

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

На правах рукописи

МОХАММЕД АБДУЛЛАХ ДЖАЛАЛ МОХАММЕД

УДК 66.021.3

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВЫХ
РАСПЫЛИВАЮЩИХ ПРОТИВОТОЧНЫХ
МАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Специальность 05.17.08 – процессы и оборудование химической технологии

Диссертация

на присвоение учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук, профессор
Склабинский Всеволод Иванович

Сумы – 2014

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
Перечень условных обозначений, символов, сокращений и терминов	5
ВВЕДЕНИЕ	8
РАЗДЕЛ 1 Обзор литературы и выбор направлений исследований	15
1.1 Основные способы организации движения капель в вихревых массообменных аппаратах	15
1.2. Основные характеристики вихревого массообменного оборудования	22
1.3 Движение капель жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного аппарата и математическое описание этого процесса	28
1.4 Отвод газового и капельного потоков из рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного аппарата	33
1.5 Математическое описание процесса распыления жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного аппарата	37
1.6 Влияние наличия капельного потока на гидродинамику вихревого распыливающего массообменного аппарата	40
1.7 Гидравлическое сопротивление вихревых массообменных аппаратов	44
Выводы к разделу 1, постановка задачи исследований	47
РАЗДЕЛ 2 Объект и методы исследования	49
2.1 Общая методика проведения исследований	49
2.2 Описание экспериментальной установки	50
2.2.1 Экспериментальный стенд для изучения гидродинамических характеристик работы вихревого распыливающего массообменного аппарата	50
2.2.2 Экспериментальный стенд для изучения массообмена в процессах абсорбции (десорбции)	52
2.3 Методика определения гидродинамических характеристик аппарата	56
2.4 Методика проведения исследований в процессах абсорбции (десорбции)	59
2.5 Рекомендованная методика проведения исследований вихревого	

распыливающего массообменного аппарата в процессе ректификации	62
2.6 Оценка ошибки методики исследований и ошибок измерений	64
Выводы к разделу 2	67
РАЗДЕЛ 3 Теоретические исследования движения газокapельного потока в элементах вихревого распыливающего массообменного аппарата	68
3.1 Разработка физической модели движения газа и капель жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного аппарата	68
3.1.1 Организация распыливания жидкости на капли	70
3.1.2 Движение газового потока в вихревой массообменной камере вихревого распыливающего массообменного аппарата	75
3.1.3 Движение газового потока при орошении вихревой массообменной камеры жидкостью	83
3.2 Решение задачи о движении капельного потока жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного аппарата	86
3.2.1 Постановка задачи о математическом описании движений капель в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного аппарата	86
3.2.2 Определение времени вовлечения капель жидкости во вращательное движение	88
3.2.3 Определение скоростей капельного потока вдоль радиуса рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного аппарата	93
3.3 Влияние гидродинамических факторов на вращение капли в вихревом газовом потоке рабочей области вихревого распыливающего массообменного аппарата	96
3.4 Учет гидродинамических характеристик газового и капельного потоков при расчете устойчивых режимов работы вихревого распыливающего массообменного аппарата	100
РАЗДЕЛ 4 Экспериментальные исследования гидродинамических и массообменных характеристик вихревого распыливающего массообменного аппарата	107

4.1 Результаты экспериментальных исследований гидродинамических показателей вихревого распыливающего массообменного аппарата	107
4.1.1 Гидродинамические показатели распылителей	107
4.1.2 Гидродинамические показатели рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного аппарата	109
4.1.3 Гидродинамические показатели вспомогательных устройств вихревого распыливающего массообменного аппарата	111
4.1.4 Обработка и анализ результатов экспериментальных исследований	111
4.1.5 Сравнение результатов экспериментальных данных с результатами теоретических исследований	117
4.2 Результаты экспериментальных исследований массообменных характеристик в процессе абсорбции (десорбции)	122
4.3 Результаты исследований массообменных характеристик вихревого распыливающего массообменного аппарата в процессе ректификации	125
4.4 Расчет массообменных характеристик вихревого распыливающего массообменного аппарата	128
Выводы к разделу 4	131
РАЗДЕЛ 5. Разработка методики расчетов гидродинамических характеристик вихревого распыливающего массообменного аппарата	132
5.1 Расчеты гидродинамических характеристик элементов вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов. Инженерная методика расчета вихревого распыливающего массообменного аппарата	132
Выводы к разделу 5	136
ВЫВОДЫ	137
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	140
ПРИЛОЖЕНИЯ	
Приложение А	152
Приложение Б	162
Приложение В	164

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, СОКРАЩЕНИЙ И ТЕРМИНОВ

ВРПМА - вихревой распыливающий противоточный массообменный аппарат;

M_6 – количество вещества, перешедшего из одной фазы в другую за единицу времени;

M_2 – момент количества движения газового потока;

M'_2 – момент количества движения газового потока при наличии жидкости;

k – коэффициент массопередачи;

F - межфазная поверхность;

F_{ax} – площадь входных тангенциальных щелей;

F_c – центробежная сила;

F_s – сила сопротивления;

Δ – движущая сила процесса;

r_6 – радиус "квазитвердого вращения";

V_φ – окружная скорость газа;

V_r – радиальная скорость газа;

V_z – осевая скорость газа;

V_{z_2} – осевая скорость газа в патрубке для отвода газа из рабочей

камеры;

V_{r_1} – радиальная скорость газа на входе в рабочую камеру;

V_{r_2} – радиальная скорость газа в сечении R_2 ;

$V_{отн}$ – относительная скорость движения жидкости в газовой среде;

$V_{вх}$ – скорость газа в тангенциальных щелях;

V – объем;

V_φ^* – окружная скорость газа при наличии жидкости;

ΔV_φ – относительная окружная скорость газа;

r – текущее значение радиуса;

n – показатель степени;

R – радиус капель;

R_2 – радиус отверстия для выхода газа из камеры;

R_l, R_k – радиус вихревой камеры;

R_p – радиус, на котором происходит распыл;

ξ – коэффициент сопротивления "сухой" вихревой камеры;

ξ^* – коэффициент сопротивления вихревой камеры при наличии

жидкой фазы;

ΔP – потери энергии в камере;

P_n – полное давление;

$P_{ст}$ – статическое давление;

$P_{вх}$ – энергия газового потока на входе в рабочую камеру;

$\Delta P_{ан}$ – потери энергии в аппарате;

P_2 – энергия потока на выходе из камеры;

ρ_2 – плотность газа;

ρ – плотность жидкости;

μ_2 – коэффициент динамической вязкости газа;

L – массовый расход жидкости;

$L_{вх}$ – массовый расход жидкости, подающейся в аппарат;

$L_{вых}$ – массовый расход жидкости, отводящейся из аппарата;

$L_{ун}$ – массовый расход жидкости, уносящейся потоком газа;

ΔL – относительная величина брызгоуноса;

G – массовый расход газа;

Q_2 – объемный расход газа;

Q_g – объемный расход жидкости;

W_φ, W_r – окружная и радиальная скорости жидкости;

d_c – диаметр отверстия сопла;

d_k – диаметр капли жидкости;

$d_{отв}$ – диаметр патрубка для отвода газа;

Re – число Рейнольдса;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

μ_g – коэффициент динамической вязкости жидкости;

ψ – коэффициент сопротивления капли жидкости;

m – масса выделенного объема;

t – время;

We – критерий Вебера;

ν – коэффициент кинематической вязкости;

ε – коэффициент вязкости турбулентного потока;

ε^* – эмпирическая константа;

$_C1, _C2, _C3$ - постоянные интегрирования;

ω – угловая скорость вращения;

N – число единиц переноса;

$N_{щ}$ – количество тангенциальных щелей;

D_k – диаметр камеры;

D_2 – диаметр патрубка отвод газа из камеры;

$S_{щ}$ – площадь тангенциальной щели;

S – площадь поверхности капли;

$h_{щ}$ – ширина тангенциальной щели;

Re – критерий Рейнольдса;

Pr – критерий Прандтля;

Ar – критерий Архимеда;

Nu - критерий Нуссельта.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Одними из основных процессов химической технологии являются массообменные процессы, среди которых значительная часть проводится в газожидкостных системах. К таким процессам относятся абсорбция, десорбция, ректификация, дистилляция и др. В основном они применяются для разделения жидких смесей или выделения отдельных компонентов из газовых или парообразных сред. Оборудование, предназначенное для проведения таких процессов, в большинстве случаев остается сравнительно металлоемким и малопродуктивным. Причем постоянно увеличиваются требования, предъявляемые к качеству конечных продуктов, обусловленные как жесткой конкуренцией различных производителей, так и все более возрастающей ролью экологического контроля. Задачей аппаратного оформления современных массообменных процессов является поиск наиболее эффективных аппаратов, позволяющих улучшить качественные и количественные показатели.

Поэтому в последнее время возрос интерес к массообменной технике, работающей в интенсивных режимах развитой турбулентности с высокими относительными скоростями потоков газа и жидкости и малым временем пребывания обрабатываемых фаз в рабочей зоне аппарата.

Интенсификация химико-технологических процессов и повышение эффективности технологического оборудования являются одними из приоритетных задач развития науки и техники. Основой повышения качества продукции, увеличения производительности и снижения энергозатрат на проведение химико-технологических процессов служит разработка высокоэффективных технологических аппаратов с оптимальной удельной энергоемкостью и материалоемкостью, высокой степенью воздействия на обрабатываемые вещества.

Выросший интерес к использованию вихревых потоков в массообменной технике объясняется возможностью значительно ускорить

массообмен за счет турбулизации течений, создания развитой поверхности контакта фаз, а также распыла жидкости на капли. Такие подходы позволяют не только ускорить массообмен, а также уменьшить затраты на производство и эксплуатацию этого оборудования.

Диссертационная работа посвящена теоретическому обоснованию и экспериментальным исследованиям вихревых потоков, совершенствованию методов расчета гидродинамики вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов и рекомендаций по проектированию и выбору параметров работы таких аппаратов.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнялась в Сумском государственном университете согласно плану научно-исследовательских работ кафедры «Процессы и оборудование химических и нефтеперерабатывающих производств» в соответствии с темой «Дослідження гідродинамічних та масотеплообмінних характеристик пристроїв із вихровими та високотурбулізованими одно- та двофазними потоками» (№ государственной регистрации 0110U002632).

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является разработка уточненной методики определения гидродинамических характеристик вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата, а именно полей радиальных и тангенциальных составляющих скоростей вихревого газового потока и вихревого потока капель жидкости.

Для достижения поставленной цели необходимо последовательно решить следующие задачи:

- проведение анализа известных способов массообмена в вихревых потоках газа (пара) и жидкости и разработка методов воздействия и формирования вихревого газового потока для интенсификации массообменных процессов, протекающих в рабочей области вихревой массообменной камеры;
- разработка физической модели движения вихревого газового потока и вихревого потока капель с дальнейшим математическим моделированием

влияния геометрических и технологических параметров на структуру газового и капельного потоков в рабочей области вихревой массообменной камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата;

– экспериментальное исследование гидродинамических условий протекания процесса движения газа и капель жидкости в режиме устойчивого противотока и выявление условий, при которых возможен срыв такого противоточного движения фаз вдоль радиуса вихревой массообменной камеры;

– разработка инженерной методики расчета гидродинамических условий движения газового потока с целью создания устойчивого противоточного, вдоль радиуса рабочей массообменной камеры, вихревого движения газа и капель жидкости;

– разработка рекомендаций по проектированию вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов.

Объект исследования – процесс влияния потока газа на противоточное движение вихревых потоков газа и капель жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

Предмет исследования – гидродинамические факторы, влияющие на процесс формирования капель и их дальнейшее противоточное, вдоль радиуса массообменной камеры, движение в рабочей камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

Методы исследования. Математическое моделирование проводилось на базе классических положений механики жидкости и газа и технической гидромеханики. Физический эксперимент проведен путем экспериментальных исследований стендового образца ВРПМА на базе использования математического аппарата планирования эксперимента и математической статистики. В процессе экспериментального исследования использовались методы визуального наблюдения, а также методы

инструментальных измерений для определения гидродинамических характеристик газового потока. Обработка результатов экспериментов, сравнение с теоретическими моделями и определение погрешностей проведены с помощью методов математической статистики.

Обоснованность и достоверность полученных результатов, выводов, положений. Адекватность полученных расчетных зависимостей исследуемого процесса, обусловлена применением математических моделей, базирующихся на общепринятых положениях гидрогазодинамики, а также сопоставлении расчетных данных с известными и полученными самостоятельно экспериментальными данными. Достоверность полученных экспериментальных данных обусловлена использованием отработанных на практике методов исследования.

Научная новизна полученных результатов

На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований получены следующие научные результаты:

- было проведено уточнение моделирования гидродинамической обстановки при движении вихревых потоков газа и капель жидкости с целью создания условий для их устойчивого противоточного движения в рабочей камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата;
- предложены уточненные физическая и математическая модели, дающие объяснение процессам формирования противоточного движения в рабочей части вихревой массообменной камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата;
- по результатам экспериментальных исследования впервые получены гидродинамические характеристики различных режимов работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата с целью создания условий устойчивой работы вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов;
- впервые изучено влияние режимов работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата на интенсивность брызгоуноса и

воздействия этого процесса на эффективность работы вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов.

Практическое значение полученных результатов. На основе теоретических и экспериментальных исследований влияния технологических параметров на гидродинамические условия, в которых работает вихревая рабочая массообменная камера вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата, на структуру вихревых потоков в этой вихревой массообменной камере, поиска путей управления структурой вихревого газового потока, исследования влияния гидродинамических параметров газового потока на размеры и структуру капельного вихревого потока, за счет подбора гидродинамических режимов в рабочей зоне вихревого противоточного массообменного аппарата разработана методика расчетов процесса устойчивого противоточного, вдоль радиуса вихревой рабочей камеры, движения вихревых потоков газа и капель жидкости. Определены гидродинамические параметры и условия осуществления такого процесса, позволившие разработать рекомендации по конструированию новых образцов вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов с использованием вихревых потоков.

На основании теоретического анализа предложенных физической и математической моделей устойчивого противоточного, вдоль радиуса вихревой рабочей камеры, движения вихревых потоков газа и капель жидкости, проведенных экспериментальных исследований гидродинамических процессов разработана инженерная методика по проектированию вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов. Полученные научные результаты внедрены в учебный процесс кафедры «Процессы и оборудование химических и нефтеперерабатывающих производств» Сумского государственного университета и кафедры «Процессы и аппараты нефтепереработки» Багдадского технологического университета.

Личный вклад соискателя. Личный вклад соискателя состоит в

проведении физического и математического моделирования процессов, проходящих в момент формирования вихревого газового потока заданной структуры, в подборе и апробации методик экспериментальных исследований газового и жидкостного потоков в рабочей вихревой камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата, конструировании экспериментального оборудования, обобщении полученных результатов. Постановка задачи и формирование выводов проводились под руководством научного руководителя д-ра техн. наук, профессора Склабинского В. И. Соискатель принимал участие на всех стадиях научно-исследовательских работ. О всех результатах, представляющих основное содержание диссертационной работы, лично докладывалось на научно-технических и научно-практических конференциях [71–79]. Также основные результаты были представлены в статьях, написанных в соавторстве и опубликованных в специализированных изданиях, утвержденных ВАК Украины [71–75]. Основной вклад соискателя состоит в следующем:

- в работе [71] описаны недостатки существующих способов реализованных в различных массообменных аппаратах, показаны преимущества организации массообменных процессов в вихревом потоке при противоточном движении газа и капель жидкости и описано силовое воздействие со стороны вихревого потока газа на капли жидкости;
- в работах [72, 73] представлена уточненная математическая модель, позволяющая производить расчет полей радиальных и тангенциальных составляющих скоростей вихревого газового потока в зависимости от размеров вихревой рабочей камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата и скоростей во входных тангенциальных щелях массообменной камеры;
- в работе [75] приведены экспериментальные данные, целью которых было исследование процесса зависимости интенсивности брызгоуноса от изменения режима работы вихревого распыливающего противоточного

массообменного аппарата;

– в работе [74] приведены результаты исследования эффективности работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата. На основании анализа движения струй и капель жидкости даны рекомендации по расчету поверхности массообмена.

Апробация результатов диссертации. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- ✓ First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil & Gas Refining, Iraq, Baghdad (25–27 april 2011);
- ✓ I Всеукраинской научно-технической конференции «Хімічна технологія: наука та виробництво» (г. Шостка, Украина, 2011);
- ✓ научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов инженерного факультета Сумского государственного университета, секция „Хімічна технологія та інженерія” (2011, 2012 гг.);
- ✓ 14-й Всеукраинской научно-практической конференции "Інноваційний потенціал української науки – ХХІ сторіччя";
- ✓ XV Всеукраинской научно-технической конференции „Технологія –2012”;
- ✓ Международной научно-практической конференции «Проблеми та перспективи розвитку нафтогазового комплексу» (г. Полтава 26 – 28 сентября 2012 г.).

Публикации. Результаты диссертационной работы опубликованы в одиннадцати научных работах, из них 5 статей в научных журналах, 5 публикаций тезисов докладов в материалах и трудах конференций, 4 из них – в научных профессиональных изданиях, утвержденных ВАК Украины.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, выводов, списка использованных источников, включающих 92 наименования, приложений. Полный объем диссертации – 167 страниц, 1 таблица, 46 рисунков, 3 приложения.

РАЗДЕЛ 1

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЙ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Основные способы организации движения капель в вихревых массообменных аппаратах

Распыливающие массообменные аппараты, конструкции которых появляются в последнее время, позволяют отметить одно из перспективных направлений в их развитии. Это аппараты, течение в которых характеризуется высокой степенью турбулентности. Кроме этого, гидродинамика таких аппаратов позволяет производить распыл жидкости на мелкие капли, что приводит к значительному ускорению процесса массопередачи [1 – 4].

Закрученные течения широко используются в различных отраслях современной техники. Закрутка потока, как правило, связана с необходимостью интенсификации гидродинамических процессов и тепломассопереноса в энергетических установках и аппаратах химической технологии. В ряде случаев закрутка используется для снижения интенсивности процессов переноса, например, для стабилизации плазменных струй [1–4].

В связи с большим разнообразием конструкций и компоновок вихревых устройств классификации их по единому признаку нет. Существуют классификации вихревых аппаратов по конструкции завихрителя, по направлению движения потока, по направлению движения фаз.

Экспериментальному и теоретическому изучению гидродинамики и тепломассообмена вихревых течений посвящено огромное количество работ. Однако из-за большого разнообразия вихревых устройств и направленности многих исследований на изучение процессов в конкретных аппаратах нельзя в настоящее время считать данную проблему окончательно разрешенной.

Трудности изучения вихревых камер обусловлены сложной трехмерной картиной течения.

В данной работе рассматриваются вихревые аппараты, в которых закрутка потока осуществляется через боковую поверхность, что соответствует конструкции вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата (ВРПМА), и реализуется течение с двумя основными компонентами скорости – радиальной и окружной.

Гидродинамика двухфазных потоков в вихревой массообменной камере ВРПМА во многом зависит от конструкции устройства ввода газового потока. Устройство, сообщаемое потоку вращательную составляющую скорости, называют завихрителем, или направляющим аппаратом. Главной задачей направляющего аппарата является равномерный тангенциальный подвод потока в вихревую камеру.

Направляющий аппарат в основном представляет собой, например, кольцо в виде цилиндра или усеченного конуса, в котором имеются тангенциальные отверстия, через которые газ или жидкость поступают в вихревую камеру. По типу отверстий различают щелевые (рис. 1.1 а), перфорированные, лопаточные направляющие аппараты (рис. 1.1 б), струйные с тангенциальными патрубками (рис. 1.1 в) [2]. В щелевом завихрителе проходные каналы выполняются в виде щелей или перфорированных круглых отверстий и могут иметь постоянное сечение или сужаться с приближением к центру. В лопаточном завихрителе лопатки или пластины бывают плоские или криволинейные с изгибом в направлении вращения.

Струйный направляющий аппарат (завихритель) состоит из полых цилиндров со щелями. Завихритель может занимать всю высоту камеры или локально располагаться в верхней, средней или нижней частях камеры. Он характеризуется площадью проходного сечения S_{s1} и углом наклона каналов к радиусу θ . При переменном сечении канала в завихрителе величина S_{s1} измеряется на выходе канала в нормальном к его оси сечении. Угол наклона

каналов θ определяется также на выходе по направлению средней линии канала [4]. При этом площадь одного канала $S_{sl} = b - H$, где H – высота канала; b – ширина канала (рис. 1.1 а, б, в). При круглых каналах диаметром d площадь одного канала $S_{sl} = \pi d^2 / 4$. Общая площадь n каналов $S_s = n S_{sl}$.

Как показали экспериментальные исследования авторов работ [4, 6], для закручивания потоков предпочтительнее использовать лопаточные направляющие аппараты, так как они являются более технологичными в изготовлении, имеют более низкие коэффициенты сопротивления и обеспечивают достаточно равномерную раздачу потока.

