$МРП$ - месячный расчетный показатель, установленный законодательными актами на соответствующий финансовый год (1 $МРП = 1852$ на 2014 г.);

10 - повышающий коэффициент;

K_1 - коэффициент экологической опасности, ($K_1=1$);

K_2 - коэффициент экологического риска, ($K_2=1$).

Тогда

$U = (15 - 2,28) \times 3600 / 1000000 \times 2 \times 8064 \times 2,2 \times 1852 \times 10 \times 1 \times 1 = 30090803,8$ тенге в год

Литература

1 Расчеты определения экономической оценки ущерба от загрязнения атмосферного воздуха выбросами от стационарных источников, загрязнения водных ресурсов, размещения отходов производства и потребления сверхустановленных нормативов /Постановление Правительства Республики Казахстан от 27 июня 2007 года N 535 (в редакции постановления Правительства РК от 26.01.2010 № 24).

От АО «АЗХС»

от ЮКГУ им. М.Ауэзова

Начальник управления
производства Осыка А.В.

Научный руководитель
А.В. - д.т.н., проф. А.А.Волненко

Начальник УТР
Карабаев М.А.

Исполнители:
Д. Сарсенбекулы

Начальник ПЭО
Чуянова А.В.

Д.К. Жумадуллаев

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Ф.7.07-14

Согласовано:

Проректор по НР и И
Сатаев М.И.

(Ф.И.О., подпись)

«17» 09 2018 г.



Утверждаю

Проректор по У и УМР
Байболов К.С.

(Ф.И.О., подпись)

«17» 09 2018 г.



АКТ

внедрения результатов научных исследований по докторской диссертации на соискание ученой степени PhD Жумадуллаева Д.К. по теме «Разработка и расчет смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей» выполненных в соответствии с госбюджетной НИР Б-16-05-01 «Разработка методики конструирования и расчета высокоэффективных тепломассообменных аппаратов и устройств общепромышленного назначения».

Настоящий акт составлен по итогам НИР, выполненной на кафедре «Технологические машины и оборудование» в 2015 – 2018 г.г.

Настоящим актом подтверждается, что результаты НИР по созданию теплообменного аппарата с накатными трубами и турбулизатором ядра потока и методики расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

выполненные докторантом Жумадуллаевым Д.К. под руководством д.т.н., проф. Волненко А.А. и д.т.н., доц. Левданского А.Э. внедрены в учебный процесс:

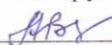
в лекционные занятия по дисциплине «Технологическое оборудование нефтегазовой отрасли» в разделе «Основное оборудование ЭЛОУ. Теплообменники»

(указывается наименование дисциплины и ее разделы)

в практические занятия по дисциплине «Технологическое оборудование нефтегазовой отрасли» в разделе «Расчет кожухотрубчатого теплообменника»

(указывается наименование дисциплины и ее разделы)

Научный руководитель темы

 Волненко А.А.

Начальник отдела
технических наук НИУ

 Серкебаев М.К.

Директор ДАВ

 Назарбекова С.П.

Директор НИУ

 Назарбек У.Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный инженер ЖФ
ТОО «Казфосфат» (НДФЗ)
Керембаев А.Б.

«14» 02 2017г.

А К Т

промышленных испытаний теплообменного аппарата с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока в производстве термической фосфорной кислоты (цех №6).

Технологический процесс получения ортофосфорной кислоты состоит из следующих стадий: сжигание фосфора с избытком воздуха (2,0-2,1); охлаждение газа, гидратация и абсорбция окислов фосфора, конденсация фосфорной кислоты. Гидратация фосфорного ангидрида состоит из постепенного присоединения им молекул воды по мере снижения температуры газа с промежуточным образованием кислот разных степеней гидратации; улавливание тумана фосфорной кислоты. При взаимодействии газа, содержащего P_2O_5 , с абсорбентом (вода или фосфорная кислота) происходит поглощение фосфорного ангидрида, как в жидкой, так и в газовой фазе. Последнее приводит к образованию тумана фосфорной кислоты. Определяющими факторами туманообразования являются: температура, количество и концентрация абсорбционного агента и влагосодержание газа.