Корпус вихревого аппарата часто делают с тангенциальным патрубком (рис. 1.1 г) или улиточным, выполненным по спирали Архимеда (рис. 1.1 д). В общем случае вихревой аппарат представляет собой устройство, изображенное на рис. 1.2. Как правило, аппарат состоит из корпуса (часто улиточный), между верхней и нижней торцевыми крышками которого размещается завихритель, придающий вращательное движение поступающему внутрь потоку. В одной или обеих торцевых крышках имеется выходное отверстие с радиусом R_2 . Для вихревого аппарата можно получить следующие безразмерные геометрические комплексы:

$$h = \frac{H_0}{R_0} \text{ – безразмерная высота аппарата,}$$

$$\xi = \frac{R_1}{R_0} \text{ – безразмерное расстояние от оси до границы выходного отверстия,}$$

а также получить безразмерный критерий, характеризующий геометрию направляющего аппарата:

$$z = \frac{s \cdot h}{\sin \theta}. \quad (1.1)$$

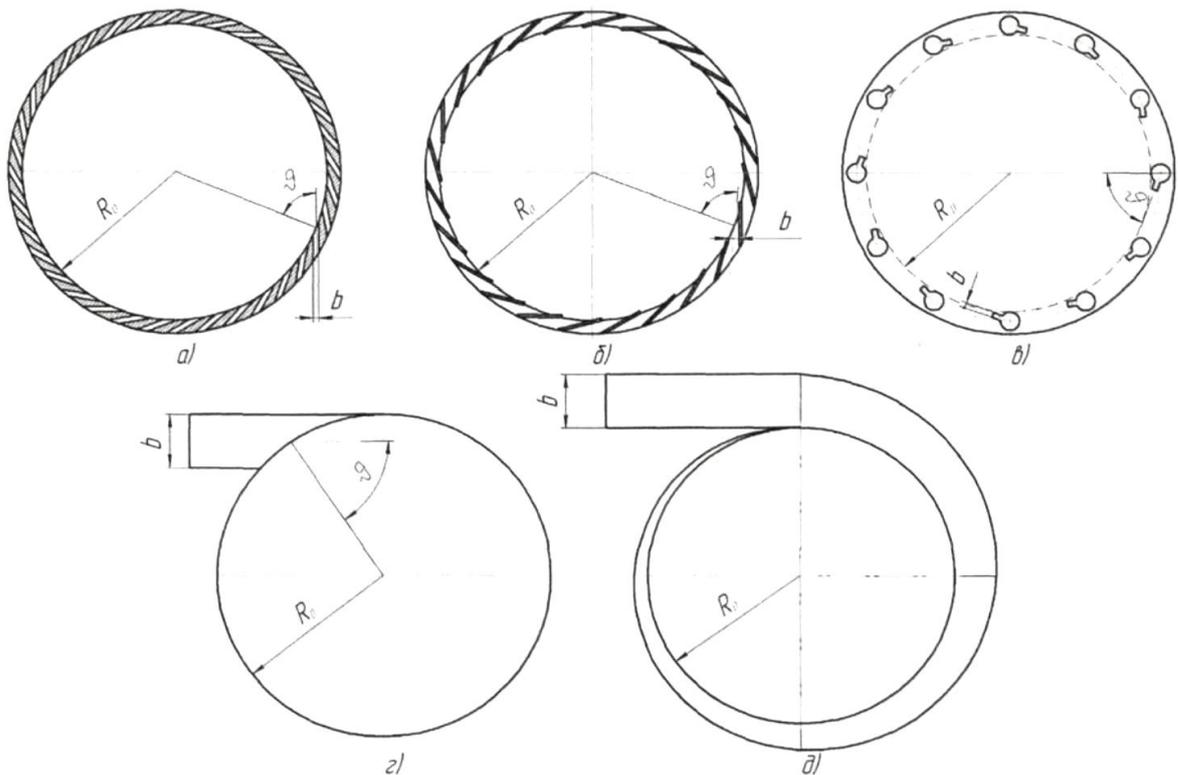


Рисунок 1.1 – Принципиальные конструкции направляющего аппарата:
 а) целевой направляющий аппарат; б) лопаточный направляющий аппарат;
 в) струйный направляющий аппарат; г) цилиндрический корпус
 с тангенциальным патрубком; д) улиточный корпус

При расчете многих вихревых аппаратов за характерную скорость принимают величину, определяемую через объемный расход газа через вихревой аппарат Q_g , отнесенный к площади вихревой камеры [6]:

$$W_g = \frac{Q_g}{\pi R_0^2}. \quad (1.2)$$

При этом в каналах направляющего аппарата скорость потока равна

$$V_s = \frac{Q_g}{S_s}. \quad (1.3)$$

Тангенциальная скорость потока на входе в вихревую камеру равна

$$V_0 = V_s \cdot \sin \theta = \frac{W_g}{2z}, \quad (1.4)$$

где θ – угол наклона отверстий в направляющем аппарате к радиусу вихревой камеры.

Радиальная скорость газа на входе в вихревую камеру равна

$$V_{R0} = \frac{W_g}{2h}. \quad (1.5)$$

К настоящему времени предложены различные подходы расчета аэродинамики вихревых камер с однофазным потоком. Как правило, эти подходы базируются на ряде предположений, основными из которых являются следующие:

- интегральные модели движения идеальной жидкости, в которых осевая и тангенциальная скорости неизменны по высоте камеры, отсутствуют вторичные течения и торцевые пограничные слои [3, 5–7];
- модели течения со скоростями, зависящими как от радиуса, так и от осевой координаты. В таких моделях рассматриваются как ламинарный, так и турбулентный режим движения.

В интегральных моделях вихревая камера, изображенная на рис. 1.1.2, разбивается на две зоны. Зона с постоянной циркуляцией до радиуса $r = R_{\max}$, на котором окружная скорость потока достигает максимального значения (области 1 и 2 на рис. 1.2), и осевая циркуляционная зона (область 4 на рис. 1.2). Тем не менее такая модель, также именуемая вихрем Ренкина, является одной из наиболее популярных и вполне отражающих основные особенности концентрированных вихрей [8].

Для нахождения R_{\max} в теории центробежной форсунки Абрамович Г. Н. сформулировал принцип максимального расхода при решении гидродинамической задачи идеальной жидкости. Авторы работы [5] использовали принцип минимума потока кинетической энергии. Полученная зависимость лучше описывает экспериментальные данные.

При интегральных подходах структура течения в вихревых камерах рассматривается приближенно. Основным их преимуществом является то, что определен комплекс геометрических параметров, оказывающий существенное влияние на течение в вихревой камере.

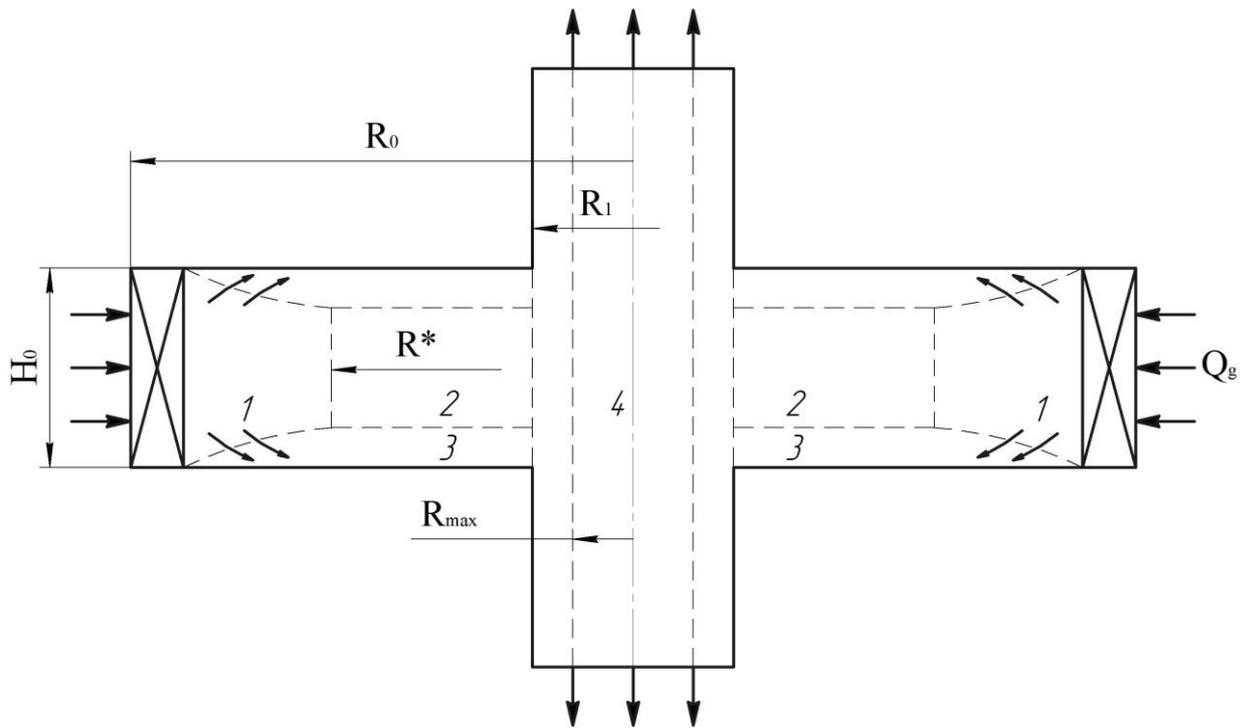


Рисунок 1.2 – Схема течения в вихревой камере: 1 – область развивающегося течения; 2 – область развитого течения; 3 – торцевые пограничные слои; 4 – зона выходного отверстия. R^* – радиус, определяющий область, где весь расход газа проходит через торцевые пограничные слои; R_0 – внутренний радиус завихрителя; R_1 – радиус выходного отверстия (диафрагмы); R_{max} – радиус на котором окружная скорость потока достигает максимального значения; H_0 – высота вихревой камеры; Q_g – объемный расход газа

Реальный поток в вихревой камере можно разбить на несколько областей, изображенных на рис. 1.2 [9]. В областях 1 и 2 (ядро потока) приближенно выполняется условие движения потока с постоянной циркуляцией. В расчетах часто принимают, что вне пограничного слоя течение газа является невязким или характеризуется постоянной вязкостью.

В области 3 возникают торцевые пограничные слои, которые появляются в связи с торможением потока о поверхность, в результате чего радиальный градиент давления становится несбалансированным центробежными силами. Это приводит к появлению радиального потока массы, направленного к оси камеры. Одним из критериев оценки течения вихревой камеры является ее проточность [10]. Проточной называется камера, в которой весь расход газа идет через основной объем камеры. Напротив, непроточной называется камера, в которой весь расход газа

проходит через торцевые пограничные слои. Установлено, что при определенных условиях вихревая камера является проточной, а при других вихревая камера является непроточной.

При использовании данных работы [10] видно, что увеличение циркуляции на периферии за счет изменения геометрии завихрителя (за счет уменьшения z) или снижения расхода газа через камеру приводит к сокращению протяженности развивающейся зоны, и большая часть камеры становится непроточной. Указанные торцевые течения имеют большое значение, так как они оказывают решающее влияние на вынос мелких частиц из вихревой камеры.

Для борьбы с торцевыми течениями вихревую камеру можно вращать. Вращение камеры уменьшает, устраняет или даже обращает торцевые течения. Более эффективным способом является профилирование торцевых поверхностей. В работе [11] на основе уравнения Бернулли для идеальной жидкости получено, что вихревая камера должна иметь торцевые крышки, имеющие форму гиперболоида вращения.

При таком профилировании торцевых поверхностей площадь проходного сечения камеры при перемещении к центру остается постоянной, а вращение потока происходит в этой зоне практически без потерь момента количества движения из-за меньшего влияния торцевых пограничных слоев [10–17].

В области 4 в приосевой зоне господствует сложное движение. В случае истечения капельной жидкости в атмосферу вблизи оси возникает полость радиусом R_{MAX} при истечении воздуха в воздух. Движение в этой зоне сопровождается приосевым возвратным током, к которому иногда добавляется кольцевой обратный ток. В приосевой зоне 4 поток можно условно моделировать как течение через стенку радиусом R_1 , через которую подается закрученный поток. Таким образом, в качестве модели рассматривается задача о течении в полубесконечной пористой вращающейся трубе радиусом R_1 , через стенку которой осуществляется

нормальный вдув. Задача в такой постановке допускает автомодельное решение стационарных уравнений Навье-Стокса [9].

Так как для сильнозакрученного потока течение в осевой зоне практически всегда турбулентное, в [12] рассмотрена система уравнений Навье-Стокса с гипотезой Буссинеска $\nu_T = \text{const}$. Турбулентность зарождается на границе смешения потоков и является свободной. Для таких течений, если масштаб турбулентных пульсаций мал по сравнению с размером аппарата, турбулентную вязкость можно считать постоянной.

В работе [10] в результате экспериментального исследования выявлены общие закономерности, характерные для всех исследованных вихревых камер. Прежде всего, это неизменность радиального распределения окружной скорости по высоте камеры и автомодельная зависимость профилей от расхода.

Таким образом, наиболее сильное влияние на гидродинамику потока в вихревых аппаратах оказывают геометрия завихрителя и размер выходного отверстия, а модель, именуемая вихрем Ренкина, является одной из наиболее простых и качественно отражающих основные особенности гидродинамики однофазного течения в вихревых аппаратах.

1.2 Основные характеристики вихревого массообменного оборудования

Применение ВРПМА представляется перспективным в качестве высокоэффективного тепломассообменного аппарата [14]. Его работу характеризуют как гидродинамические, так и массообменные параметры. В общем случае для расчета тепло- и массообменных характеристик распыливающего аппарата необходимо знать удельную поверхность контакта фаз $a_{\gamma\delta}(\text{м}^2/\text{м}^3)$ и объемный коэффициент массопередачи K_v . Но коэффициенты массоотдачи в фазах зависят от гидродинамики течений как вихревого капельного, так и вихревого газового потоков.

При тангенциальной подаче газа в ВРПМА можно значительно

повысить скорость газа. Кроме того, в поле центробежных сил вследствие высоких (до 100 м/с) скоростей газа, воздействующего на струи жидкости в центральной области ВРПМА и распыляющего жидкость на капли малого диаметра, создаются условия для более равномерной структуры двухфазного потока. Все это приводит к увеличению удельной поверхности контакта фаз и объемных коэффициентов тепло- и массопереноса. В литературе имеются данные как по истинным коэффициентам теплоотдачи и удельной поверхности контакта фаз, так и по коэффициентам теплоотдачи, отнесенным к площади направляющего аппарата.

Знание удельной поверхности контакта фаз и среднего диаметра капель позволяет получить простые критериальные уравнения для расчета коэффициентов тепло- и массопереноса.

Первые данные для вихревых камер по удельной поверхности контакта фаз получены в [18] для аппарата с подкруткой корпуса. Экспериментальные данные, полученные химическим методом, обобщены зависимостью [19]:

$$a_{1g} \cdot l_{\sigma g} = 0,33 \left(\frac{l_{\sigma g}}{h_0} \right)^{0,3} \left(\frac{g_{sl}}{g} \right)^{0,6}, \quad (1.6)$$

где $l_{\sigma g} = \sqrt{\frac{\sigma_1}{(\rho_1 - \rho_g) g_{sl}}}$ – капиллярная постоянная.

В работе [20] удельную поверхность контакта фаз рекомендуется рассчитывать по зависимости

$$a_{1g} \cdot h_0 = 0,5 \cdot Fr^{0,2} \cdot We^{-0,4}, \quad (1.7)$$

$$\text{где } Fr = \frac{V_{ro}^2}{g_{sl} \cdot h_0}, We = \frac{\sigma_1}{g_{sl} \rho_l h_0^2}.$$

Экспериментальные данные по истинным коэффициентам тепло- и массоотдачи в газовой фазе, полученные при увлажнении и теплообмене между пенно-вихревым слоем и воздухом, определялись в работах [18, 19]

одновременно с удельной поверхностью контакта фаз. В этих опытах конвективный тепловой поток и теплота испарения были соизмеримы, поэтому зависимость для коэффициента теплоотдачи от основных параметров аналогична зависимости для коэффициента массоотдачи. Так как тепловой и диффузионный критерии Прандтля в газовой фазе были ~ 1 , то равенство коэффициентов объясняется гидродинамической аналогией Рейнольдса между процессами тепло- и массообмена:

$$Nu_{T,D} = 0,105 \cdot Re, \quad (1.8)$$

где $Nu_D = \frac{\beta \cdot d_p}{D_g}$, $Nu_T = \frac{\alpha \cdot d_p}{\lambda_g}$ – тепловой и диффузионный критерии Нуссельта; $Re = \frac{\omega_p d_p}{v_g}$ – критерий Рейнольдса, $d_p = l_{\sigma g}$ – диаметр капель, ω_p – скорость движения капель.

Таким образом, авторами работ [18, 19] получено уравнение для расчета истинных коэффициентов тепло- и массообмена, отнесенных к поверхности контакта фаз в газовой фазе.

В работах [21–24] получены данные по истинным коэффициентам теплоотдачи, отнесенным к поверхности контакта фаз. Эксперименты выполнены в аппарате с $D = 100$ мм, $h = 20$ мм. Температурный напор определен по средней разности между средней температурой газа и жидкости. Соотношение, полученное для расчета межфазного теплообмена, представлено в виде

$$Nu = 0,32 \cdot Re^{0,8} \left(\frac{d_p}{H_{sl}} \right)^{0,57}, \quad (1.9)$$

где $Nu_T = \frac{\alpha \cdot d_p}{\lambda_g}$ – критерий Нуссельта; $Re = \frac{\omega_p d_p}{v_g}$ – критерий

Рейнольдса; $\omega_p = \frac{V_{ro}}{\varphi_g}$ – скорость движения дисперсной фазы.

Из полученного авторами [21, 23, 24] уравнения следует, что коэффициент тепломассообмена зависит от толщины газожидкостного слоя.

В работах [25, 26] исследовался межфазный теплообмен в вихревых камерах ($D = 200\text{--}300$ мм, $Но=30\text{--}35$ мм, $Н_{сл} = 15\text{--}20$ мм, температурный напор определяли по средней разности между средней температурой газа и жидкости). В качестве жидкостей использовались вакуумное масло ВМ-6, вода, водный раствор бромистого лития (с весовой концентрацией 53 %), в качестве газа – воздух. Полученные экспериментальные данные позволили рассчитать коэффициент теплоотдачи, отнесенный к площади решетки:

$$St_{Tg} = \frac{K_{VT}}{\rho_g c_p Q_g} = 1,6 - 1,8. \quad (1.10)$$

В работе [27] исследовался тепломассообмен между водой и воздухом в пенно-вихревым слое. Полученные экспериментальные данные с точностью 15 % обобщены зависимостью

$$St_{Dg} = 0,15 \cdot \frac{1}{s^2} (sh)^{0,7} Pr_{Dg}^{-2/3} \frac{W_g}{2h} (1 - \xi) \sqrt{\frac{\rho_l R_0}{\sigma}}. \quad (1.11)$$

Экспериментальному изучению массоотдачи в жидкой фазе посвящено две работы [28, 29], в которых данные по десорбции CO_2 из воды обобщаются в виде зависимости для числа Стентона:

$$St_{Dg} = 0,00111 \cdot \frac{1}{s^2} (sh)^{0,7} Pr_{Dg}^{-2/3} \left(\frac{W_g}{2h} (1 - \xi) \sqrt{\frac{\rho_l R_0}{\sigma}} \right)^{1,5}. \quad (1.12)$$

В большинстве научных работ, посвященных исследованию гидродинамических и массообменных характеристик вихревых аппаратов,

предполагается, что диаметр капель обратно пропорционален относительной скорости фаз в зоне распыления. В обычных аппаратах на основе теории локально-изотропной турбулентности для расчета диаметра капель пользуются соотношением [30, 31]:

$$d_p = \text{const} \left(\frac{\sigma^3}{\varepsilon_{lg}^2 \rho_l^3} \right)^{0,2}, \quad (1.13)$$

где $\varepsilon_{lg} = V_{r0} \cdot g$ – диссипация энергии в 1 кг жидкости [30, с. 488].

При наличии центробежного поля сил вместо g необходимо подставлять g_{sl} , тогда диаметр капель в вихревой камере будет равен

$$d_p = \text{const} \left(\frac{4h^2 \sigma^3 R_0^2}{W_g^6 V_{sl}^4 \rho_l^3} \right)^{0,2}. \quad (1.14)$$

Если слой имеет однородную структуру, то удельная поверхность контакта фаз и средний диаметр капель связаны между собой простой зависимостью

$$a_{lg} = \frac{6\varphi_g}{d_p}. \quad (1.15)$$

Зная удельную поверхность контакта фаз и коэффициент тепломассоотдачи, можно определить объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к объемному расходу газовой фазы, – модифицированный критерий Стентона:

$$St_{Dl} = \frac{2h\beta a_{lg} H_{sl}}{W_g}. \quad (1.16)$$

Подставляя выражения для истинного коэффициента тепломассоотдачи и удельной поверхности контакта фаз, можно записать модифицированный критерий Стентона в виде [32]:

$$St_D = \text{const} \left(\frac{8h^3 W_g V_{sl}^4 \rho_l^3 \nu^5}{\sigma_l^3 R_0^2} \right)^{(2-n)0,2} \left(\frac{W_g R_0 (1 - \xi^2)}{4h\nu} \right) \text{Pr}^{m-1}. \quad (1.17)$$

В работе [32] представлены результаты расчета критерия Стентона для газовой фазы. Полученную зависимость удовлетворительно описывают существующие литературные данные, если принять $t = 0,5$, $n = 1$ и $\text{const}_g = 0,02$. Расчет критерия Стентона в жидкости при $t = 0,5$, $n = 0,5$ и $\text{const}_l = 0,5$. Объемный коэффициент тепломассоотдачи возрастает с увеличением скорости газа в вихревой камере, с увеличением толщины вихревого слоя и уменьшается с увеличением свободного сечения направляющего аппарата и с увеличением безразмерной высоты вихревой камеры. Разброс в значениях объемных коэффициентов тепломассообмена существенный, особенно от безразмерной толщины слоя. Поэтому необходимы дополнительные экспериментальные данные. В общем случае интенсификация процессов тепломассообмена в ВРПМА ведет к увеличению энергетических затрат.

В настоящее время для расчета тепломассообмена в контактных аппаратах разрабатываются физико-математические модели этих процессов. Так, в работах [27, 33–35] создана физико-математическая модель тепломассообмена на стадии формирования капель. Показано, в полном соответствии с известными экспериментальными данными [36–41], что основная часть тепла в ВРПМА передается в процессе формирования капель в период времени от начала их зарождения до отрыва. В работе [42] предложено моделировать процессы тепломассообмена на основе исследования гидродинамики лабораторного макета, в результате при обобщении гидродинамической аналогии на градиентные потоки можно получить зависимости для расчета эффективности конвективной тепломассоотдачи двухфазного потока. В общем случае при моделировании взаимодействия многофазного потока необходимо учитывать и химические превращения [43, 44].

1.3 Движение капель жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата и математическое описание этого процесса

Одними из главных трудностей, возникающих при организации многофазных процессов в вихревых камерах, являются сложность гидродинамической структуры потока и ее слабая изученность. Имеющиеся теоретические и экспериментальные работы по гидродинамике вихревых камер не решают проблему в целом, а многофакторность усложняет расчет процессов в вихревых камерах, особенно при двухфазном режиме течения [1].

Для анализа процесса удержания частиц в вихревой камере необходимо рассматривать равновесие частиц в радиальном направлении. Условием удержания частиц на стационарной орбите является равенство всех внешних сил, действующих на частицу. В вихревой камере на частицу в радиальном направлении действуют несколько сил [2, 10, 13, 14]: центробежная сила; сила сопротивления вязкой среды, связанная с радиальным стоком газа; сила Архимеда, связанная с различием плотности фаз; сила Магнуса, связанная с вращением частицы вокруг собственной оси; сила Сэфмана, связанная с градиентом скорости. Приведенные в работе [10] оценки сил, действующих на частицу, показывают, что в удержании частиц на стационарных орбитах принимают участие лишь две силы:

центробежная сила

$$F_{ц} = \frac{\pi d_s^3}{6} \rho_s \frac{V_\varphi^2}{r}; \quad (1.18)$$

сила вязкого сопротивления

$$F_{соп} = C_{fs} \frac{\pi d_s^2}{4} \rho \frac{V_r^2}{2}, \quad (1.19)$$

где V_φ – окружная скорость частицы; V_r – радиальная скорость газа; C_{fs} – коэффициент сопротивления.

Условием равновесия для сферической частицы в вихревой камере является равенство центробежной силы и силы сопротивления:

$$\frac{\pi d_s^3}{6} \rho_s \frac{V_\varphi^2}{r} = C_{fs} \frac{\pi d_s^2}{4} \rho \frac{V_r^2}{2}. \quad (1.20)$$

Равновесие будет устойчивым, если при смещении частицы от положения равновесия изменения центробежной силы и силы сопротивления будут таковыми, что равнодействующая этих сил будет направлена в сторону, противоположную направлению смещения частицы (при любом отклонении появляется возвращающая сила, возрастающая с увеличением величины отклонения).

При ламинарном и турбулентном режимах обтекания частиц в вихревой камере в потенциальном потоке условие равновесия и устойчивость соблюдаются [2]. Однако реальные движения в аппаратах с постоянной высотой камеры отличаются от идеальной, так как в камере имеются торцевые течения, которые при повышении концентрации частиц в слое начинают влиять на гидродинамику потока.