Расплавленный желтый фосфор со склада желтого фосфора поступает по обогреваемым трубопроводам в хранилища фосфора под слой горячей воды, где и хранится до подачи его на сжигание. Далее фосфор из хранилища поступает к форсунке, установленной на крышке башни сжигания фосфора.

Сжигание фосфора происходит путем его распыления сжатым воздухом с давлением не менее 0,45 МПа. Сжатый воздух перед подачей на форсунку подогревается в теплообменнике до температуры не менее 353 К. Сжигание фосфора производится при 100 % избытке воздуха. При этом температура горения фосфора достигает 2073 К, а содержание кислорода в отходящем газе составляет 8-17 %.

При производительности башни сжигания 2,5 т фосфора в час потребность в воздухе составляет 20140 м³/ч 5-7 % этой потребности компенсируется сжатым воздухом 1000-1400 м³/ч, подаваемым в форсунку.

Для предохранения крышки башни сжигания от действия высокой температуры к ней подводится обратная вода из двух кольцевых коллекторов. Тепло, выделяющееся при сгорании фосфора, отводится циркулирующей кислотой, при этом кислота нагревается от 333-343 К до 353 К.

Кислота подается через переливной стакан, расположенный в верхней части башни сжигания через 4 каскадные форсунки. Кислота, стекая через

переливной стакан по стенке башни сжигания, образует на ней тонкую пленку и предохраняет стенки башни от воздействия высоких температур. В переливной стакан подается также вода для разбавления циркулирующей кислоты.

Кислота, поступающая в башню сжигания через форсунки, улучшает условия гидратации и абсорбции пятиоксида фосфора и охлаждает газ до температуры 423 К. Кислота собирается на дне башни сжигания и с температурой не более 353 К поступает через переток в сборник фосфорной кислоты. Затем кислота из емкости насосами подается на охлаждение. Охлаждение кислоты осуществляется в 7 пластинчатых теплообменниках оборотной водой. Во избежание попадания кислоты в оборотную воду давление воды должно быть больше давления кислоты на 0,03 МПа.

Охлажденная кислота от всех теплообменников поступает в сборный коллектор, откуда направляется в чашу перелива и форсунки орошения башни сжигания.

Температура кислоты в коллекторе регистрируется и сигнализируется на ЦПУ. При превышении температуры кислоты более 353 К производится автоматическая отсечка подачи фосфора на сжигание.

Часть кислоты выводится из циркуляционного цикла как готовый продукт в хранилище кислоты, откуда насосом откачивается на прирельсовый склад кислоты для отгрузки потребителю.

Неуловленная в башне сжигания фосфорная кислота в виде тумана уносится с газовой фазой (температура до 423 К) по газоходу в башню охлаждения.

Температура отходящих газов в газоходе регистрируется и сигнализируется на ЦПУ. При превышении температуры газа более 413 К производится автоматическая отсечка подачи фосфора на сжигание.

В башне охлаждения с помощью циркуляционной кислоты происходит улавливание фосфорного ангидрида и тумана фосфорной кислоты, а также дальнейшее охлаждение отходящих газов до температуры 323-353 К. Башня охлаждения имеет два слоя насадки и орошается фосфорной кислотой концентрацией 72-78% через три ряда цельнофакельных форсунок. Кислота из башни охлаждения по перетоку поступает в сборник фосфорной кислоты, откуда погружным насосом подается на охлаждение в теплообменники и далее возвращается на форсунки башни охлаждения.

Всего в двух башнях улавливается около 85% общего количества кислоты. Отходящий газ, содержащий остальную часть кислоты в виде тумана, с температурой до 353 К по газоходу поступает на очистку в электрофильтр.

Весь технологический процесс получения кислоты - сжигание фосфора, гидратация фосфорного ангидрида и электроочистка отходящих газов - проводится в связанных друг с другом объемах, что позволяет использовать общий дымосос-вентилятор.