Вопрос о профилировании торцевых поверхностей, обеспечивающих нейтральное равновесие слоя частиц, вращающихся в вихревой камере по закону твердого тела, рассмотрен в работе [11]. При скорости вращения частиц $V_\varphi = \omega \cdot r$, где $\omega = const$ – угловая скорость вращения, можно записать условие равновесия в следующем виде:

$$\omega^2 \cdot r = \frac{3 C_{fs}}{4} \frac{\rho}{d_s \rho_s} V_r^2. \quad (1.21)$$

Так как радиальная скорость равна $V_r = \frac{Q_R}{2\pi r H}$, то вышеприведенное уравнение записывается в измененном виде.

Вследствие увеличения скоростей газового потока от центра к периферии вихревой массообменной камеры в этом же направлении

происходит понижение давления. Это приводит к тому, что пленка жидкости, стекающая по цилиндрическим поверхностям вихревой камеры ВРПМА к ее нижней торцевой поверхности, вовлекается в движение, обратное капельному потоку, т. е. от периферии массообменной камеры к ее центру. Это приводит к отрицательному эффекту и снижает эффективность работы ВРПМА. В работе [15] для устранения торцевого течения в торцевую область тангенциально вдувался дополнительный газ. Одним из способов устранения торцевых течений является профилирование торцевых поверхностей вихревой камеры. Как указывалось выше в работах [2, 10, 11], в вихревых камерах с гиперболическими крышками торцевые течения значительно уменьшались. Возможность устойчивого удержания достаточно разреженного вращающегося слоя частиц подтверждается экспериментами [2, 10, 11]. Постепенное увеличение концентрации частиц локально деформирует профиль скорости основного потока, приближая его к соответствующему закону вращения твердого тела, и поэтому слой с увеличением массы загруженных частиц теряет устойчивость. Развитие возмущения приводит к выносу из камеры части материала. Аналогичную картину наблюдали авторы работы [3].

Для уменьшения влияния торцевых течений авторы работы [3] увеличивали высоту вихревой камеры. В экспериментах с двухфазным вихревым слоем при увеличении массы слоя скорость его вращения замедлялась, а дальнейшая подача порошка приводила к выбросу из камеры до 70–90 % массы слоя.

В работах [1, 10] авторы отмечают, что в экспериментах объемная концентрация частиц в вихревом слое не превышала 1%. Рассматривая режим течения, при котором скорость вращения газа намного больше скорости вращения частиц, авторы получили уравнение для течения газа в гиперболической вихревой камере.

В области, свободной от частиц, течение газа в гиперболической камере хорошо описывается уравнениями для однофазного потока в

гиперболической камере с радиусом, равным радиусу слоя R_2 , и с входной циркуляцией, равной циркуляции газа на выходе из слоя Γ_2 . Введение частиц сильно тормозит вращение потока, что, в свою очередь, приводит к снижению гидродинамического сопротивления вихревой камеры. При исследовании вихревой камеры с плоскими торцевыми поверхностями авторы работы [16] получили экспериментальные данные, из которых следует, что скорость вращения слоя намного ниже входной скорости газа, скорость слоя линейно возрастает с увеличением расхода газа и уменьшается с увеличением массы удерживаемого материала.

Экспериментальные исследования, проведенные в работе с твердыми частицами в вихревом газовом потоке [3], показали, что с увеличением входной скорости газа масса удерживаемого слоя возрастает, с уменьшением размера частиц также наблюдается рост максимальной массы удерживаемого слоя. В экспериментах выяснилось, что масса удерживаемого слоя зависит от расхода порошка. Наибольшая концентрация частиц наблюдалась у поверхности завихрителя, а по высоте слоя концентрация твердой фазы была одинаковой, аналогичные результаты были получены и в работе [17]. Экспериментальные данные авторов [3] по скорости вращения слоя представлены эмпирическими уравнениями.

Автором этой работы разработаны алгоритм расчета скорости вращения слоя и программа расчета. Алгоритм основан на приближении Гольдштика-Ханина [16, 17], в котором рассматривается баланс момента импульса газовой фазы. Предполагается, что момент импульса газовой фазы теряется в результате трения скольжения твердой фазы о поверхности вихревой камеры. В итоге расчета определяются границы слоя, его порозность и скорость вращения.

Из экспериментальных данных, посвященных исследованию гидродинамики вихревой камеры при наличии твердого дисперсного материала, следует выделить работы Гольдштика М. А. и Сорокина В. Н. [11, 15], из которых следует, что если в гиперболическую камеру понемногу

вводить твердые частицы, то они занимают равновесные орбиты. Постепенное увеличение концентрации частиц приводит к потере устойчивости слоя. Но при массивной подаче частиц в гиперболическую камеру возникает устойчивый концентрированный слой [11], имеющий квазикристаллическую структуру. В этой структуре каждая частица находится в условиях струйного обтекания. При этом частицы слоя совершают хаотические колебания и сталкиваются между собой. В диапазоне устойчивости концентрированного слоя объемное содержание твердых частиц находится в пределах 0,4–0,55, а вращение слоя осуществляется с постоянной угловой скоростью. Концентрированный псевдооживленный слой имеет ряд уникальных свойств, а именно: система обладает автомодельностью, то есть состояние слоя и его структура практически не зависят от расхода. Вращающийся псевдооживленный слой однороден. Авторы предположили, что зернистая среда ведет себя как жидкость, для которой справедлив закон Паскаля. При вычислении перепада давления потока на слое зернистого материала нужно учитывать лишь силу трения при фильтрации потока через слой и центробежную силу, возникающую при вращении (перепад давления за счет радиального ускорения потока и входного сопротивления слоя оказывается незначительным).

Рекомендации, сформулированные Гольдштиком М. А. для конструкции аппарата с устойчивым двухфазным слоем, следующие:

- равномерная по высоте подача потока на входе в вихревую камеру;
- оптимальное проходное сечение направляющего аппарата в диапазоне от 5 % до 12 %;
- оптимальная высота вихревой камеры $0,1 < H_0 / R_0 < 0,3$.

1.4 Отвод газового и капельного потоков из рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Вихревые распыливающие противоточные массообменные аппараты являются аппаратами распыливающего типа, причем распыление жидкости на капли происходит за счет влияния высокоскоростного газового потока на жидкость, вводящуюся в газ в центральной области вихревой массообменной камеры. В этой зоне тангенциальные скорости газа достигают своих максимальных значений у цилиндрического сечения с радиусом, равным радиусу отвода газа из вихревой массообменной камеры.

В то же время в центральной области рабочей камеры ВРПМА, в связи с расположением отвода газа в одной из торцевых крышек вихревой массообменной камеры, происходит перестройка газового потока. Он изменяет направление движения от радиального к осевому, что, в свою очередь, ведет к неравномерности распределения скоростей газа по высоте массообменной камеры (рис. 1.3 а). Окружная составляющая скорости газового потока изменяет здесь свое значение от максимального до нуля.

Вследствие уменьшения размера окружных скоростей газового потока происходят снижение относительной скорости движения фаз и увеличение размера капель распыляемой жидкости. Это приводит к уменьшению скорости массопередачи, и аппарат начинает работать неэффективно.

Кроме этого, на капли жидкости, образовавшиеся после ее распыливания газовым потоком в случае наличия осевой составляющей полной скорости газа, действуют силы сопротивления газового потока. Они начинают уносить капли вместе с газовым потоком до выхода из аппарата. Увеличивается диаметр капель распыляемой жидкости, что также снижает эффективность работы ВРПМА [45].

Одним из конструктивных решений, позволяющих достичь достаточно равномерного потока газа в зоне резания, является сохранение

определенного соотношения между высотой вихревой массообменной камеры и радиусом, в котором расположены тангенциальные щели для подвода газа [46].

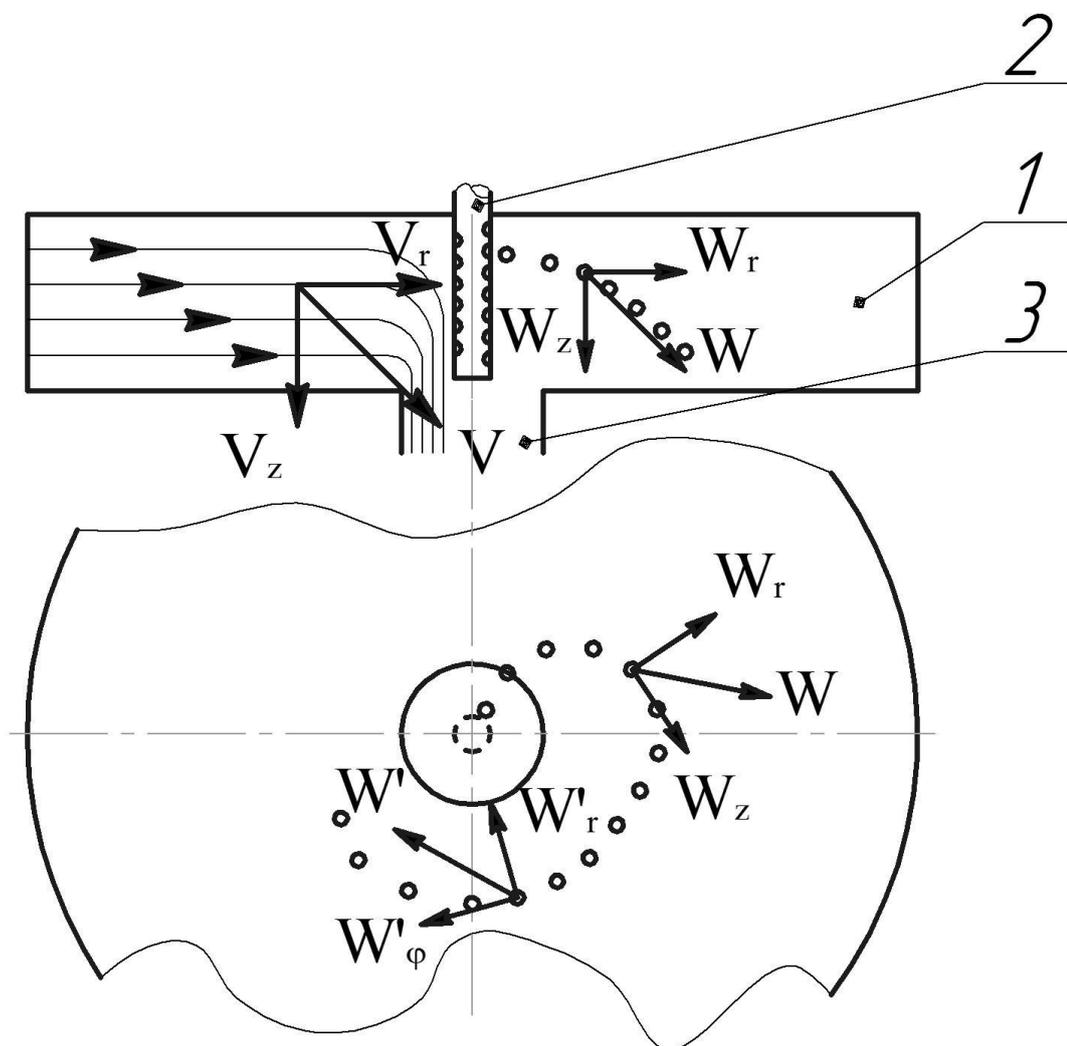


Рисунок 1.3 а – Схема движения потоков в ВРПМА: 1 – вихревая массообменная камера; 2 – распылитель; 3 – патрубок отвода газа

Экспериментальные исследования показали, что если высота вихревой массообменной камеры H_k вдвое меньше ее радиального размера R_1 , то поток газа, формирующийся достаточно равномерным по высоте рабочей камеры у радиуса R_2 , равный размеру патрубка отвода газового потока в торцевой крышке вихревой массообменной камеры. Однако часто при компоновке элементов ВРПМА его технологические параметры, например расход газа, таковы, что требуется увеличение высоты массообменной камеры. В этом случае существуют два направления

конструктивного влияния на равномерность газового потока по высоте массообменной камеры.

Другим средством выровнять газовый поток по высоте массообменной камеры является создание отвода в виде нескольких концентрических патрубков (рис. 1.3 б). Можно также сделать комбинированный отвод, в котором выравнивается газовый поток с помощью изменения густоты кольцевых трубок распылителя и кольцевых каналов концентрических патрубков для отвода газа.

Устанавливать большое количество концентрических патрубков нецелесообразно, потому что это усложняет конструкцию и увеличивает сопротивление массообменного аппарата. Поэтому, если принимать во внимание относительно малую высоту рабочей камеры, для выравнивания потока газа достаточно выполнить отвод в виде трех цилиндрических элементов [46]. Основным заданием расчета такого отвода является определение радиальных и осевых размеров патрубков отвода для создания равномерного поля скоростей в зоне резания, располагающейся у радиуса R_2 . С другой стороны, скорости газа и затраты энергии во время его прохождения через кольцевые и цилиндрические каналы в отводе связаны между собой. Система отвода из трех каналов представляет собой параллельные ветви трубопроводов, где скорости газа распределяются при условии одинакового гидравлического сопротивления каждого из патрубков. Устройство в сечении с радиусом, близким к радиусу R_2 распылителя жидкости в виде кольцевых трубок, на внешней поверхности которых расположен ряд форсунок, позволяет получить конструктивную схему, облегчающую регулирование поля скоростей в газовом потоке по высоте массообменной камеры. Это можно сделать следующим способом. Пусть кольцевые трубки (или одна трубка в виде змеевика) создают между собой кольцевые каналы с одинаковыми сечениями.

Геометрические размеры вихревой массообменной камеры R , R_2 , H_k и их соотношение таковы, что когда газ проходит через массообменную

камеру, в цилиндрическом пересечении с радиусом R возникает неравномерность полей осевой и радиальной скоростей по высоте вихревой камеры.

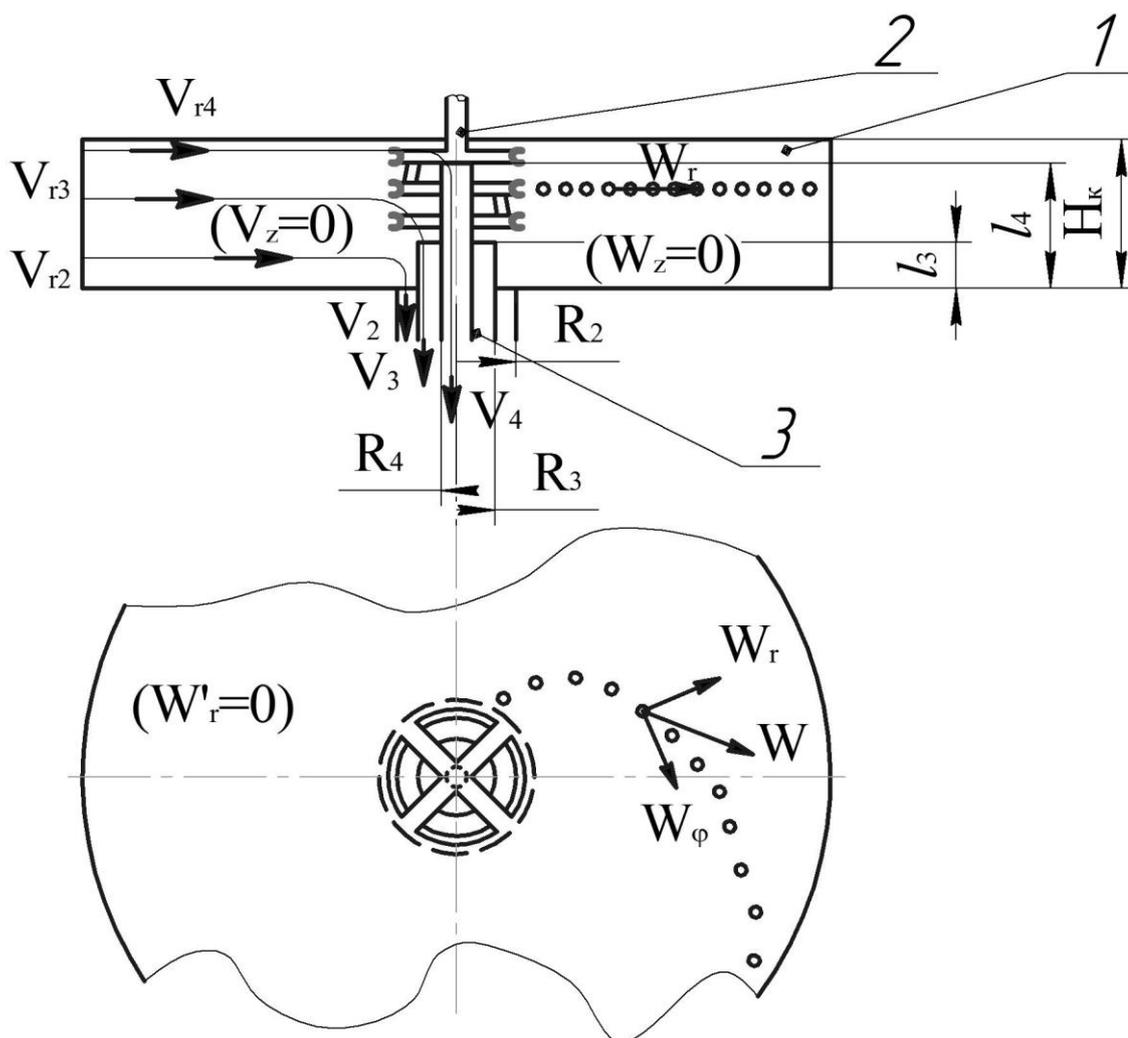


Рисунок 1.3 б – Схема движения потоков в случае применения кольцевого распылителя и концентрических патрубков отвода газа: 1 – вихревая массообменная камера; 2 – кольцевой распылитель; 3 – отвод газа

Как правило, у торцевой крышки с отводом газа скорости более высокие и количество газа, проходящего через кольцевые каналы, больше по сравнению с количеством газа, проходящего через кольцевые каналы у торцевой крышки, где отвода газа нет. Увеличивая плотность расположения трубок распылителя у торцевой крышки, с отводом газа можно увеличить гидравлическое сопротивление и добиться перераспределения газового потока по высоте вихревой массообменной камеры.

1.5 Математическое описание процесса распыления жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

В настоящее время математическое описание гидродинамики многофазных сред развивается по нескольким направлениям, каждое из которых опирается на модели, в основе которых лежит ряд упрощающих допущений, позволяющих применить современный математический аппарат для качественного описания картины течения. Такой подход связан со сложностью структуры двухфазной среды, наличием тепло- и массообменных процессов, фазовых переходов.

В разные периоды развития гидродинамики двухфазных газокапельных сред для описания картины течения использовались разнообразные физические модели [47], такие как движение в пористой среде, усредненные уравнения движения с учетом фазовых переходов, усредненные уравнения без фазовых переходов и другие.

Движение вихревых газокапельных потоков в рабочей камере ВРПМА наиболее хорошо поддается математическому описанию на основе модели течения, в которой дисперсная фаза равномерно распределена по всему рассматриваемому объему, так как в этом случае возможно применение хорошо развитого аппарата дифференциального исчисления. Из таких моделей можно выделить модель раздельного движения фаз. Для такой модели принимают условие, что дисперсная фаза распределена по всему объему, занятому двухфазным потоком, и параметры, описывающие состояние двухфазного потока, такие как: удерживающая способность или объемная часть по сплошной фазе, средняя скорость, температура, давление и другие. К такой среде возможно применение способов механики сплошных сред с учетом того, что средняя скорость движения фазы определяется как среднеобъемная, и ее движение происходит не по всему сечению рассматриваемого потока, а по части, пропорциональной объемной части

этой фазы в двухфазном потоке. При этом предполагается, что размер дисперсных частей, линейный масштаб гидродинамических процессов существенным образом меньше линейного размера, характерного для геометрии проточной части аппарата, в котором протекают эти процессы. В уравнения, описывающие законы сохранения массы и импульса дисперсной фазы, включаются составляющие, учитывающие соответствующий обмен между фазами внутри выделенного объема двухфазного потока.

Относительно исследуемого противоточного движения микрокапель жидкости и газа в аппаратах ВРПМА представляет интерес описание движения отдельной капли жидкости, что можно аргументировать следующим образом:

1 Высокие относительные скорости газа и жидкости позволяют получить спектр капель, близкий к монодисперсному. Средний размер капель в этом случае определяется достаточно точно.

2 На капли одинакового размера действуют одинаковые силы, и движение капель происходит по одинаковым траекториям. Вследствие этого в массообменной камере возникает упорядоченное движение дискретной фазы в виде капель и газового потока.

3 При движении капель друг за другом на расстоянии, большем десятикратного диаметра капли, и рядом на расстоянии, большем трех диаметров капли, гидродинамическим влиянием капель между собой можно пренебречь [56].

4 Что касается определения коэффициента массоотдачи, то справедливость таких расчетов для одиночной капли обоснована в работе [25] и экспериментально подтверждена исследователями массообмена в полидисперсных системах [48].

В вихревом противоточном массообменном аппарате ВРПМА в основной области рабочей камеры (до 95 %) существует плоское противоточное движение как потока газа, так и вихревого потока капель. Капли имеют малый диаметр порядка 50-100 мкм, и силы поверхностного

натяжения достаточно велики и препятствуют дальнейшему дроблению капель на более мелкие. Так как ВРПМА работает в режиме противотока, то соотношение нагрузок по фазам меньше единицы. В противном случае за счет вовлечения капель жидкости во вращательное движение скорости газа уменьшатся до величин, недостаточных для создания поля центробежных сил, увлекающих капли противотоком газа от центра вихревой камеры к периферии. Расстояния между каплями в таком случае велики и взаимным влиянием капель друг на друга можно пренебречь. Поэтому интерес представляет модель, в которой рассматривается движение твердой частицы во вращающемся газовом потоке [27]. Уравнения движения в цилиндрических координатах записаны в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dW_r}{dt} = \frac{dW_\varphi^2}{r} + \psi \frac{\pi\mu_2 d_K}{8m} (V_r - W_r), \\ \frac{dW_\varphi}{dt} = -\frac{W_r W_\varphi}{r} + \psi \frac{\pi\mu_2 d_K}{8m} (V_\varphi - W_\varphi). \end{cases} \quad (1.22)$$

где $\frac{dr}{dt} = W_r$; $\frac{d\varphi}{dt} = W_\varphi$; W – скорость пылинки.

Для выявления характерных особенностей движения жидкой фазы в массообменной камере вихревого противоточного распыливающего аппарата рассмотрим весь этот процесс движения от момента ввода жидкости в центральной области до сепарации ее на цилиндрических стенках вихревой камеры.

Жидкость тонкими струями вводится в радиальном направлении в центральной области вихревой массообменной камеры. Направление движения струи из распылителя может отличаться от чисто радиального, и жидкость может иметь, кроме радиальной, и окружную составляющую полной скорости, что в значительной мере сказывается в целом на регулярном и противоточном движении.

После ввода жидкости в массообменный аппарат в виде тонких струй на них начинает действовать высокоскоростной поток газа. В случае, когда жидкость вводится строго в радиальном направлении, происходит распыливание жидкости на капли, размер которых будет обратно пропорционален квадрату скорости газового потока [49, 50]:

$$d_k = \frac{12\sigma}{\rho_g V_{отн}^2}, \quad (1.23)$$

где d_k – диаметр капли; σ – коэффициент поверхностного натяжения; ρ_g – плотность газа; $V_{отн}$ – относительная скорость фаз.

В процессе распыливания немаловажным является место или цилиндрическое сечение в вихревой массообменной камере, где жидкость поступает в газовый поток. Если струи жидкости будут подаваться в данную область с малыми скоростями газа, то под действием газового потока их траектории будут изгибаться, жидкость будет приобретать вращательное движение. Вследствие этого по достижению сечения с большими окружными скоростями газа жидкость и газ будут иметь меньшие относительные скорости, будет происходить диспергирование жидкости на капли большого размера, уменьшится межфазная поверхность, снизится интенсивность массообменных процессов, протекающих в вихревом распыливающем противоточном аппарате.

Математическое описание процесса распыления в рассматриваемом виде аппаратов включает в себя описание дробления струи жидкости, захват капли газовым потоком и дальнейшее движение к периферии вихревой массообменной камеры.

1.6 Влияние наличия капельного потока на гидродинамику вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Наличие жидкой фазы в вихревом газовом потоке и накладываемое условие, заключающееся в противоточном движении фаз вдоль радиуса рабочей камеры, оказывают влияние на величину тангенциальных скоростей

газового потока и на гидравлическое сопротивление массообменной камеры. Капли жидкости вовлекаются во вращательное движение за счет энергии газа. Скорости газового потока уменьшаются, что приводит к снижению перепада давления между центром и периферией вихревой массообменной камеры и снижению гидравлического сопротивления рабочей камеры [51, 52] из-за снижения величины окружных скоростей газового потока:

$$V_{ок}^* = V_{ок} - \left(\frac{\rho Q W_{ок}}{\rho_2 Q_2} \right), \quad (1.24)$$

где $V_{ок}^*$ – окружная скорость газа после ввода жидкой фазы; Q – объемный расход газа; $W_{ок}$ – окружная скорость капель жидкости.

По данным работы [45] по мере увеличения нагрузки по жидкости условно выделяются четыре интервала, течения двухфазного газокapельного потока в которых имеют свои характерные особенности.

При увеличении нагрузки по жидкости от 0,5 до 0,7 в центральной зоне вихревой массообменной камеры наблюдается распыливание жидкости практически на выходе из распылителя. Затем происходит вовлечение капель воздушным потоком во вращательное движение. Лопатки, из которых состоит цилиндрический корпус вихревой массообменной камеры, покрываются тонкой пленкой жидкости. Она сгоняется газовым потоком, идущим параллельно торцевым крышкам, в щели для отвода жидкости, расположенные по всей высоте на каждой из лопаток.

Толщина пленки жидкости по высоте лопаток одинакова. Сопротивление ВРПМА велико. Появляются первые признаки торцевого эффекта, выражающиеся в движении капель по торцевой крышке к центру рабочей камеры. На нижней крышке вихревой массообменной камеры торцевой эффект проявляется в большей мере. Здесь формируется пока еще струйное спиральное течение жидкости от лопаток к центру.

В следующем интервале нагрузок по фазам от 0,7 до 1,5 появляется струйное течение жидкости из сопел распыливающего устройства. При этом

длина струи достигает величины $(0,12-0,40) R_2$. Сопротивление аппарата заметно уменьшается. Изменение картины распыления, движения капель и падение сопротивления вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата свидетельствуют об уменьшении скоростей газового потока в рабочей камере в зоне распыления.

Пленка жидкости, движущаяся под действием газового потока по лопаткам цилиндрической поверхности вихревой массообменной камеры, утолщается к нижней части. Появляется заметное водяное кольцо у основания лопаток на нижней торцевой крышке.

При дальнейшем увеличении нагрузок по фазам до 2,5 наблюдается удлинение истекающих из распыливающего устройства струй жидкости. Форма струй несколько изменяется. Появляется прямой участок у выходных отверстий сопел. Перед зоной полного распыления происходит резкий изгиб струи.

Пленка жидкости, движущаяся по лопаткам, частично проскакивает над щелями для отвода жидкости. У нижнего края лопаток значительно увеличивается в размерах водяное кольцо. Сопротивление вихревой массообменной камеры продолжает уменьшаться. Течение жидкости по нижней торцевой крышке увеличивается, носит спиральный характер, однако заметно уменьшение крутки газовым потоком. На верхней торцевой крышке появляются широкие струи, но количество жидкости, движущейся по ним к центру, значительно меньше количества жидкости, движущейся по нижней торцевой крышке.

Увеличение соотношения нагрузок до 3,0 ведет к дальнейшему падению сопротивления вихревого распыливающего противоточного аппарата, что является следствием уменьшения окружных скоростей газового потока. При этом существенно ухудшаются условия распыления жидкости на капли. Заметно течение пленки жидкости по лопаткам к нижней части. Водяное кольцо у лопаток на нижней торцевой крышке растет вверх. На нижней торцевой крышке заметно образование спиральных гребней. Таким образом,

уже третий интервал является неблагоприятным с точки зрения создания регулярного противоточного движения газового потока и микрокапель жидкости по всему объему рабочей камеры.

Несвоевременный отвод жидкости ведет к ее скоплению в нижней части, появлению вышеописанного кольца, интенсивно питающего пленку на нижней торцевой крышке, вследствие чего возрастает унос жидкости по торцу рабочей камеры.

В интервале соотношения нагрузок по фазам от 0 до 0,5 расположение распылителя жидкости в центральной части вихревой массообменной камеры, учитывая особенности гидродинамики ВРПМА, влечет за собой опасность повышенного брызгоуноса в данной области.

Если распылитель располагался в центре массообменной камеры, где существует осевое движение газа со скоростью 20 – 40 м/с, при относительно малой скорости истечения (малом соотношении нагрузок по жидкой и газовой фазам L/G) наблюдается мелкодисперсное распыливание жидкости за счет высоких относительных скоростей фаз.

На капли действуют большие центробежные силы, благодаря чему жидкость проскакивает опасную зону осевых скоростей газа. Далее с увеличением нагрузки по жидкости скорости газа снижаются, что сказывается на силовом воздействии на капли и приводит к некоторому увеличению брызгоуноса. Последующее увеличение нагрузки по жидкости и скорости истечения струй из отверстий распылителя изменяет картину движения жидкой фазы в центральной области. Распыление струи происходит у радиуса, близкого к R_2 , т. е. у границы опасной зоны осевых скоростей и высоких окружных скоростей газа, что благоприятно влияет на снижение брызгоуноса.

Таким образом, рассмотрены особенности влияния жидкой фазы на гидродинамику ВРПМА при различных режимах работы.

1.7 Гидравлическое сопротивление вихревых массообменных аппаратов

Большие величины скоростей газового потока в массообменной камере вихревого распиливающего противоточного массообменного аппарата ставят остро задачу определения величины гидравлического сопротивления при разработке и проектировании нового массообменного оборудования. В основном широкое использование распиливающих противоточных аппаратов вихревого типа сдерживается отсутствием методики расчета гидравлических и массообменных характеристик, в частности расчета гидравлического сопротивления массообменной камеры.

На входе в диффузор (см. рис. 1.4) энергетическое состояние газового потока характеризуется статическим давлением и скоростью в цилиндрическом сечении размером $r = R_2$ (где r – текущее значение радиуса, R_2 – радиус отверстия для выхода газа из камеры). Исходя из предположения, что потери энергии при прохождении потока через отводящий патрубок невелики, можно считать, что потеря энергии в массообменной камере определяется как разность полных энергий на входе в рабочую камеру и на выходе из нее.

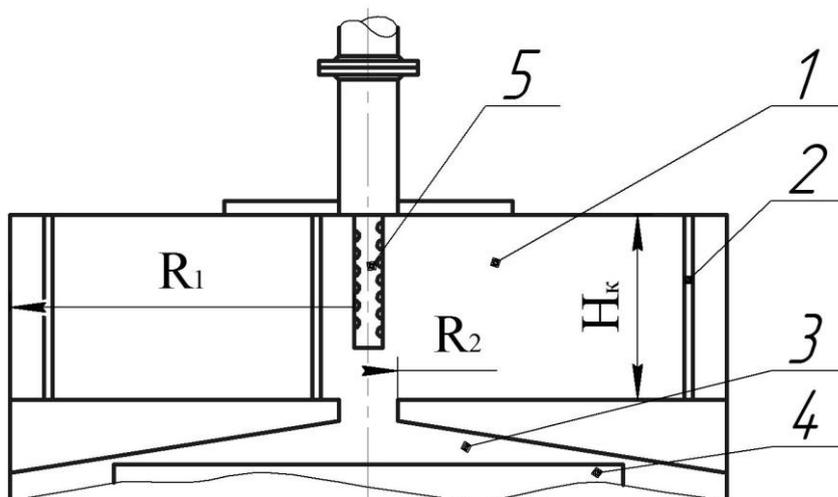


Рисунок 1.4 – Вихревой распиливающий противоточный массообменный аппарат: 1 – массообменная камера; 2 – тангенциальные щели; 3 – радиальный диффузор; 4 – массообменная камера второй ступени; 5 – распылитель жидкости

Можно представить коэффициент сопротивления орошаемого аппарата как отношение перепада полного давления на входе и выходе из камеры к скоростному напору на входе в массообменную камеру [47]:

$$\xi^* = \frac{2\Delta P_n^*}{\rho_z v_{\varphi 1}^2}, \quad (1.25)$$

где $v_{\varphi 1}$ – скорость газового потока во входных тангенциальных щелях; ρ – плотность газа, а коэффициент сопротивления «сухого» аппарата (при отсутствии ввода жидкости через распылитель) определяется как

$$\xi^* = \frac{2\Delta P_n}{\rho v_{\varphi 1}^2}. \quad (1.26)$$

Изменение соотношения коэффициентов сопротивления зависит от изменения полного давления на выходе из орошаемой и «сухой» массообменной камеры:

$$\frac{\xi^*}{\xi} = \frac{\Delta P_{II}^*}{\Delta P_{II}}. \quad (1.27)$$

Выражение (1.27) получено из условия постоянства расхода газа через тангенциальные щели, поэтому можно предположить, что скорость $v_{\varphi 1}$ останется неизменной, а давление на радиусе изменится незначительно. Как было показано ранее в работе [53], ввод жидкой фазы вызывает перестройку газового потока, которая выражается в уменьшении окружных скоростей, что в свою очередь, приводит к ухудшению условий для диспергирования жидкости [53]:

$$v_{\varphi}' = v_{\varphi} - \frac{L}{G} \omega_{\varphi}, \quad (1.28)$$

где v_{φ}' и v_{φ} – окружные скорости газа в орошаемом и «сухом» аппарате;

L – массовый расход жидкости; G – массовый расход газа; ω_φ – окружная скорость жидкой фазы.

Согласно [54] существенное влияние на гидравлическое сопротивление имеет коэффициент турбулентной вязкости ε . Нахождение величины коэффициента турбулентной вязкости является довольно сложной задачей. Но по мере накопления экспериментального материала для некоторых частных случаев значение данного коэффициента можно определить с точностью, достаточной для инженерных расчетов и предварительного анализа изменения гидродинамической обстановки.

Отметим, что из-за высоких окружных скоростей гидравлическое сопротивление вихревого распыливающего противоточного аппарата выше, чем сопротивление таких контактных устройств, как тарелки различной конструкции или прямоточные вихревые элементы.

Выводы к разделу 1, постановка задачи исследований

1 При рассмотрении основных массообменных характеристик распыливающих и вихревых массообменных аппаратов различных конструкций были изучены их характеристики, также освещены данные по влиянию различных факторов на процессы, происходящие во ВРПМА. Это – распыление жидкости газовым потоком, вовлечение капель жидкости во вращательное движение, влияние ввода и отвода газа и жидкости на гидродинамику вихревой камеры, наличие капельного потока в полости аппарата и его влияние на поля скоростей газа в рабочей области массообменной камеры. Анализ всех перечисленных параметров и величин показывает, что определяющим является гидродинамика газового потока, который соответственно определяет и гидродинамику капельного потока в рабочей области массообменной камеры ВРПМА. Также зная гидродинамику газового потока и основные математические зависимости сил, действующих на капли, можно определить траектории движения капель в полости аппарата и гидравлическое сопротивление вихревой массообменной камеры.

2 Задачей диссертационной работы является определение гидравлических характеристик ВРПМА. Данный результат можно достигнуть, решив следующие задачи:

- обобщив данные о характерных особенностях газового вихревого и капельного потоков, разработать физическую модель движения газа и капель в вихревой камере;
- усовершенствовать математическое описание гидродинамических процессов, протекающих в аппарате;
- на основе математической модели взаимодействия газового и капельного потоков провести анализ условий, при которых в рабочей части вихревой массообменной камеры ВРПМА будет осуществляться устойчивое противоточное движение вихревого потока газа и капель жидкости вдоль радиуса массообменной камеры, что предотвратит срыв работы ВРПМА или повышенный брызгоунос, сопровождающийся снижением эффективности

массообменных процессов;

- создать экспериментальный стенд, разработать методику исследований и определить гидродинамические характеристики ВРПМА;
- на основании полученных данных разработать инженерную методику расчета гидродинамических характеристик ВРПМА.

РАЗДЕЛ 2

ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование вихревого газового потока при его вращении вокруг оси камеры представляет наибольший интерес. В связи с тем, что создаваемое вдоль радиуса поле окружных скоростей газового потока формирует поле центробежных сил, которые вовлекают капли жидкости от центра к периферии вихревой массообменной камеры. Центробежные силы, действующие на капли жидкости, должны быть больше сил сопротивления, преобладающее действие которых может привести к уносу капель жидкости совместно с газовым потоком к центру вихревой массообменной камеры и привести к срыву работы аппарата.

2.1 Общая методика проведения исследований

Основная цель исследований – разработка уточненной методики определения гидродинамических характеристик ВРПМА, а именно полей радиальных и тангенциальных составляющих скоростей вихревого газового потока и вихревого потока капель жидкости.

Для решения поставленной задачи проведено математическое моделирование влияния геометрических и технологических параметров на структуру газового и капельного потоков в рабочей области вихревой массообменной камеры ВРПМА.

Проведение экспериментальных исследований имело целью получение подтверждения адекватности теоретических положений (физической и математической моделей), а также изучение гидродинамических условий протекания процесса движения газа и капель жидкости в режиме устойчивого противотока и выявление условий, при которых возможен срыв такого противоточного движения фаз вдоль радиуса вихревой массообменной камеры.

2.2 Описание конструкции экспериментального стенда

2.2.1 Конструкция экспериментального стенда для изучения гидродинамических характеристик работы вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Для проведения экспериментальных исследований в лаборатории кафедры «Процессы и оборудование химических и нефтеперерабатывающих производств» (СумГУ) изготовлен лабораторный стенд, предназначенный для исследования гидродинамических характеристик работы ВРПМА, схема которого приведена на рис. 2.1.

В качестве рабочих сред при экспериментальных исследованиях гидродинамических характеристик ВРПМА использовались воздух и вода.

Емкость для жидкости заполняется водой из системы водоснабжения, откуда через ротаметр с помощью циркуляционного насоса вода поступает в аппарат на распылитель. Воздух из окружающей среды через воздухозаборник всасывается за счет разряжения, создаваемого радиальным вентилятором высокого давления. Ввод воздуха в аппарат осуществлялся с помощью тангенциального патрубка. Отвод воздуха из аппарата осуществлялся через патрубок в верхней торцевой крышке.

Отвод жидкости из вихревой массообменной камеры осуществлялся через щель в цилиндрической стенке на периферии. Высота щели для отвода стекающей жидкости равна 100 мм, ширина – 5 мм. Количество отводимой жидкости определялось объемным способом. По разности расходов жидкости, которая подавалась и отводилась, определяли величину брызгоуноса:

$$L_{ун} = L_{вх} - L_{вых}. \quad (2.1)$$

Роль отводов жидкости из рабочей камеры ВРПМА выполняли 30 отверстий диаметром 8 мм, просверленных в нижней торцевой крышке у основания цилиндрических стенок вихревой массообменной камеры.

Внешний вид аппарата представлен на рис. 2.2.

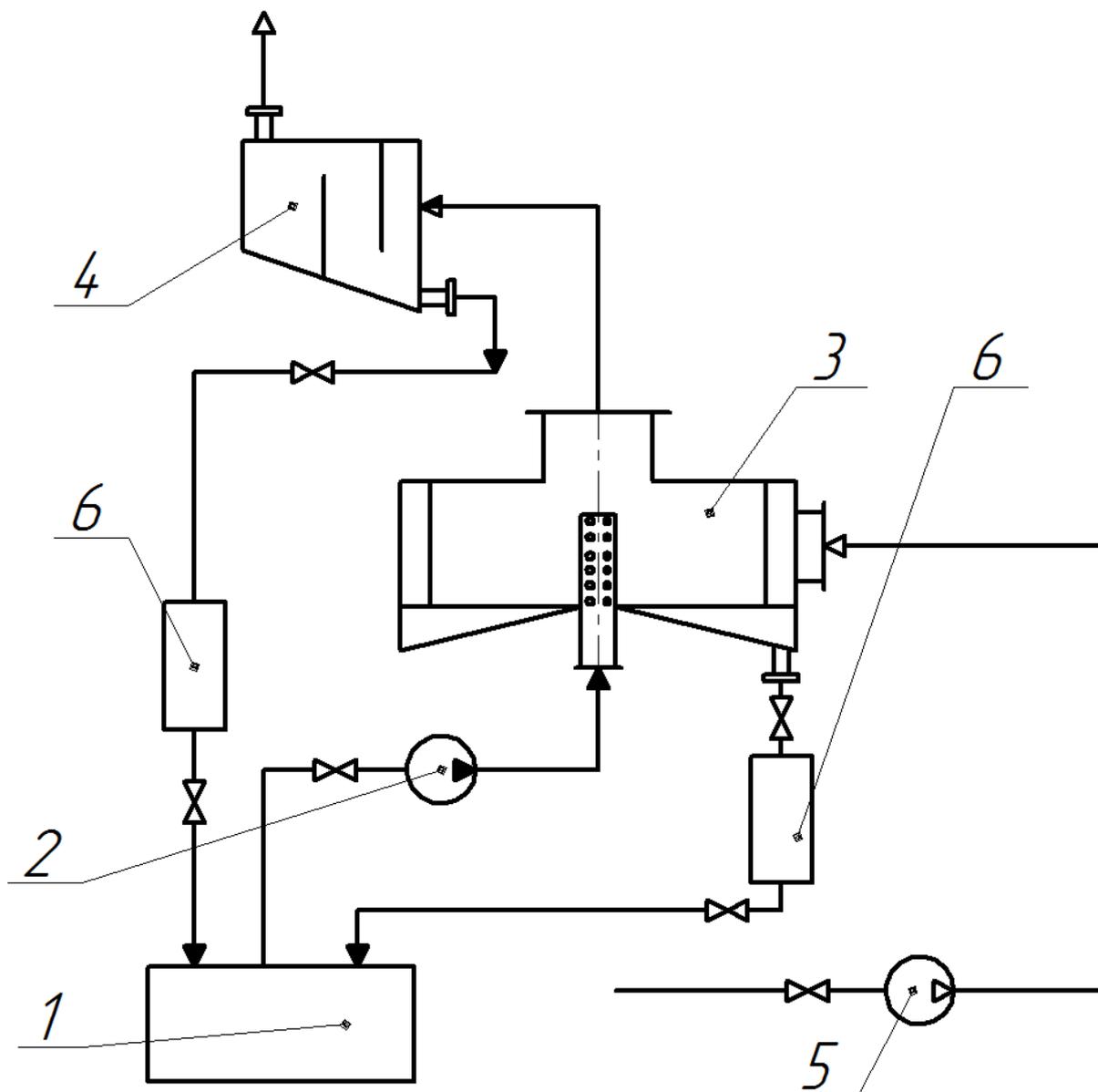


Рисунок 2.1 – Схема экспериментального стенда для исследования гидродинамических характеристик работы ВРПМА: 1 – емкость для жидкости; 2 – циркуляционный насос; 3 – ВРПМА; 4 – брызгоотделитель; 5 – вентилятор высокого давления; 6 – мерная емкость

В данной конструкции ВРПМА возможно проведение исследований изменения гидравлического сопротивления в зависимости от нагрузок по жидкой и газовой фазам, изменения входной скорости газа в тангенциальных щелях, определение величины брызгоуноса, а также исследовать локальные поля скоростей (как радиальных, так и окружных) и давления в потоке газа, изучать влияние капельного потока на гидродинамику газа.

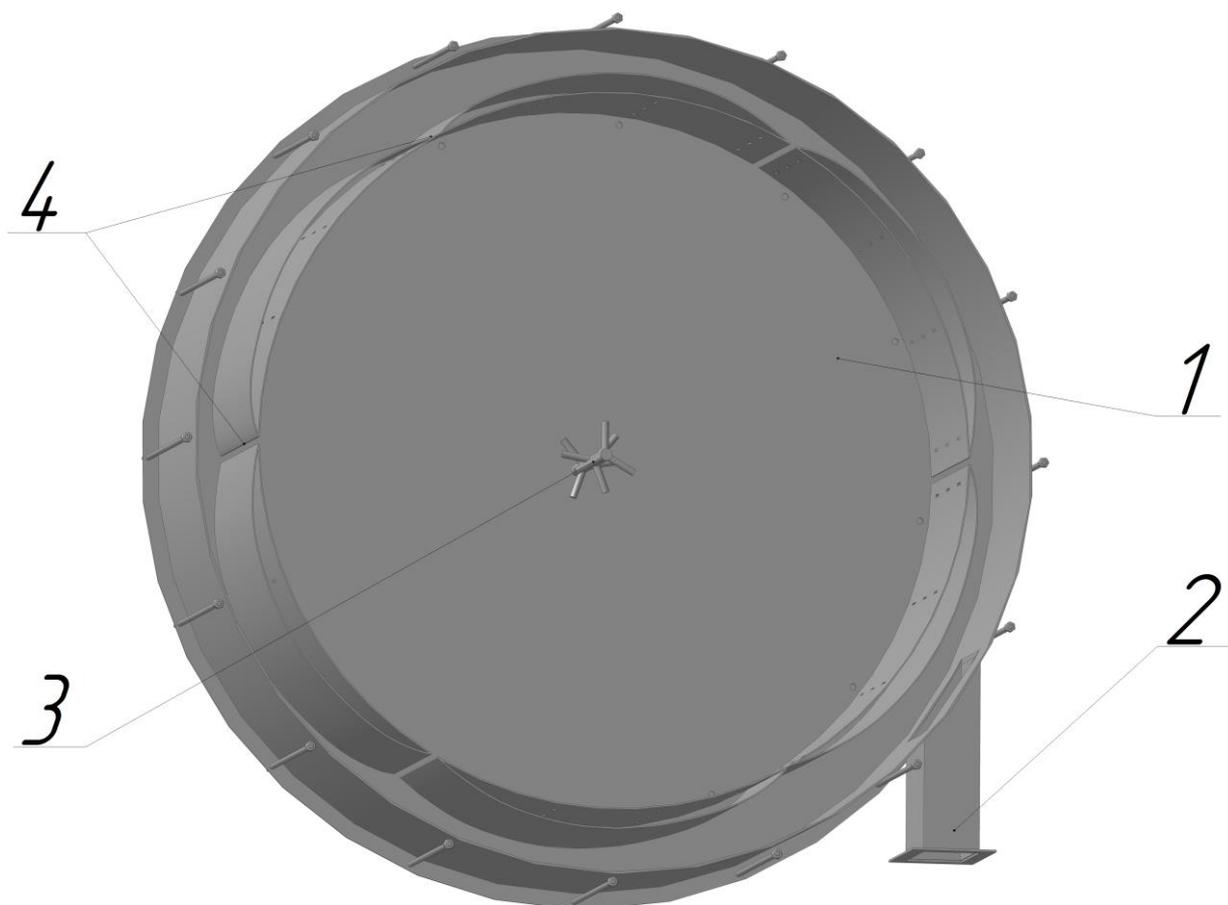


Рисунок 2.2 – Внешний вид ВРПМА: 1 – вихревая массообменная камера; 2 – патрубок подачи воздуха; 3 – распылитель жидкости; 4 – тангенциальные щели для подачи воздуха

2.2.2 Конструкция экспериментального стенда для изучения массообмена в процессах абсорбции (десорбции)

Для изучения процесса массообмена был специально создан экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 2.2.