Очищенный газ из электрофилтра с содержанием кислорода 8-17% и туманообразной фосфорной кислоты до 118 мг/м^3 в пересчете на P_2O_5 по газоходам вентилятором выбрасывается через выхлопную трубу в атмосферу.

В процессе эксплуатации теплообменников в проточной части возможны отложения загрязнений. Периодически теплообменники со стороны кислоты промываются 10% раствором щелочи NaOH с температурой до 353 К, который поступает из сборника щелочи. Раствор щелочи насосом поз.Н-126 подается по замкнутому циклу: сборник щелочи - насос - теплообменник - сборник щелочи.

Кроме того, водяной контур теплообменников промывается фосфорной кислотой из коллектора горячей кислоты. После промывки кислота сливается в сборник кислоты.

В существующей технологической схеме охлаждение ортофосфорной кислоты осуществлялось в пластинчатых холодильниках. Известно, что такие аппараты подвержены отложению твердых веществ и тем самым снижению теплопередающей поверхности. По этой причине пластинчатые теплообменники не обеспечивают заданного перепада температур уже при небольшом сроке эксплуатации.

Более стабильно проведение процесса теплообмена протекает в кожухотрубных теплообменниках. Используется много типов кожухотрубных теплообменников; конкретный выбор типа аппарата зависит от относительной значимости отдельных факторов и назначения аппарата. К числу этих факторов относятся стоимость изготовления аппарата, эксплуатационные расходы, возможность очистки аппарата, склонность к коррозии, разность рабочих давлений сред, рабочий диапазон температур и предрасположенность к возникновению температурных напряжений и т.д.

При всех положительных качествах гладкотрубных теплообменников возможна дальнейшая интенсификация процесса теплообмена применением труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока. Разработанные трубы применимы для аппаратов, работающих на газах и жидкостях, при кипении и конденсации теплоносителей, т.е. обладают необходимой для практического применения универсальностью. Кроме того, этим трубам характерна пониженная загрязняемость. Таким образом, трубы с накаткой и турбулизаторами ядра потока удовлетворяют всем требованиям, необходимым для их широкого практического использования.

В технологической схеме был испытан кожухотрубчатый теплообменный аппарат, имеющим трубы с поперечными кольцевыми выступами и шаровыми турбулизаторами ядра потока. В теплообменном аппарате движение ортофосфорной кислоты осуществлялось в трубах, а охлаждающей жидкости (оборотной воды) в межтрубном пространстве, движущейся противотоком.

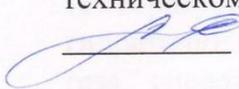
При проведении испытаний получены средние значения расходных характеристик и температурных параметров:

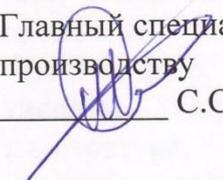
ортофосфорная кислота

- расход 3,11 т/час;
 - температура на входе 80⁰С;
 - температура на выходе 40⁰С;
- оборотная вода
- расход 4,14 т/час;
 - температура на входе 25⁰С;
 - температура на выходе 39-40⁰С.

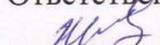
Полученные данные показали высокую эффективность процесса теплообмена и достаточно низкие энергозатраты.

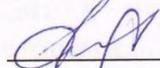
Акт подписали:

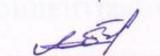
от ЖФ ТОО «Казфосфат»
(НДФЗ)
Главный специалист по
техническому развитию
 С.В. Ерошенко

Главный специалист по
производству
 С.С. Мыктыбаев

от ЮКГУ им. М.Ауезова
Научный консультант
 д.т.н., проф. А.А.Волненко

Ответственные исполнители
 Жумадуллаев Д.К.

 Ешжанов А.А.

 Абжапбаров А.А.

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

«УТВЕРЖДАЮ»
Главный инженер ЖФ
ТОО «Казфосфат» (НДФЗ)

Керембаев А.Б.
«14» 02 2017г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских
и опытно- конструкторских работ

ЗАКАЗЧИК – ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ).