Исследования кинетических закономерностей массоотдачи в жидкой фазе в ВРПМА проводились в условиях десорбции труднорастворимого углекислого газа из воды потоком воздуха.

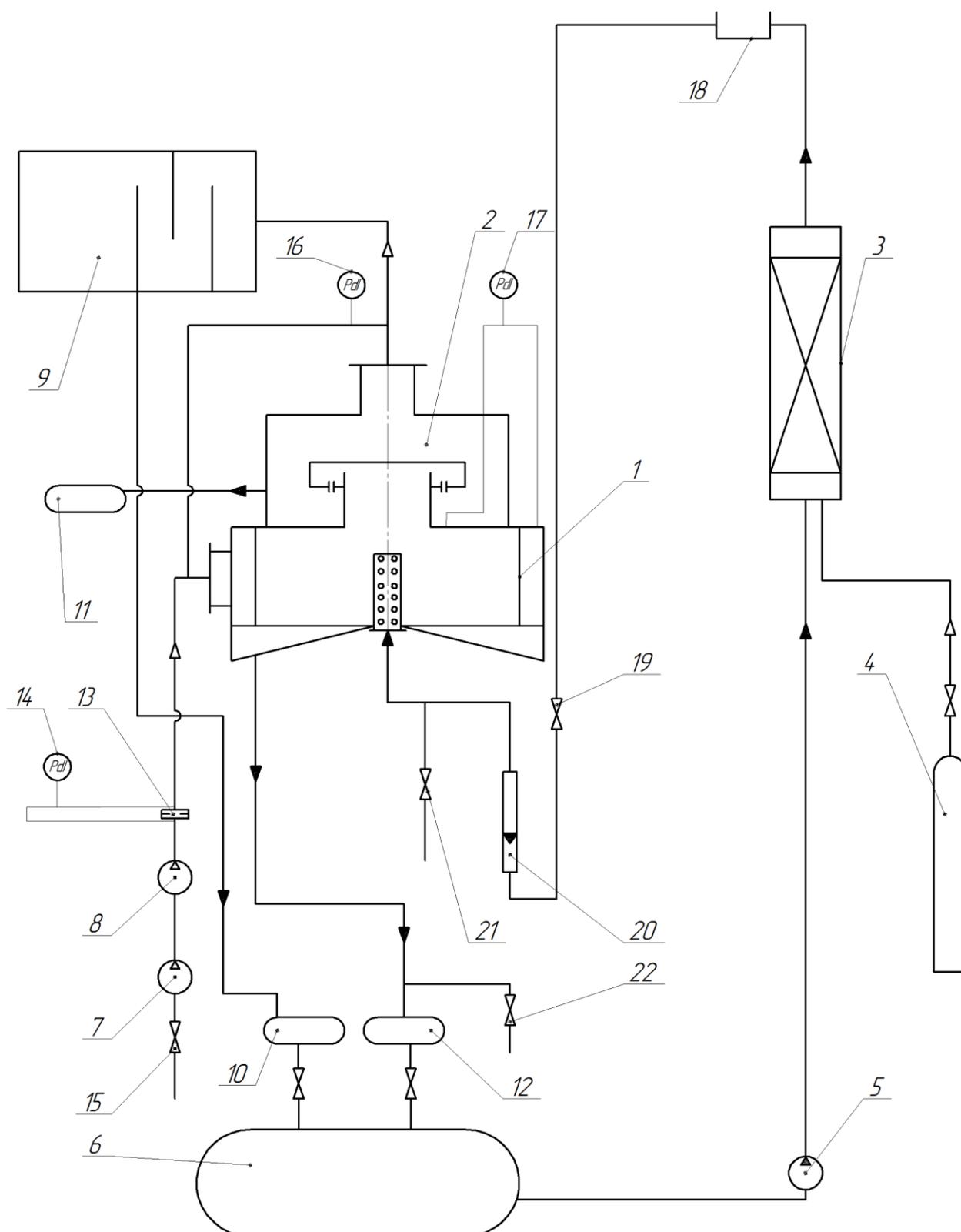


Рисунок 2.2 – Схема экспериментального стенда для изучения массообмена в процессах абсорбции (десорбции)

Стенд состоит из 1 – вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата; 2 – сепаратора; 3 – абсорбционной насадочной колонны, заполненной кольцами «Рашига»; 4 – баллоном с CO_2 с редуктором

давления; 5 – насоса для подачи жидкости в абсорбционную колонну; 6 – сборника жидкости; 7 и 8 – вентиляторов высокого давления (ВВД-5); 9 – лабиринтного брызгоуловителя с фильтрами тонкой очистки; 10 – емкости для сбора жидкости, улавливаемой в лабиринтном брызгоуловителе; 11 – емкости для сбора жидкости, улавливаемой в сепараторе; 12 – емкости для сбора жидкости, выходящей из ВРПМА; 13, 14 – расходомера воздуха переменного перепада давления и дифференциального манометра соответственно; 15 – вентиля регулирования количества воздуха, подаваемого вентилятором; 16 – манометра для измерения потерь давления в целом по ВРПМА; 17 – манометра для измерения потерь давления в рабочей камере ВРПМА; 18 – дегазатора; 19 – вентиля регулирования подачи жидкости на распыление; 20 – ротаметра для измерения расхода жидкости, подаваемой на распылитель; 21 – вентиля отбора проб жидкости, подаваемой на распылитель; 22 – вентиля отбора проб жидкости, отводимой из ВРПМА.

Массообменная камера представляет собой цилиндрическую емкость диаметром 600 мм и высотой 250 мм. Газ вводится по периферии через тангенциальные щели. Жидкость подается в аппарат через распылитель, закрепленный на торцевой крышке (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 – Внешний вид массообменной вихревой камеры

На периферии массообменной камеры, в нижней части цилиндрического корпуса, расположен ряд тангенциальных щелей для отвода жидкости из вихревой камеры, по всей

длине соединенные с емкостью для сбора жидкости. Из этой емкости

жидкость через патрубок удаляется из аппарата.

Массообменный аппарат работал следующим образом. Газ, который вводился в массообменную камеру через тангенциальные щели, двигался к центру, создавая тем самым мощный вихревой поток со значительным увеличением окружной скорости к центральной области, где в радиальном направлении в массообменную камеру вводилась жидкость. Происходит распыление струй жидкости на капли, которые вовлекаются во вращательное движение вокруг оси аппарата и движутся к цилиндрической стенке камеры, оседают на ней, и в виде пленки через щели в нижней части корпуса жидкость удаляется из аппарата.



Рисунок 2.4 – Внешний вид стенда для изучения массообмена в процессах абсорбции (десорбции)

2.3 Методика определения гидродинамических характеристик аппарата

Регулирование расхода воздуха осуществлялось за счет изменения проходного сечения шиберной заслонкой, расположенной в схеме экспериментальной установки после вентилятора высокого давления.

Для измерения расхода, газодинамического сопротивления газового потока, полного и статистического давлений на входе и выходе из аппарата предусмотрены специальные узлы из спаренных трубок полного и статистического давлений (трубки Пито-Прандтля), соединенных импульсными трубками с микроманометрами с наклоненной трубкой. В качестве жидкости в последних использовался этиловый спирт. Трубки были вставлены в трубопроводы воздуха на входе и на выходе из аппарата.

Ошибка измерений полного и статистического давлений составляла не больше ± 1 мм спиртового столба.

Динамическое сопротивление $p_{\text{дин}}$, Па, определялось по уравнению

$$p_{\text{дин}} = p - p_{\text{ст}}, \quad (2.2)$$

где p – полное давление, Па; $p_{\text{ст}}$ – статистическое давление, Па.

Скорость газового потока в газопроводах v , м/с, определялась по уравнению [86]:

$$v = \sqrt{\frac{2(p - p_{\text{ст}})}{\rho_{\text{г}}}}, \quad (2.3)$$

где $\rho_{\text{г}}$ – плотность газа (воздух $\rho_{\text{г}} = 1,21$ кг/м³, при $T = 293$ К, $p = 101,3 \cdot 10^3$ Па), кг/м³.

Расход газа (воздуха) Q , м³/с, на модельной установке

$$Q = v \cdot S, \quad (2.4)$$

где v – средняя скорость газа, рассчитанная для сечения газопровода, м/с; S – площадь поперечного сечения газопровода в точке измерения, м².

Для исследования полей скоростей и давления в вихревом двухфазном газожидкостном потоке использовался шарообразный 5-канальный аэродинамический зонд (рис. 2.5). Для этого в конструкции крышки экспериментального аппарата предусмотрены отверстия с шагом 100 мм. Конструкция предусматривала перемещение зонда вдоль высоты рабочего пространства аппарата с точностью 1 мм и вращения на угол с точностью до 1° (рис. 2.6). Отверстия в крышке, временно не использовавшиеся, заглушались резиновыми пробками.

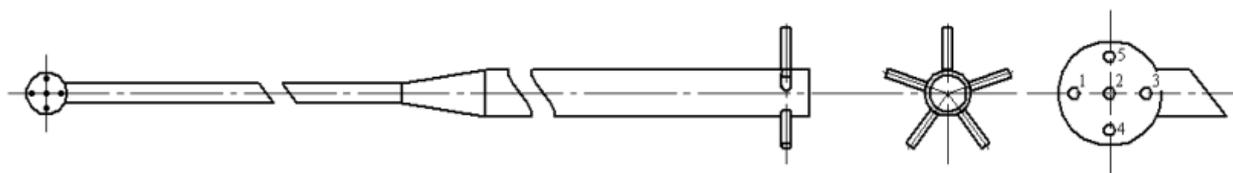


Рисунок 2.5 – Схема 5 –канального аэродинамического зонда

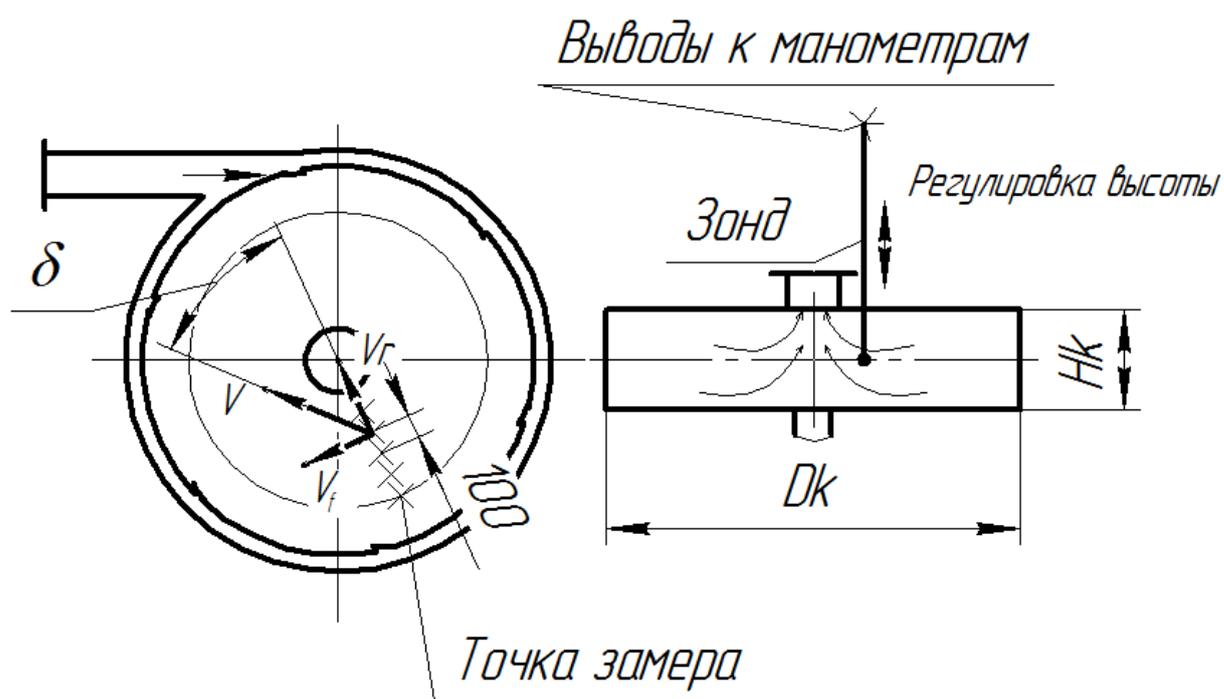


Рисунок 2.6 – Схема проведения замеров полей скоростей и давлений в ВРПМА

Аэродинамический зонд импульсными трубками соединялся с U – образными микроманометрами, с помощью которых вели регистрацию данных. Для уменьшения пульсаций столба жидкости в микроманометре применялись демпфирующие вставки в резиновые шланги.

Вращая шар вокруг держателя, необходимо достичь такого положения в пространстве (угол ϕ), при котором давление в точках 4 и 5 будет одинаковым. В таком положении вектор скорости газового потока будет находиться в плоскости, проходящей сквозь отверстия 1-2-3. После этого задача упрощается до определения его значения и направления в этой плоскости, которое соответственно определяется по лимбу.

Определение направления (угол δ , образованный вектором скорости с осью центрального отверстия 2 в плоскости 1-2-3 отверстий шарика зонда) и величины скорости газового потока v , м/с, а так же давления p , Па, в данной точке ВРПМА возможно согласно уравнениям [86л]:

$$\delta = f(K_\delta); K_\delta = \frac{K_3 - K_1}{K_2 - K_4} = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_4}; \quad (2.5)$$

$$v = \sqrt{\frac{2\rho_{ж}(h_2 - h_4)}{\rho_{Г}(K_2 - K_4)}}, \quad (2.6)$$

$$p = p_{ст} - p_{атм} = \rho_{ж} \left(h_2 - \frac{h_2 - h_4}{K_2 - K_4} \right), \quad (2.7)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление, Па, $\rho_{ж}$ – плотность жидкости в микроманометре (C_2H_5OH $\rho_{ж} = 790$ кг/м³ при условии, что проведение экспериментальных исследований в лабораторных условиях $T = 293$ К, $p = 101,3 \cdot 10^3$ Па), кг/м³; h_i – высота столбиков жидкости в трубках соответствующих манометров, м; K_i – тарировочные коэффициенты, что определяемые при тарировании зонда на специальном стенде по известному направлению и значениям скорости и давления с построением тарировочных зависимостей $K_i = f(\delta)$.

При значительных углах δ для определения скорости v , м/с, можно воспользоваться зависимостью

$$v = \sqrt{\frac{2\rho_{ж}(h_3 - h_1)}{\rho_{Г}(K_3 - K_1)}}. \quad (2.8)$$

При наличии расхождений значений, определенных по зависимостям (2.6) и (2.8), не превышающих 2-3 %, скорость газа определяем как среднеарифметическое значение.

Если начало координат расположить так, чтобы ось y была направлена вдоль держателя, ось z – перпендикулярно площади пересечения исследований, а ось x перпендикулярно площади yz , то определение проекций вектора скорости на все эти оси координат будем проводить по зависимостям

$$\begin{cases} V_x = v \cos \delta \sin \varphi; \\ V_y = v \sin \delta; \\ V_z = v \cos \delta \cos \varphi. \end{cases} \quad (2.9)$$

2.4 Методика проведения исследований в процессах абсорбции (десорбции)

Исследования кинетических закономерностей массоотдачи в жидкой фазе в ВРПМА проводились в условиях десорбции труднорастворимого углекислого газа из воды потоком воздуха.

Согласно работам [55, 56, 57, 58] для данной системы основное сопротивление переносу вещества (99-99,5 %) сосредоточено в жидкой фазе, поэтому общий коэффициент массопередачи можно приближенно считать равным коэффициенту массоотдачи в жидкой фазе.

Насыщение воды углекислым газом проводилось в насадочной колонне при прямоточном движении фаз снизу вверх. За колонной был установлен дегазатор для удаления из воды газа, остающегося нерастворенным.

Количество циркулирующей воды, замерялось ротаметром РС-5, а количество воздуха – диафрагмой. Температура воды и воздуха на входе и выходе из тарелки измерялась термометром сопротивления с автоматическим мостом.

В процессе экспериментов проводились отборы проб жидкости из аппарата. После установки необходимых расходов воды, углекислоты и воздуха отбирались пробы жидкости, которые на каждом режиме

дублировались не менее 3 - 4 раз. Пробы жидкости отбирались в калиброванные измерительные пипетки емкостью 50 моль, нижние и верхние концы которых были оснащены кранами. На отборе жидкости пипетки устанавливались в вертикальном положении на специальном щите и соединялись шлангами со штуцерами отбора жидкости на тарелке.

Жидкость самотеком поступала в пипетки и, пройдя через них, сливалась в сборник жидкости. Скорость протекания жидкости через пипетки устанавливалась такой, при которой вполне исключался проскок газа. После того как через каждую пипетку проходило количество жидкости, равное примерно 4–5 объемам пипетки, краны перекрывались и в пипетках отмерялся строго определенный объем жидкости с растворенной углекислотой.

Анализ углекислоты в жидкости проводился по методике [59], основанной на титровании раствора углекислоты 0,01-0,05N раствором NaOH. Титрование осуществлялось с помощью рН-метра типа рН-340 до величины рН = 8,3. В таком растворе содержание углекислоты практически равно нулю.

Концентрация углекислого газа в растворе определялась по формуле:

$$x = \frac{44 \cdot V_1 \cdot N \cdot K}{V_2}, \quad (2.10)$$

где x – концентрация CO_2 в растворе, кг/м^3 ; 44 – грамм-эквивалент CO_2 ; V_1 – объем раствора NaOH, израсходованный на титрование, мл.; N – нормальность раствора NaOH; K – поправочный коэффициент к нормальности; V_2 – объем анализируемой пробы, мл.

В связи с маленькими концентрациями CO_2 в газе и большой константой фазового равновесия в системе углекислый газ-вода ($m_{yx} = 1440$) влиянием газовой фазы на движущую силу процесса десорбции можно пренебречь, а эффективность рассчитать по уравнению

$$E_{M_x} = \frac{x_1 - x_2}{x_1}, \quad (2.11)$$

где E_{M_x} – эффективность по Мерффри.

Число единиц переноса при маленьких концентрациях компонента равно [60]:

$$N_x = \ln \frac{x_1}{x_2}, \quad (2.12)$$

или выразив через объемный коэффициент массоотдачи:

$$N_x = \frac{\beta_{X_V} \cdot V_{an}}{Q_g}, \quad (2.13)$$

где V_{an} – объем рабочей камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата, м³; Q_g – нагрузка по жидкой фазе, м³/с; β_{X_V} – объемный коэффициент массоотдачи в жидкой фазе, 1/с.

Из уравнения (2.4) объемный коэффициент массоотдачи в жидкой фазе равен

$$\beta_{X_V} = \frac{N_x Q_g}{V_{an}}. \quad (2.14)$$

Число единиц переноса в выражении (2.5) определяется по уравнению (2.3). В условиях эксперимента температура жидкости изменялась, поэтому значение β_{X_V} приводилось к значению температуры 20 °С. При десорбции из воды СО₂ в границах температур жидкости от 5 до 40 °С [60], $\beta_{X_V} \approx e^{0,023t_g}$, где t_g – температура жидкости, °С.

Таким образом, объемный коэффициент массоотдачи в жидкой фазе для вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата с поправкой на температуру

$$\beta_{X_V} = \frac{N_x Q_g}{\pi R_1^2 H} e^{0,023(20-t_g)}. \quad (2.15)$$

2.5 Рекомендованная методика проведения исследований вихрего распыливающего массообменного противоточного аппарата в процессе ректификации

В связи с тем, что в ВРПМА организовано противоточное движение фаз, особый интерес представляет использование такого аппарата в процессах ректификации. С этой точки зрения представляет интерес разработка методики исследования ВРПМА в подобных условиях, хотя в рамках данной работы такие исследования не планировались, но, основываясь на представляемые исследования гидродинамики, подобные рекомендации могут оказаться полезными ученым, работающим в данном направлении.

Масообменные характеристики ВРПМА в процессах ректификации необходимо исследовать на «горячем» стенде.

Эффективность массообменных процессов, протекающих в вихревом противоточном массообменном аппарате, в целом, определяется изменением концентраций паровой фазы до и после аппарата и жидкой фазы на входе и выходе из аппарата. При работе с бесконечным флегмовым числом о стабилизации протекающих процессов, можно судить по равенству концентраций фаз (x_1, y_2 и x_2, y_1).

Схема работы такой экспериментальной установки приведена на рис. 2.7. Пар из куба подается к исследуемому аппарату, проходит через массообменную камеру, где происходит контакт с жидкой фазой, и удаляется в конденсатор. Флегма из конденсатора подается к распылителю, вводится в массообменную камеру, где струи жидкости распыляются на капли. Капли вовлекаются во вращательное движение и под действием центробежных сил двигаются противоточно относительно пара вдоль радиуса вихревой камеры. Далее капли оседают на цилиндрической стенке, откуда через ряд щелей и камеру для сбора жидкости удаляются из аппарата в куб.

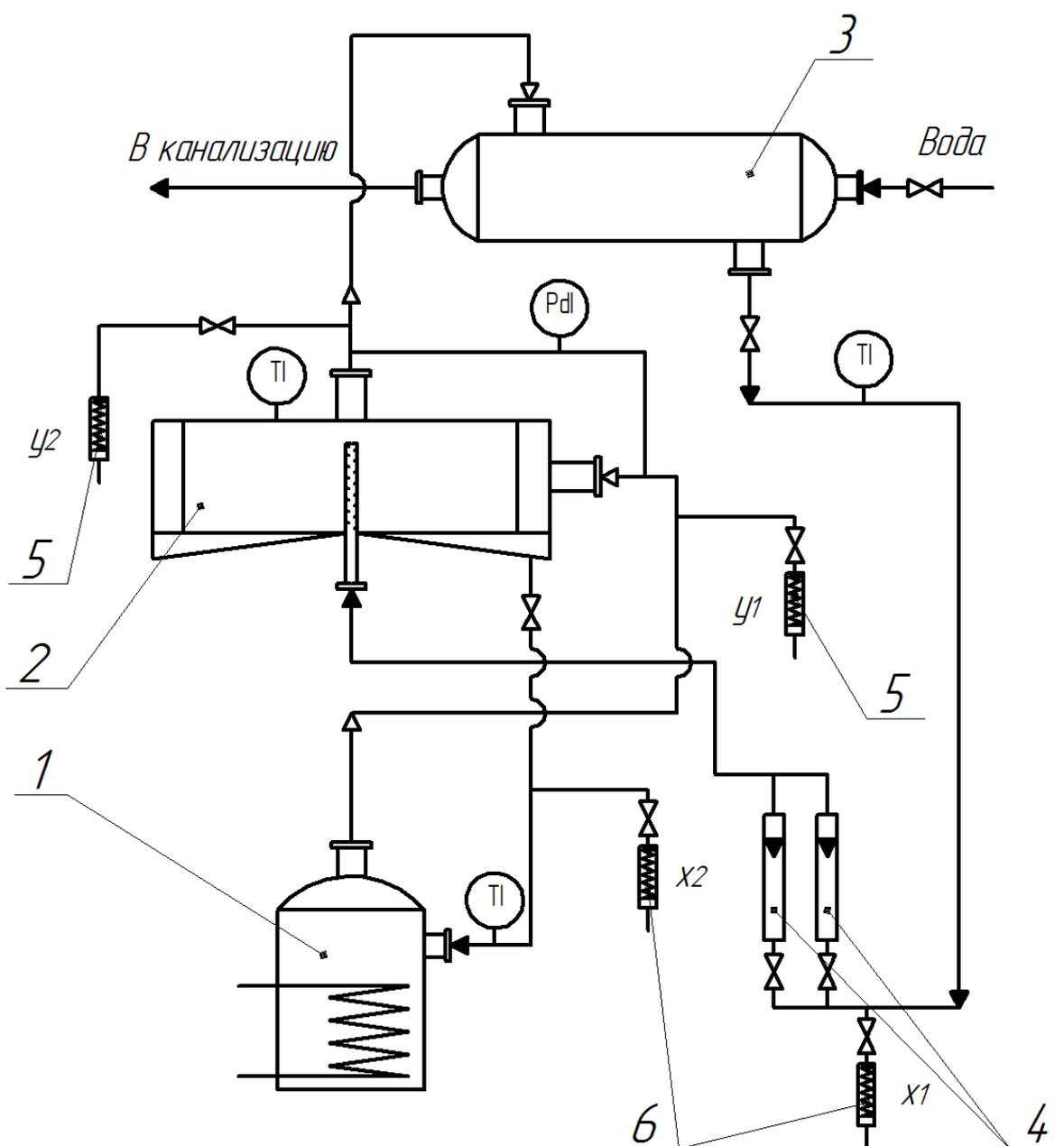


Рисунок 2.7 – Схема экспериментального стенда для проведения процесса ректификации: 1 – куб; 2 – вихревой аппарат; 3 – конденсатор; 4 – ротаметры; 5 – холодильник для отбора проб паровой фазы; 6 – холодильник для отбора проб жидкой фазы

Сопротивление аппарата может измеряться по перепаду давления между входным патрубком для подвода газа и патрубком отвода газа из аппарата если диаметры, а следовательно, и скорости движения пара в данных патрубках одинаковы.

2.6 Оценка ошибки методики исследований и ошибок измерений

Определение погрешности измерений проводилось по общепринятым рекомендациям [61, 62]. Для определения оптимального количества экспериментов и повышения их точности были использованы методы математической статистики [62, 63]. Все ошибки, возникающие в процессе проведения экспериментальных исследований, являются суммой случайных и систематических ошибок. Во избежание систематической ошибки все средства измерения были откалиброваны по образцовым приборам в условиях проведения экспериментов. Погрешность измерений при этом определялась классом точности средств измерения.

При проведении повторных измерений одной и той же величины, проведенных в одинаковых условиях, влияние случайных ошибок (после исключения систематических) можно оценить с определенной вероятностью [64]. В данной работе при обработке результатов ряда повторных измерений, содержащих случайные ошибки, находили среднее значение, которое является конечным результатом измерений, исходя из зависимости

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}, \quad (2.16)$$

где x_1, x_2, \dots, x_n – результаты повторных измерений; n – число измерений.

В остальных случаях для оценки случайной ошибки определяли дисперсию для серии параллельных экспериментов [65]:

$$S_i = \frac{1}{n-1} \left(\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right) \quad (2.17)$$

Наибольшую вероятную ошибку отдельного измерения определяли по правилу трех сигм [61, 62]:

$$\Delta = 3\sigma, \quad (2.18)$$

где $\sigma = \sqrt{S}$ – среднеквадратическое отклонение.

Двусторонний доверительный интервал среднего арифметического значения ε определяли по зависимости [63] для доверительного интервала $P = 0,95$:

$$\varepsilon = t_p \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (2.19)$$

де t_p – критерий Стьюдента.

Среднеквадратическую погрешность косвенных измерений определяли по зависимости [61]

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \Delta \cdot x_i \right)^2}, \quad (2.20)$$

где $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$

В процессе исследований при определении ряда величин необходимо пользоваться одновременно несколькими способами и методиками измерений и соответственно учитывать общую погрешность таких исследований. Для учета общей погрешности использовали правило «суммации погрешностей» [61-63]. Если результат является функцией произведений или отношений нескольких величин, то квадрат относительной погрешности результата равен сумме квадратов относительных погрешностей отдельных измерений. Таким образом:

$$\delta^2 = \sum_{i=1}^n \delta_i^2, \quad (2.21)$$

де $\delta_i = \frac{\Delta}{N_K - N_H} 100\%$ – приведенная допустимая ошибка прибора;

Δ – абсолютная ошибка; $N_K - N_H$ – диапазон показаний прибора;

δ – ошибка результата измерений.

Для оценки погрешности исследований использовали описанный подход в каждом из измерений. Допустимые погрешности (или класс точности) для всех приборов, использованных в процессе исследований,

приведены в табл. 2.1.

Результаты оценки показывают, что использованные в процессе исследований измерительные приборы, не вносят существенной погрешности в определение давления и расхода газа и жидкости.

Таблица 2.1

Приведенные допустимые ошибки приборов

Измеряемая величина	Прибор измерения	Допустимая ошибка (класс точности)
1 Перепад давления	Микроманометр с наклонной трубкой ММН-240	Класс точности 1,0
2 Расход газа	Трубка Пито-Прандтля (использовалась в комплекте с ММН-240)	3%
3 Расход жидкости	Ротаметр РМ-0,25ЖУЗ	Класс точности 2,5

Выводы к разделу 2

- 1 Разработана схема экспериментального стенда для исследования гидродинамики вихревой массообменной камеры ВРПМА.
- 2 Проведен анализ и подобрано оборудование для замера полей скорости газового потока в рабочем пространстве вихревой камеры ВРПМА по ее высоте и вдоль радиуса.
- 3 Разработана методика проведения замеров полей скорости газового потока в вихревой массообменной камере ВРПМА.
- 4 На основании существующих методов замера параметров газового потока выделены методы обработки данных приборов для количественного расчета величин скоростей газа и систематизирован такой метод расчета.
- 5 Разработана методика замера массообменных характеристик ВРПМА в процессах абсорбции.
- 6 По данным из литературных источников проведен анализ работы ВРПМА в условиях ректификации, разработаны рекомендации для анализа характеристик и эффективности работы ВРПМА в таких процессах.
- 7 Разработана методика оценки ошибки измерений.

РАЗДЕЛ 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОКАПЕЛЬНОГО ПОТОКА В ЭЛЕМЕНТАХ ВИХВЕГО РАСПЫЛИВАЮЩЕГО МАССООБМЕННОГО ПРОТИВОТОЧНОГО АППАТА

3.1 Разработка физической модели движения газа и капель жидкости в рабочей камере вихрего распыливающего массообменного противоточного аппарата

Для разработки физической модели движения газокапельного потока в рабочей области вихревой массообменной камеры ВРПМА необходимо учитывать особенности движения как газового потока, так и условия и место распыления жидкости на капли. От этого зависит, в первую очередь, величина относительной скорости движения газовой (паровой) и жидкой фаз. С другой стороны, величина данной скорости оказывает влияние на величину капель жидкости. Если исходить из широко известной величины критерия Вебера, указывающего на то, что распад струй жидкости на капли наступает при значениях критерия вебера, равных ($We \approx 12-14$) [41], скорости в области распыления жидкости необходимо поддерживать равными 80–100 м/с. Такая скорость газового потока, который воздействует на струи жидкости, позволяет в данном случае получать мелкодисперсный распыл жидкости на капли малого размера. Величина таких капель должна достигать 50–10 мкм. Капли такого малого размера практически сразу вовлекаются во вращательное движение со скоростями, сходными по величине с окружными скоростями газа. В этом случае на капли будут действовать центробежные силы. Величина центробежных сил будет превышать величину аэродинамических сил, действие которых направлено от периферии вихревой массообменной камеры к ее центральной области.

Если соблюдается такое условие, то гидродинамическая обстановка в

вихревой массообменной камере будет такой, которая способствует преобладающему воздействию центробежных сил, действующих на капли и вовлекающих их от центра вихревой массообменной камеры к ее периферии. Малая величина аэродинамических сил, зависящих от величины радиальной составляющей скорости газового потока, не создаст условий, чтобы вовлекать капли жидкости в прямоточное с газом движение капель от периферии вихревой камеры к ее центру. Такая гидродинамическая обстановка в вихревой массообменной камере дает предпосылки для устойчивого противоточного вдоль радиуса данной вихревой камеры движения вихревого потока газа (пара) и капельного потока жидкости.

Кроме того, необходимо учитывать и количество жидкости, которая находится в виде капель в вихревой массообменной камере. Количественно это можно учесть соотношением нагрузок по фазам.

Здесь действует следующий механизм. Капли жидкости вовлекаются во вращательное движение за счет энергии газового потока. Следствием такого взаимодействия газовой и жидкой фаз в виде капельного потока является уменьшение величины окружных скоростей газа. Это может привести к тому, что и величина центробежных сил, вовлекаемых капли в противоточное газу вдоль радиуса вихревой массообменной камеры, может уменьшиться [66]. Если такое уменьшение величин окружных скоростей произойдет и величина аэродинамических сил станет больше центробежных сил, то будет возникать повышенный брызгоунос. В свою очередь, это будет приводить к снижению эффективности работы ВРПМА и в конечном итоге может произойти полный срыв работы аппарата в режиме противотока.

Создание такой гидродинамики вихревой массообменной камеры, при которой реализуется устойчивое противоточное вихревое движение газа и капель жидкости в рабочей области данной камеры, и является задачей настоящей работы.

Исходя из требований к гидродинамике газового вихревого потока в рабочей области массообменной камеры ВРПМА, к физической модели

следует предъявить следующие требования:

- ✓ распыление жидкости на капли должно происходить в зоне наибольших скоростей газового потока;
- ✓ диаметр капель жидкости должен быть довольно малым, чтобы такие капли сразу вовлекались во вращательное движение с окружающими скоростями, соизмеримыми по своей величине со скоростями газового потока;
- ✓ величина тангенциальных составляющих полной скорости газового потока вдоль всего радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА должна быть такой, чтобы создавать центробежные силы, действующие на капли, которые должны преобладать над аэродинамическими силами, величина которых зависит от радиальной составляющей полной скорости газового потока;
- ✓ вовлечение капель жидкости во вращательное движение (после процесса распыления струй на капли) происходит за счет энергии газового потока, зависит от соотношения нагрузок по фазам и приводит к снижению величины окружных скоростей газового потока.

3.1.1 Организация распыливания жидкости на капли

В соответствии с основными требованиями к гидродинамике вихревых газокапельных потоков, которые были изложены в предыдущем разделе, рассмотрим особенности движения вихревого потока газа вдоль радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА.

Основываясь на выводах предыдущего раздела, можно сказать, что организовывать распыление струй жидкости на капли, с точки зрения получения малых размеров капель и, как следствие, развитой межфазной поверхности, необходимо в месте наибольших относительных скоростей фаз. Такой вывод следует из следующей зависимости [67]:

$$d_K = \frac{We \cdot \sigma}{\rho_2 V_{\max}^2}. \quad (3.1)$$

Геометрия вихревой рабочей камеры ВРПМА с указанием геометрических размеров и графиками изменения окружной и радиальной составляющих газового потока показана на рис. 3.1.

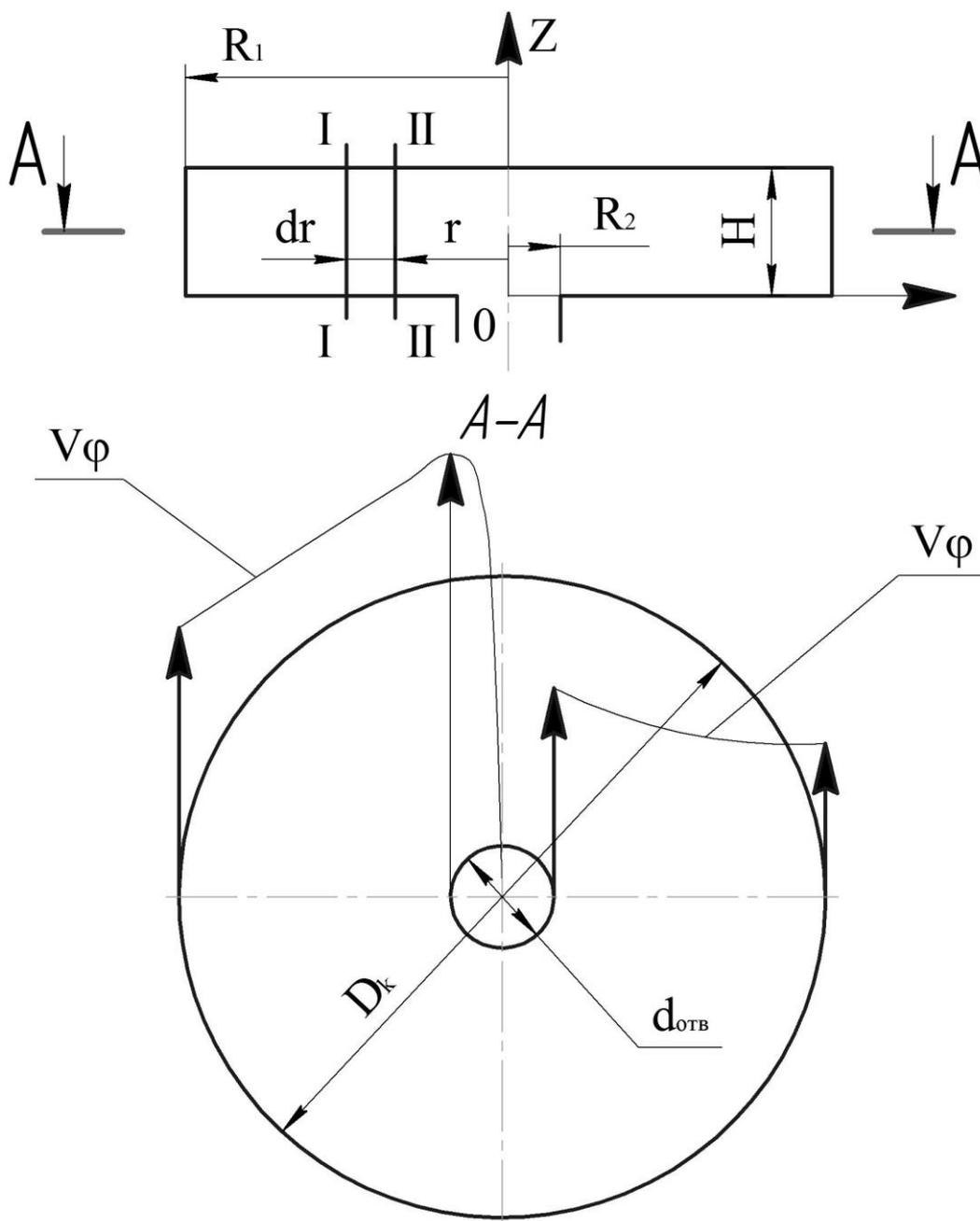


Рисунок 3.1 – Основные геометрические размеры рабочей вихревой массообменной камеры с указанием распределения окружной и радиальной составляющих газового потока вдоль радиуса

Из ранее приведенных литературных источников можно сделать вывод о том, что максимум величины окружной скорости газового потока находится в области начала поворота направления движения газа от радиального к осевому. Предположительно данный участок находится у края

выходного отверстия (патрубка) для газа в одной из торцевых крышек вихревой массообменной камеры с радиусом R_2 .

Далее от радиуса R_2 до центра вихревой камеры наблюдается резкое снижение величины окружной скорости газа до 0. Таким образом, распыление жидкости в области вихревой массообменной камеры с радиусом, меньшим величины R_2 может привести к негативным последствиям. В связи с падением величины окружных скоростей газового потока резко уменьшится и величина центробежных сил, действующих на капли жидкости. Капли будут уноситься газовым потоком к выходу из вихревой массообменной камеры за счет преобладающего воздействия аэродинамических сил. Основное воздействие будет оказывать возникающая осевая составляющая полной скорости газового потока. Как следствие такого перераспределения направления движения газа будет повышение брызгоуноса, отсутствие противоточного движения газовой и жидкой фаз и срыв работы ВРПМА.

Таким образом, основываясь на анализе движения газового потока в вихревой массообменной камере ВРПМА и его влиянии на размеры капель и направлении их движения, можно сделать первый важный вывод о месте расположения области распыла струй жидкости. Таким местом является область у цилиндрического сечения с радиусом R_2 .

Необходимо также учитывать и направление ввода струй жидкости в газовый поток из распылителя. На рис. 3.2 показано направление векторов соответствующих скоростей и радиальных и окружных составляющих как газового, так и жидкостного потока. Из представленной схемы становится очевидным, что распыление жидкости на капли происходит за счет воздействия окружной составляющей газового потока на истекающую струю жидкости. В данном случае величина относительной скорости фаз, которую необходимо учитывать при определении диаметра капель жидкости, будет равна

$$\vec{V}_{\max} = \vec{V}_{\varphi} - \vec{W}_{\varphi}. \quad (3.2)$$

Рассматривая представленную схему взаимодействия потоков и направления их движения, можно сделать несколько важных выводов о том, как влияет направление ввода струй жидкости из распылителя в область распыла вихревой массообменной камеры ВРПМА на дисперсность (размеры) получаемых капель жидкости.

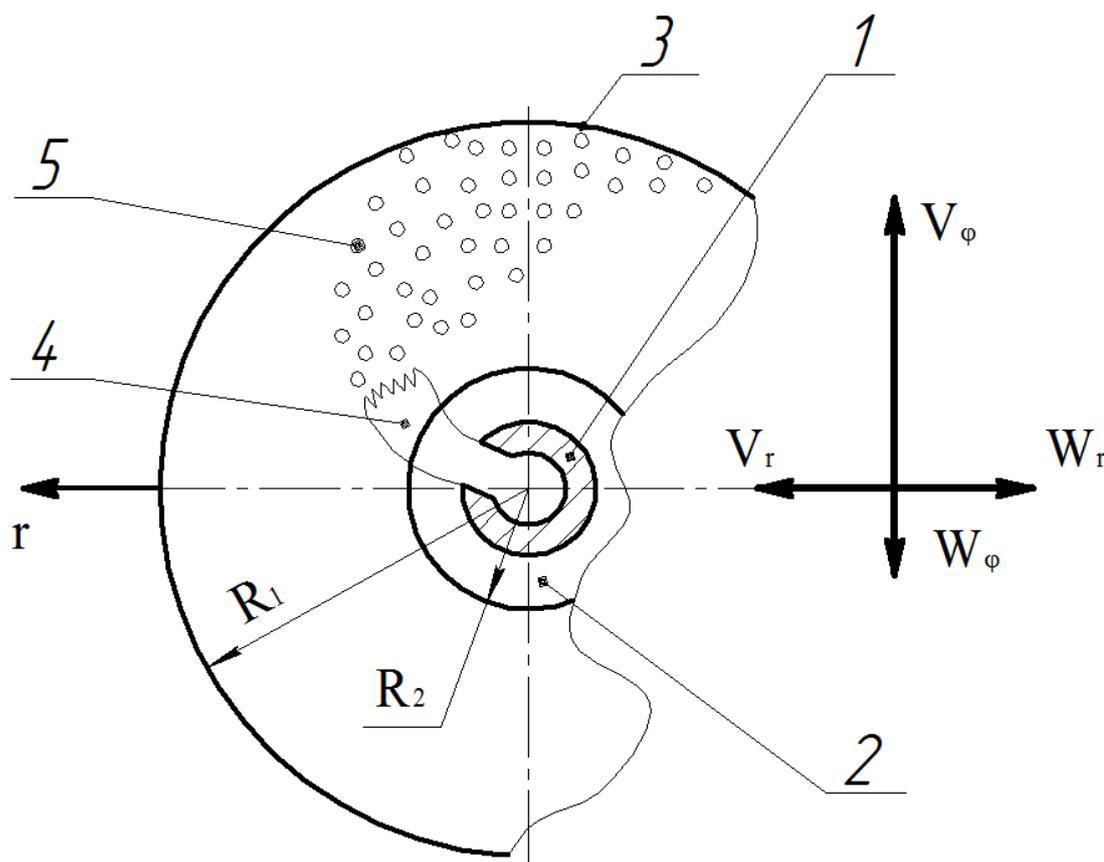


Рисунок 3.2 – Схема распада струи жидкости: 1 – распылитель; 2 – патрубок отвода газа; 3 – цилиндрическая стенка; 4 – сплошная струя жидкости; 5 – капли жидкости

Если вводить струи жидкости в область распыла с окружной скоростью, совпадающей по направлению с окружной скоростью газового потока, то величина V_{max} уменьшится. Это будет приводить к увеличению получаемых капель жидкости, уменьшению межфазной поверхности и снижению эффективности массопередачи в рабочей вихревой камере ВРПМА.

В то же время, со стороны газового потока будет меньше затрачено энергии на вовлечение капель жидкости во вращательное движение. Это приведет к тому, что скорости газового потока уменьшатся на небольшую величину. На капли жидкости будут действовать большие величины

окружных скоростей газового потока и, соответственно, величины центробежных сил. В рабочей массообменной камере ВРПМА будет существовать стабильное противоточное вдоль радиуса данной камеры движение капель и газового потока.

Если вводить струи жидкости в область распыла вихревой массообменной камеры ВРПМА с окружной скоростью, направление которой противоположно направлению окружной скорости газового потока, то величина V_{max} увеличится. Это сказывается положительно с той точки зрения, что величины получаемых в результате распыления капель жидкости уменьшатся. Величина межфазной поверхности в рабочей области вихревой массообменной камеры ВРПМА также увеличится. Создаются более благоприятные условия для проведения эффективного массообмена. Вместе с тем, ввод струй жидкости в направлении, противоположном направлению движения газового потока, приведет к снижению окружных скоростей газа. Это скажется и на уменьшении величины V_{max} и некотором увеличении диаметра получаемых капель жидкости, что является следствием вовлечения их во вращательное движение за счет энергии газового потока. Кроме того, снизятся величины центробежных сил, действующих на капли жидкости. Это может привести к тому, что величина аэродинамических сил, вовлекающих капли в прямоочное с газом движение от периферии вихревой массообменной камеры к ее центру, станут соизмеримы по величине с центробежными силами, которые увлекают капли в противоточное газу, вдоль радиуса массообменной камеры движение от ее центра к периферии. Возникает угроза повышения брызгоуноса, снижения эффективности работы ВРПМА и срыва работы ВРПМА в целом.