НАСТОЯЩИМ АКТОМ ПОДТВЕРЖДАЕТСЯ, что результаты работы
«Реконструкция системы охлаждения ортофосфорной кислоты в
производстве термической фосфорной кислоты»,

ВЫПОЛНЕННОЙ работниками ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) и ЮКГУ им
М.О.Ауэзова,

ПРОВОДИМОЙ в период 01.09.2016г. по 28.02.2017г.

ВНЕДРЕННЫ на ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ).

1. Вид внедряемых результатов: техническая документация на
конструкцию теплообменного аппарата с накатанными трубами и
турбулизаторами ядра потока; методика расчета.

2. Характеристики масштаба внедрения: единичное.

3. Форма внедрения: промышленная установка.

4. Новизна результатов научно-исследовательских работ: качественно
новое решение конструкции труб, выполненных с кольцевыми выступами
изнутри и шаровыми турбулизаторами ядра потока по оси трубы.

5. Опытно-промышленная проверка: промышленные испытания
теплообменного аппарата с накатанными трубами, установленного для
охлаждения ортофосфорной кислоты в производстве термической
фосфорной кислоты проведены в период с 9.01.17г по 9.02.17г.

6. Внедрен: теплообменный аппарат с накатанными трубами и
турбулизаторами ядра потока в производстве термической фосфорной
кислоты.

7. Экономический эффект: Проведен ориентировочный расчет
экономического эффекта от внедрения теплообменного аппарата с
накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока в схеме охлаждения
ортофосфорной кислоты.

8. Объем внедрения: один теплообменный аппарат.

9. Социальный и научно-технический эффект: увеличение эффективности охлаждения ортофосфорной кислоты перед подачей ее на башни сжигания и охлаждения.

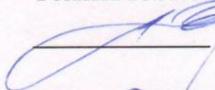
ПРИЛОЖЕНИЕ: Акт промышленных испытаний.

Ориентировочный расчет экономического эффекта.

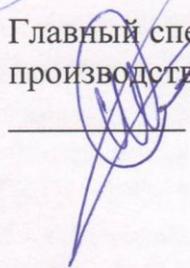
Акт подписали:

от ЖФ ТОО «Казфосфат»
(НДФЗ)

Главный специалист по
техническому развитию

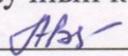

С.В. Ерошенко

Главный специалист по
производству

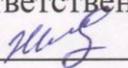

С.С. Мыктыбаев

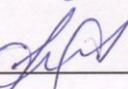
от ЮКГУ им. М.Ауезова

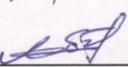
Научный консультант


д.т.н., проф. А.А.Волненко

Ответственные исполнители


Жумадуллаев Д.К.


Ешжанов А.А.


Абжапбаров А.А.

ПРИЛОЖЕНИЕ И

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный инженер ЖФ
ТОО «Казфосфат» (НДФЗ)
Керембаев А.Б.
« 14 » 02 2017г.

**Ориентировочный расчет
экономического эффекта от внедрения теплообменного аппарата с
накатанными трубами в схеме охлаждения ортофосфорной кислоты
(производство термической фосфорной кислоты, цех №6).**

Исходные данные:

1. Объем производства термической фосфорной кислоты в пересчете на 1 теплообменный аппарат (V) – 8570 тонн
2. Себестоимость продукции при работе пластинчатых теплообменников (C_1) – 400 или по курсу (330\$) 132250 тенге
3. Себестоимость продукции при работе теплообменников с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока (C_2) – 381 или по курсу (330\$) 125950 тенге
4. Средняя рентабельность производства (R) – 10%
5. Затраты на внедрение (C_B) - 3636\$ или по курсу (330\$) 1200000 тенге

Расчет экономического эффекта:

Экономический эффект равен

$$\text{Э} = V * (C_1 - C_2) * R - C_B = 8570 * (132250 - 125950) * 0.1 - 1200000 = 4200000 \text{ тенге}$$

Главный специалист по техническому развитию

ЖФ ТОО «Казфосфат»(НДФЗ)  Ерошенко С.В.

Начальник ПЭО

ЖФ ТОО «Казфосфат»(НДФЗ)  Ситникова Н.М.