Таким образом, как направление ввода струй жидкости, которые подвергаются распыливанию за счет энергии газового потока, так и величины скоростей радиальных и окружных составляющих скорости струй жидкости необходимо учитывать при анализе гидродинамики газочапельного вихревого потока в рабочей камере ВРПМА. Изменяя данные величины, можно также

управлять газокапельным потоком и оказывал воздействие на эффективность работы ВРПМА в целом.

3.1.2 Движение газового потока в вихревой массообменной камере вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

В общем случае, для описания движения газового потока в рабочей области вихревой массообменной камеры ВРПМА применяют уравнения Навье-Стокса [68]. В соответствии с гипотезой Прандтля [68] напряжения в турбулентном потоке равны $\tau_{xy} = \rho \varepsilon dV/dy$ (где ε представляет собой коэффициент кинематической вязкости турбулентного потока, который зависит от траектории смешивания l [104] $\varepsilon = l^2 dV/dy$) или с учетом зависимости от траектории смешивания и окружной скорости [104] $\varepsilon = l^2 \partial/\partial r (V_\phi/r)$ (где $l = f(r)$). В этом случае коэффициент кинематической вязкости заменяют на коэффициент турбулентной вязкости. Данный подход позволил получить аналитическое решение этих уравнений в следующем виде [41]

$$V_\phi = \frac{V_{\phi_1} R_1 - V_{\phi_2} R_2}{R_1^{\text{Re}+2} - R_2^{\text{Re}+2}} r^{\text{Re}+1} + \frac{V_{\phi_2} R_2 R_1^{\text{Re}+2} - V_{\phi_1} R_1 R_2^{\text{Re}+2}}{R_1^{\text{Re}+2} - R_2^{\text{Re}+2}} r^{-1}. \quad (3.3)$$

Отметим, что хотя такое решение и дает возможность при помощи метода последовательных приближений определять радиальный размер вихревой массообменной камеры ВРПМА, а также анализировать влияние геометрических размеров вихревой камеры ВРПМА и граничных условий газового потока на гидродинамику газокапельного вихревого потока, но вносит неопределенность в саму методику расчета ВРПМА. Требуется предварительное определение значений скорости газового потока в цилиндрических сечениях на радиусе R_1 (радиус расположения тангенциальных щелей для ввода газового потока на периферии вихревой массообменной камеры) и радиусе R_2 (радиус патрубка отвода газового потока из вихревой массообменной камеры в одной из торцевых крышек). Для

этого необходимо привлечение дополнительной информации о результатах экспериментальных исследований гидродинамики таких вихревых камер, влияния основных геометрических размеров на гидродинамическую обстановку в ВРПМА, а также интуиции проектировщика, что оказывается не всегда удобным.

Целью настоящих теоретических исследований является получение аналитической зависимости, в которой, задаваясь граничными условиями для газового потока только на входе в вихревую массообменную камеру, можно однозначно получить основные геометрические размеры данной вихревой массообменной камеры и определить величину скоростей газа и капель жидкости на любом расстоянии по радиусу вихревой массообменной камеры:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} - \frac{V_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \\
 + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{V_r}{r^2} \right); \\
 V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r V_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \\
 + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right); \\
 V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \\
 + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} \right); \\
 \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} = 0.
 \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Для этого, принимая во внимание, что поток в рабочей вихревой массообменной камере ВРПМА осесимметричен [41], для решения поставленной задачи можно воспользоваться уравнениями Навье-Стокса в цилиндрической системе координат (3.4).

Если предположить, что газовый поток в вихревой массообменной камере ВРПМА осесимметричен и движение носит плоский характер, то математически данные допущения можно записать в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial}{\partial z} = 0; \quad V_z = 0.$$

Тогда вышеприведенная система уравнений Навье-Стокса (3.4) запишется в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} V_r(r) \left(\frac{d}{dr} V_\varphi(r) \right) + \frac{V_r(r) V_\varphi(r)}{r} = \varepsilon \left(\frac{d}{dr} \left(\frac{d}{dr} V_\varphi(r) \right) + \frac{d}{dr} \frac{V_\varphi(r)}{r} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right), \\ V_r \left(\frac{d}{dr} V_r(r) \right) - \frac{V_\varphi(r)^2}{r} = \frac{d}{dr} \frac{P(r)}{\rho}, \\ \frac{d}{dr} V_r(r) + \frac{V_r(r)}{r} = 0. \end{array} \right. \quad (3.5)$$

Как видно из третьего уравнения полученной системы, радиальная составляющая скорости газа зависит только от радиуса, и третье уравнение представляет собой дифференциальное уравнение в полных производных. Такое уравнение имеет простое решение:

$$V_r(r) = \frac{-C_1}{r} \quad (3.6)$$

Постоянную интегрирования C_1 можно определить из условия, что на радиусе R_1 нам известно значение радиальной составляющей газового потока. Величину этой скорости можно определить как

$$V_{r_1} = \frac{Q_g}{2\pi R_1 H}. \quad (3.7)$$

Тогда постоянная интегрирования будет равна

$$C_1 = V_{r1} \cdot R_1 \quad (3.8)$$

и выражение для определения радиальной составляющей скорости газового потока принимает вид

$$V_r = \frac{V_{R_1} R_1}{r}. \quad (3.9)$$

Теперь из первого уравнения рассматриваемой системы можно получить аналитическую зависимость, при помощи которой количественно описывается величина изменения окружной скорости газового потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА. Решаемое уравнение является дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами, но проведенные упрощения позволили свести зависимость к одной переменной, являющейся радиусом вихревой камеры ВРПМА. Дважды интегрируя данное дифференциальное уравнение, получаем аналитическую зависимость, в которую входят две постоянные интегрирования:

$$V_\varphi(r) = \frac{-C_2}{r} + C_3 r^{\left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon}\right)}. \quad (3.10)$$

Если исходить из того, что первая производная от полученного выражения для окружной скорости газового потока по радиусу вблизи точки с радиусом R_1 равна нулю, а выражение для этой производной имеет вид

$$\frac{d}{dr} V_\varphi(r) = -\frac{-C_2}{r^2} + \frac{C_3 r^{\left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon}\right)} (V_{r1} R_1 + \varepsilon)}{\varepsilon r}, \quad (3.11)$$

то вторым условием, позволяющим определить и вторую постоянную интегрирования, будет равенство окружной составляющей скорости газового потока, скорости истечения газа из входных тангенциальных щелей, расположенных на радиусе R_1 .

$$V_{r1} = \frac{Q_g}{H \cdot h_{щ} \cdot n_{щ}}. \quad (3.12)$$

Тогда получаем систему двух уравнений с двумя неизвестными:

$$0 = -\frac{C_2}{R_1^2} + \frac{C_3 R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) (V_{r1} + \varepsilon)}{\varepsilon R_1},$$

$$V_{\varphi 1} = \frac{C_2}{R_1} + C_3 R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right). \quad (3.13)$$

Решая эту систему, получаем выражения для постоянных интегрирования:

$$-C_2 = \frac{V_{\varphi 1} R_1 (V_{r1} R_1 + \varepsilon)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1},$$

$$-C_3 = \frac{\varepsilon V_{\varphi 1} R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1}. \quad (3.14)$$

Таким образом, получаем аналитическое выражение, при помощи которого можно количественно определять величину окружной скорости газового потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА. Для этого необходимо задаваться граничными условиями. Такими граничными условиями являются количественные данные об окружной скорости газового потока на радиусе, равном радиусу расположения тангенциальных щелей для ввода газового потока в вихревую рабочую камеру ВРПМА. Как указывалось ранее, эти данные можно получить, зная геометрические размеры тангенциальных щелей для ввода газа в рабочую камеру ВРПМА, количество этих щелей и заданную высоту этой вихревой массообменной камеры. После подстановки значений констант, полученных в результате решения дифференциального уравнения, формула для определения окружной скорости газового потока вдоль радиуса массообменной камеры ВРПМА принимает вид

$$V_{\varphi}(r) = \frac{V_{\varphi 1} R_1 (V_{r1} R_1 + \varepsilon)}{(2\varepsilon + V_{r1} R_1) r} + \frac{\varepsilon V_{\varphi 1} R_1 \left(\frac{-V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) r \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1}. \quad (3.15)$$

Для количественного решения этого математического выражения и облегчения анализа целесообразно данное выражение записать в следующем упрощенном виде:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{1}{(2\varepsilon + V_{r1} R_1) r} \left(V_{\varphi 1} \left(R_1^2 V_{r1} + R_1 \varepsilon + \varepsilon R_1 \left(\frac{-V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) r \left(\frac{V_{r1} R_1 + 2\varepsilon}{\varepsilon} \right) \right) \right). \quad (3.16)$$

Полученные данные опубликованы в работе [41].

С целью анализа полученного выражения, выяснения, насколько полученные при помощи этого выражения результаты отличаются от применяемых ранее для анализа гидродинамической обстановки в вихревых камерах, проиллюстрируем проводимые расчеты в виде графических зависимостей.

Для начала сравним получаемые в результате расчетов по выведенной в данной работе формуле данные с результатами расчетов, например, для потока идеального газа.

Известно, что выражение для определения окружной скорости в идеальном газовом потоке (без учета вязкости) можно получить рассматривая выражение для закона сохранения момента количества вращательного движения, которое описывается следующей формулой:

$$m_i \frac{d}{dt} (r V_{\varphi}) = 0, \quad (3.17)$$

где m_i – масса i – того объема газа.

Рассматриваем эту математическую запись из условия, что $m_i \neq 0$ и $dt \neq 0$. Тогда получаем условие, что

$$d(r V_{\varphi}) = 0. \quad (3.18)$$

Раскрывая это уравнение, принимая во внимание, что величина « r » является переменной, получаем дифференциальное уравнение

$$V_{\varphi}(r) + r \left(\frac{d}{dr} V_{\varphi}(r) \right) = 0, \quad (3.19)$$

решение которого будет таким:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{-C_1}{r}. \quad (3.20)$$

Постоянную интегрирования $-C_1$ можно определить из граничных условий на входе в вихревую массообменную камеру. То есть при $r = R_1$ принимаем, что величина окружной скорости будет известна и равна $V_{\varphi} = V_{\varphi 1}$.

При данных условиях постоянная интегрирования будет равна

$$-C_1 = V_{r1} R_1. \quad (3.21)$$

Окончательное выражение для определения величины окружной скорости идеального газового потока (без учета влияния вязкости) принимает вид

$$V_r(r) = \frac{V_{r1} R_1}{r}. \quad (3.22)$$

Рассмотрим на примере, как отличаются расчеты, полученные из выражения (3.16), являющегося уточненным решением для определения окружной скорости вязкого газового потока и полученного в настоящей работе, и из выражения (3.20), определяющего величину окружной скорости идеального газового потока. Оба выражения выведены из предположения о плоском вихревом движении газового потока.

Для примера возьмем вихревую массообменную камеру с радиусом расположения тангенциальных щелей (это и радиус самой вихревой камеры), равным $R_1 = 0,7\text{ м}$, величиной радиальной составляющей полной скорости газового потока на этом радиусе, равной $V_{r1} = 1\text{ м/с}$, величиной окружной составляющей скорости на этом же радиусе вихревой камеры,

равной $V_{\varphi 1} = 33 \text{ м/с}$. Ограничим рассматриваемый участок вдоль радиуса вихревой камера радиусом патрубка отвода газа из вихревой камеры, предполагая, что его величина равна $R_2 = 0,1 \text{ м}$. Такое ограничение оправдано ранее проведенным анализом имеющихся сведений о гидродинамике вихревой камеры, где указывалось на необходимость организации распыливания жидкости у входной кромки патрубка вывода газа, расположенного в торцевой крышке. При организации распыливания на меньшем радиусе капли будут попадать в осевой поток и уноситься с газом из массообменной камеры, что приведет к срыву работы аппарата.

Графики, иллюстрирующие сравнительные расчеты величин окружных скоростей идеального газового потока и вязкого газа для указанных размеров вихревой массообменной камеры и заданных граничных условий, показаны на рис. 3.3.

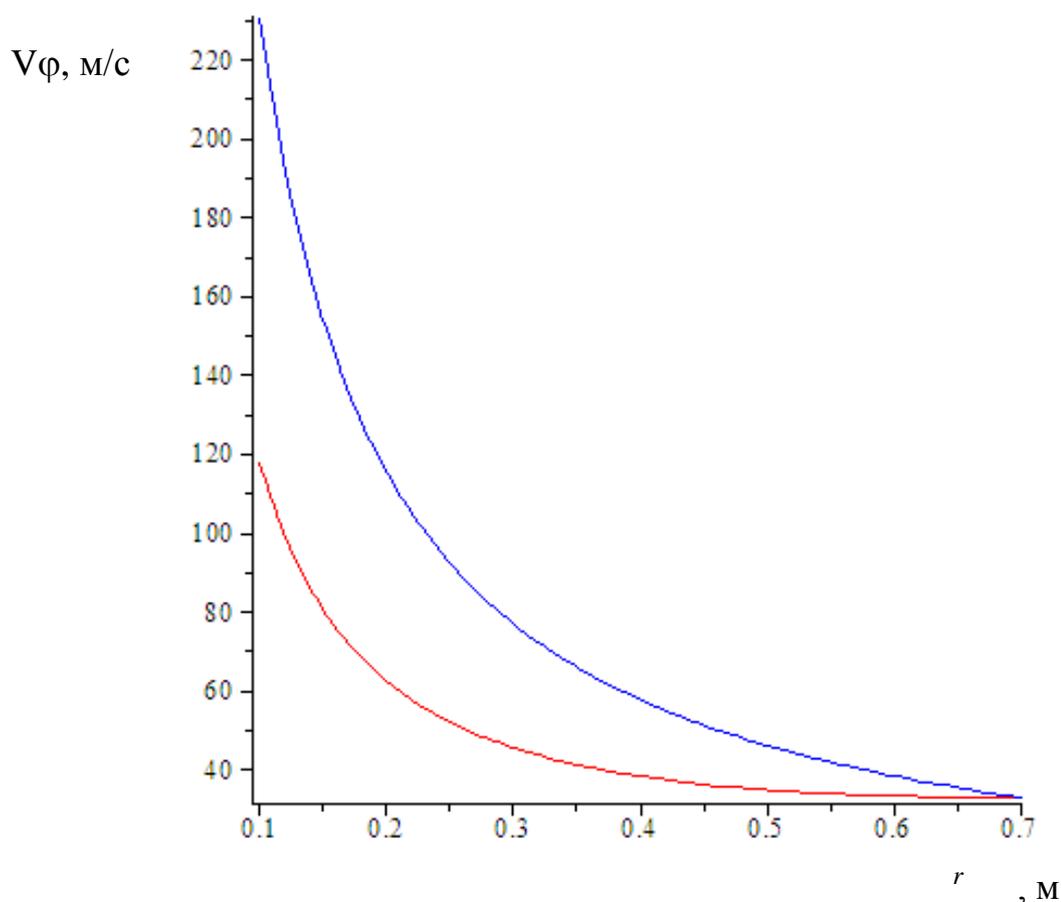


Рисунок 3.3 – Графики изменения окружной скорости газового потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры (верхняя линия – для идеального газа; нижняя линия – для вязкого газового потока)

Анализ получаемых графических зависимостей показывает существенное снижение величины окружной скорости вязкого газа по сравнению с окружной скоростью идеального газового потока. Такое различие подтверждается и в рассмотренных ранее работах различных авторов для разных конструкций вихревых камер. Задачей данной работы являются также и экспериментальная проверка полученного выражения (2.20) для определения окружной скорости вязкого газового потока в реальных условиях, и подтверждение возможности использования полученного выражения для вновь проектируемых вихревых массообменных аппаратов типа ВРПМА.

3.1.3 Движение газового потока при орошении вихревой массообменной камеры жидкостью

Из ранее рассмотренных литературных источников известно, что во вращательное движение вокруг оси вихревой массообменной камеры капли жидкости, получающиеся при выходе струй из распылителя, вовлекаются за счет энергии газового потока. При этом радиальная составляющая скорости газового потока на любом радиусе вихревой массообменной камеры остается практически постоянной. Такой вывод можно сделать из предположения, что расход газа через ВРПМА остается неизменным и после ввода жидкости через распылитель в вихревую массообменную камеру. Радиальная составляющая является расходной составляющей газового потока, и ее величина остается неизменной. Такой вывод следует и из рассмотрения результатов аналитического решения уравнений движения вязкой жидкости (3.22).

С другой стороны, выражение для определения радиальной составляющей скорости газового потока можно выразить через объемный расход газа в массообменной камере ВРПМА:

$$V_{r1} = \frac{Q_g}{2\pi rH}, \quad (3.23)$$

где величина « r » является в этом случае переменной.

Полученное выражение справедливо при постоянном значении высоты вихревой массообменной камеры « H », которое в случае непараллельности торцевых крышек вихревой камеры следует принимать как переменную величину.

Воспользуемся полученными ранее авторами работы выражениями для определения окружной скорости газового потока после ввода в него жидкости:

$$V_{\varphi}^* = V_{\varphi} - \left(\frac{L}{G} \right) W_{\varphi}, \quad (3.24)$$

где величины L и G – это массовые значения нагрузок по жидкой и газовой фазам соответственно.

Подставив в полученное выражение значение окружной скорости для газового потока без наличия в нем жидкости, получаем выражение

$$V_{ок}^* = V_{ок} - \left(\frac{\rho Q W_{ок}}{\rho_2 Q_2} \right) \frac{V_{\varphi 1} \left(R_1^2 V_{r1} + R_1 \varepsilon + \varepsilon R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) r \left(\frac{V_{r1} R_1 + 2\varepsilon}{\varepsilon} \right) \right)}{(2\varepsilon + V_{r1} R_1) r}, \quad (3.25)$$

из которого видно, что величина окружной скорости газового потока после ввода в него жидкости зависит от соотношения нагрузок по фазам о какой-то характерной для потока жидкости скорости капель на рассматриваемом радиусе вихревой массообменной камеры.

Зависимость окружной скорости газового потока после ввода в него жидкости имеет достаточно сложный вид. Связано это с тем, что определение значений скорости капель жидкости на каком-то радиусе вихревой массообменной камеры зависит от ряда таких факторов, как диаметр капли, коэффициент распыления, вязкость газового потока, значение

окружной скорости капли, имеющееся на этом радиусе, и, собственно, первоначальное значение окружных скоростей газа на этом радиусе массообменной камеры, с которым взаимодействует газовый поток.

Кроме того, величина окружной составляющей скорости капельного потока зависит и от ее радиальной составляющей скорости, что видно из следующего уравнения, являющегося частью уравнений системы, описывающей движение капли в цилиндрической системе координат в окружном направлении:

$$\frac{d}{d\tau}W_f(\tau) = -\frac{W_r(\tau)W_f(\tau)}{r} + \frac{1}{8} \frac{\psi\pi\rho_g d_k^2 (V_f(r) - W_f(\tau))^2}{m}. \quad (3.26)$$

С другой стороны, как видно из приведенного уравнения (3.26), окружная скорость капли жидкости зависит и от величины окружной скорости газового потока, с которым взаимодействует капля, а эта величина, в свою очередь, зависит от нагрузки по жидкости. Такое сложное переплетение взаимных воздействий ставит достаточно сложную задачу об определении скоростей капельного потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА для расчета сил сопротивления со стороны вязкого газового потока и центробежных сил, действующих на капли в результате их вращения вокруг оси вихревой массообменной камеры. Анализ соотношения этих сил в любой точке вдоль радиуса вихревой массообменной камеры, от ввода жидкости в газовый поток и образования капли соответствующего размера до достижения этой каплей цилиндрических стенок вихревой массообменной камеры на ее периферии, даст возможность достаточно точно определить гидродинамические условия стабильной работы вихревого аппарата ВРПМА с точки зрения осуществления регулярного противоточного движения вихревого потока капель жидкости и вихревого газового потока. Результаты такого анализа позволяют выдать достаточно точные рекомендации по технологическим параметрам эксплуатации аппаратов ВРПМА при проектировании вновь

разрабатываемого оборудования или использовании уже имеющихся аппаратов в изменившихся условиях производства.

3.2 Решение задачи о движении капельного потока жидкости в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

3.2.1 Постановка задачи о математическом описании движений капель в рабочей камере вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

В общем случае задача о движении капельного потока жидкости в вихревой массообменной камере ВРПМА является очень сложной задачей и в настоящее время сталкивается с рядом сложностей. Так, при решении такой задачи необходимо учитывать неоднородность потока капель, получающихся в результате распыливания струй жидкости в центральной области вихревой камеры, взаимное влияние потока капель друг на друга, воздействие капель и получаемые эффекты при столкновении капель и ряд других явлений.

Математическое описание такой задачи в общем виде весьма затруднено из-за сложности, с которыми сталкиваются при решении таких задач, в настоящее время неразрешимы.

Для поиска приемлемого решения приходится прибегать к ряду обоснованных упрощающих допущений, которые, при вводе их в условие задачи, с одной стороны, позволяют получить математические зависимости, решения которых возможны в численном и даже аналитическом виде, с другой стороны, такие упрощающие допущения позволяют получить численные решения с небольшой погрешностью, отличающиеся от реальной картины и гидродинамических характеристик промышленных, работающих в реальных условиях вихревых массообменных аппаратов.

Таким образом, основываясь на рассмотренных ранее в первом разделе

особенностях движения вихревых потоков газа и капель жидкости в рабочей области ВРПМА, для разработки математической модели движений капельного потока принимаем следующие упрощающие допущения, основанные на том, что в исследуемом противоточном движении микрокапель жидкости и газа представляет интерес описание движения отдельной капли жидкости, что можно аргументировать следующим образом:

- высокие относительные скорости газа и жидкости позволяют получить спектр капель, близкий к монодисперсному. Средний размер капель в этом случае определяется достаточно точно;

- на капли одинакового размера действуют одинаковые силы, и движение капель происходит по одинаковым траекториям. Вследствие этого в массообменной камере возникает упорядоченное движение дискретной фазы в виде капель и газового потока;

- при движении капель друг за другом на расстоянии $L > 10d_k$ и рядом на расстоянии $L > 3d_k$ гидродинамическим влиянием капель между собой можно пренебречь.

Поставленную задачу можно сформулировать и описать математически в двух направлениях.

Во-первых, для анализа, насколько быстро капли жидкости вовлекаются во вращательное движение и каких скоростей в зоне распыливания они достигают. Это позволит подтвердить высказанное ранее предположение о том, что капли малого диаметра практически сразу вовлекаются во вращательное движение с большими окружными скоростями, что достаточно для достижения величин центробежных сил, больших по величине, чем силы аэродинамического сопротивления. Это позволяет грамотно организовывать процесс распыливания с точки зрения отсутствия уноса жидкости из зоны распыливания в выходной патрубке газа.

Во-вторых, можно сформулировать и получить математическое

описание значений окружных и радиальных составляющих скорости капли в любой точке вихревой массообменной камеры ВРПМА. Такое решение математической задачи позволит получить зависимости скоростей по радиусу вихревой массообменной камеры.

Так как и одна, и вторая постановка описанных выше задач имеют востребованность при практическом применении в расчетах гидродинамики вихревых потоков газа и капель жидкости, вновь проектируемых ВРПМА, то последующие разделы настоящей работы и посвящены решению этих математических задач.

3.2.2 Определение времени вовлечения капель жидкости во вращательное движение

Для решения первой поставленной задачи воспользуемся известными уравнениями о движении частицы в вихревом осесимметричном потоке газа (3.27). При этом, исходя из ранее полученных решений и обоснований об отсутствии осевой составляющей скорости газового потока в рабочей области вихревой массообменной камеры, пренебрегаем третьим уравнением системы, которое описывает движение капли вдоль оси Z , т. е. вдоль оси массообменной камеры. Кроме того, предполагаем, что характерный диаметр получаемых капель жидкости очень мал (порядка до 100 мкм) и поверхностные силы в таких малых каплях достаточно велики, чтобы предотвратить деформацию капли газовым потоком и сохранить ее сферическую форму. Вводя геометрические характеристики капли, учитывая свойства газа и жидкости, уравнения движения капли в осесимметричном газовом потоке вихревой массообменной камеры принимают вид

$$\begin{cases} \frac{d}{d\tau} W_f(\tau) = -\frac{W_r(\tau)W_f(\tau)}{r} + \frac{1}{8} \frac{\psi\pi\rho_g d_k^2 (V_f(r) - W_f(\tau))^2}{m}, \\ \frac{d}{d\tau} W_r(\tau) = -\frac{W_f(\tau)^2}{r} + \frac{1}{8} \frac{\psi\pi\rho_g d_k^2 (V_r(r) - W_r(\tau))^2}{m} \end{cases}, \quad (3.27)$$

Решение данной системы уравнений сталкивается с трудностями, которые заключаются в невозможности получить решение в явном виде. Так, если, например, получаем решение для радиальной составляющей скорости капли жидкости в виде

$$W_r(\tau) = \frac{1}{d_k r \psi \pi \rho_g} \left(d_k r \psi \pi \rho_g V_r(r) + 2\sqrt{2} \times \right. \\ \left. \times \tan \left(\frac{1}{4} \frac{d_k W_f(\tau) \sqrt{\psi \pi \rho_g r m} (\tau + C_1) \sqrt{2}}{r m} \right) W_f(\tau) \sqrt{\psi \pi \rho_g r m} \right), \quad (3.28)$$

то выражение для определения другой составляющей, т. е. окружной составляющей скорости капли, необходимо решить в виде дифференциального уравнения:

$$\frac{d}{d\tau} W_f(\tau) = -\frac{1}{d_k^2 r \psi \pi \rho_g} \left(\left(d_k r \psi \pi \rho_g V_r(r) 2\sqrt{2} \tan \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\frac{1}{4} \frac{d_k W_f(\tau) \sqrt{\psi \pi \rho_g r m} (\tau + C_1) \sqrt{2}}{r m} \right) \times W_f(\tau) \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{8} \frac{\psi \pi \rho_g d_k^2 (V_f(r) - W_f(\tau))^2}{m} \right) \quad (3.29)$$

Согласно рекомендациям Е. Камке [41] направление решения таких уравнений состоит главным образом из поиска параметрического решения, например, случай, когда искомая величина определяется из уравнения, где существует функциональная зависимость вида $W_f = f(t, \text{diff}(W_f, t))$.

Пример такого решения приводится ниже (3.30).

$$Wr = -\frac{1}{\tau_1} r \left(-\text{RootOf} \left(r^2 \left(\begin{array}{l} \tau_1 W_{f1}^2 - Z^2 - 2\tau_1^2 W_{f1} - ZKV_f e^{-K\tau_1+2Z} + K^2 V_f^2 \tau_1^3 e^{2-Z-K\tau_1} + \\ + 2\tau_1^2 W_{f1} ZKV_f e^{\frac{K\tau_1^2 - Z\tau_1 - Z\tau}{\tau_1}} - 2K^2 V_f^2 \tau_1^3 e^{\frac{K\tau_1^2 - Z\tau_1 - Z\tau}{\tau_1}} - \\ - 2\tau_1^2 W_{f1} - Z^2 e^{\frac{K\tau_1^2 - Z\tau}{\tau_1}} + KV_f e^{\frac{K\tau_1^2 - Z\tau_1 - Z\tau}{\tau_1}} + \\ + 2K^2 V_f^2 \tau_1^3 e^{\frac{K\tau_1^2 - Z\tau_1 - Z\tau}{\tau_1}} - K_r V_r \tau_z^2 e^{\frac{\tau(K\tau_1 - 2z)}{\tau_1}} + K_r W_{r1} \tau_{1z}^2 e^{\frac{\tau(K\tau_1 - 2z)}{\tau_1}} - r^2 K_z e^{\frac{K\tau_1^2 - z\tau}{\tau_1}} \end{array} \right) \right) \right) \quad (3.30)$$

Из приводимого анализа можно сделать вывод, что в связи с тем, что поиск решения о движении капли и нахождении зависимости скоростей капли от времени в фиксированной точке вихревой массообменной камеры сталкивается с определенными трудностями, целесообразно провести такой анализ путем решения вышеприведенной системы уравнений в численном виде.

На рис. 3.4 приводится пример такого решения. Расчеты для газового потока на радиусе, равном радиусу распыливания жидкости, проводились по выведенной ранее в настоящей работе аналитической зависимости.

В виде графических зависимостей показана зависимость возрастания составляющих скоростей жидкости (капли) во времени для окружных скоростей газового потока, равных 83 м/с, радиальной составляющей скорости газового потока, равной 9 м/с, и в случае проведения распыливания жидкости на капли на радиусе, который соответствует радиусу патрубка отвода газа из вихревой камеры, равном 0,05 м (для простоты расчетов здесь и далее приняты в качестве газовой фазы воздух, а в качестве жидкой – вода). Из полученных графиков можно сделать вывод о том, что ранее высказываемые предположения о практически моментальном вовлечении капель после распыления струй в области максимальных окружных скоростей газового потока во вращательное движение со скоростями, которые соизмеримы со скоростями газового потока.

Так, например, для приведенных выше условий время вовлечения капли во вращательное движение со скоростями, достаточными для создания поля центробежных сил, увлекающих капли противоточно газу от центра к периферии, составляет 0,002 с.

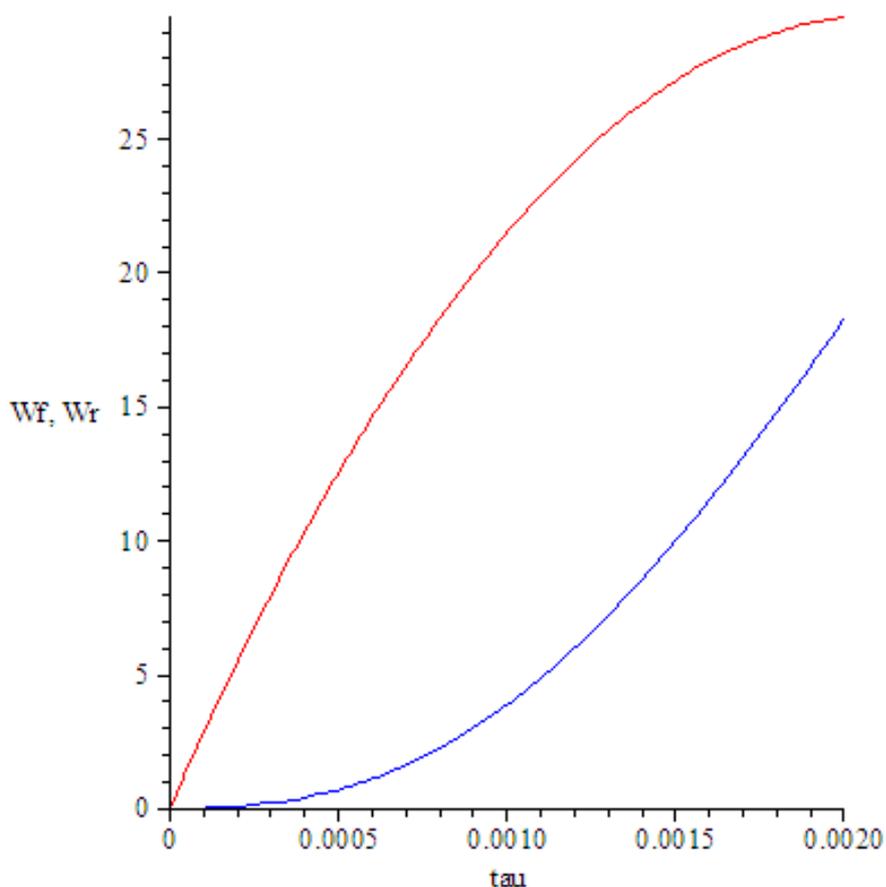


Рисунок 3.4– Зависимость изменения окружной составляющей (верхняя линия) и радиальной составляющей (нижняя линия) каплевого потока в области, близкой к радиусу распыливания для капель диаметром 100 мкм

Определенный интерес представляет теоретический анализ продолжительности вовлечения капель во вращательное движение в зависимости от диаметра получаемых капель жидкости.

На рисунках 3.5–3.7 приведены результаты расчетов изменения скорости вовлечения капель жидкости во вращательное движение в зависимости от изменения диаметра получаемых капель жидкости. Из приведенных графических зависимостей видно, что с увеличением диаметра капель жидкости происходит и увеличение времени вовлечения их во вращательное движение до величин скоростей соизмеримых со скоростями газового потока. Так, например, увеличение диаметра капли с 10 до 150 мкм приводит к возрастанию времени с $0,0008$ до $0,003\text{ с}$.

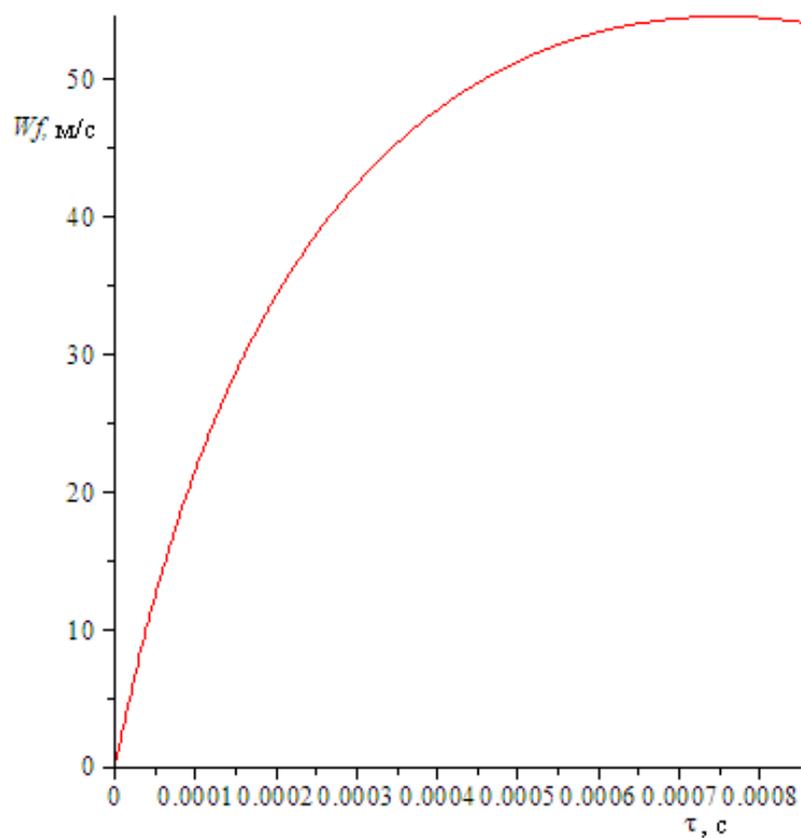


Рисунок 3.5 – Зависимость изменения окружающей составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания для каплей диаметром 10 мкм

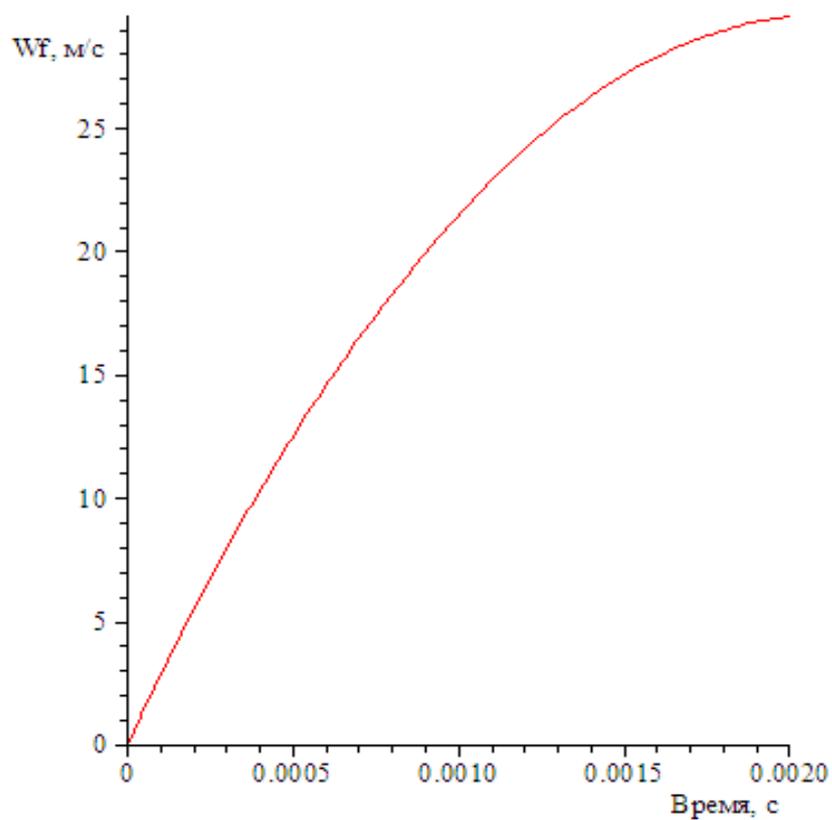


Рисунок 3.6 – Зависимость изменения окружающей составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания, для каплей диаметром 50 мкм

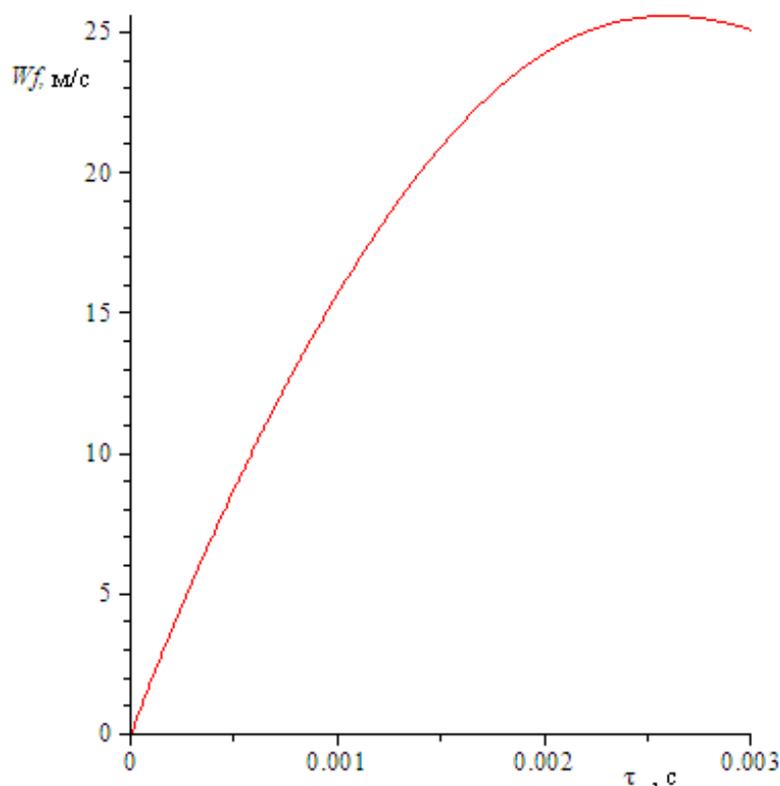


Рисунок 3.7 – Зависимость изменения окружной составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания, для капель диаметром 150 мкм

Таким образом, учитывая то, что распыление жидкости в рабочей камере ВРПМА происходит вблизи области перестройки направления движения газового потока от радиального к осевому, анализ скорости вовлечения распыляемых капель жидкости во вращательное движение имеет важное значение для создания гидродинамических условий, которые препятствовали бы вовлечению капель совместно с газовым потоком в патрубок отвода газа из рабочей камеры ВРПМА и срыву работы аппарата.

3.2.3 Определение скоростей капельного потока вдоль радиуса рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Для решения данной математической задачи в такой постановке использование системы уравнений, описывающих движение капли в осесимметричном вихревом газовом потоке, в вышеприведённой форме (3.27) невозможно, так как в рассматриваемой системе имеем два

дифференциальных уравнения, две неизвестные функции (W_φ и W_r) и две переменные независимые величины (τ и r). Решение данной системы дифференциальных уравнений становится возможным, если исключить из рассматриваемых уравнений переменную, обозначающую время, то есть τ .

Такое преобразование возможно провести, если принять во внимание кинематические зависимости вида

$$\begin{cases} \frac{dr}{d\tau} = W_r, \\ \frac{d\varphi}{d\tau} = W_\varphi. \end{cases} \quad (3.31)$$

Или получаем запись в виде, необходимом для определения $d\tau$:

$$\begin{cases} \frac{dr}{W_r} = d\tau, \\ \frac{d\varphi}{W_\varphi} = d\tau. \end{cases} \quad (3.32)$$

Подставляя полученные выражения в соответствующие уравнения системы (3.32), получаем преобразованную систему дифференциальных уравнений, в которой определяемые величины окружной скорости капли W_φ и радиальной составляющей скорости капли W_r являются величинами, зависящими только от одной переменной, которой в данном случае является радиус массообменной камеры r . Для того чтобы отличить преобразования, которые проводятся в данном подразделе, от преобразований аналогичной системы уравнений в предыдущем разделе, принимаем следующее обозначение комплекса величин:

$$K_l = \frac{1}{8} \frac{\psi \pi \rho_k d_k^2}{m}. \quad (3.33)$$

Получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} W_r(r) \left(\frac{d}{dr} W_r(r) \right) = \frac{W_\varphi(r)^2}{r} + K_l (V_r(r) - W_r(r))^2, \\ W_\varphi(r) \left(\frac{d}{d\varphi} W_\varphi(r) \right) = \frac{W_\varphi(r) W_r(r)}{r} + K_l (V_\varphi(r) - W_\varphi(r))^2. \end{cases} \quad (3.34)$$

Исходя из осесимметричности движения вихревых потоков в массообменной камере ВРПМА, записаны зависимости рассматриваемых составляющих скоростей капли только от радиуса массообменной камеры. Тогда выражение

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} W_\varphi(r) = 0. \quad (3.35)$$

Рассматриваемая система уравнений принимает вид

$$\begin{cases} W_r(r) \left(\frac{d}{dr} W_r(r) \right) = \frac{W_f(r)^2}{r} + K_l (V_r(r) - W_r(r))^2 \\ 0 = -\frac{W_\varphi(r) W_r(r)}{r} + K_l (V_\varphi(r) - W_\varphi(r))^2 \end{cases} \quad (3.36)$$

На рисунке 3.8 приведены результаты расчетов радиальной и окружной составляющих скорости капли для вихревой массообменной камеры с радиусом, на котором установлены тангенциальные щели для ввода газа, равным $R_1=0,15$ м, и радиусом отвода газа из массообменной камеры, равным $R_2=0,15$ м, от места ввода жидкости в центральной области вихревой камеры до цилиндрической стенки на ее периферии.

В результате математического анализа, проведенного в данном разделе, разработана методика расчета скоростей капельного потока в вихревой массообменной камере ВРПМА, которая позволяет проводить анализ силового воздействия на капли со стороны центробежных и аэродинамических сил для выявления режима устойчивого противоточного движения фаз в рабочей камере ВРПМА.

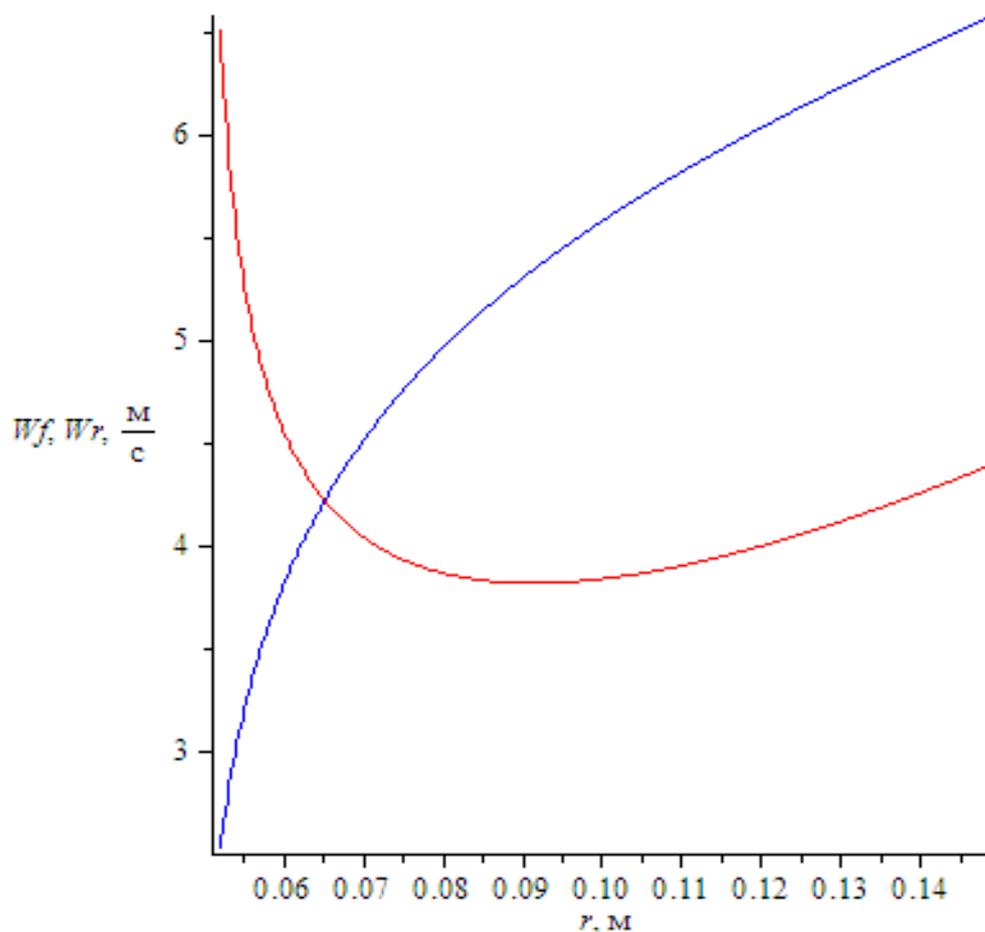


Рисунок 3.8 – Зависимость изменения окружной составляющей (ниспадающая линия) и радиальной составляющей (возрастающая линия) каплевого потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры для капель диаметром 100 мкм

3.3 Влияние гидродинамических факторов на вращение капли в вихревом газовом потоке рабочей области вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Анализ процессов, происходящих в вихревом оборудовании, показывает, что достаточно точного решения задачи о воздействии вихревых потоков на капли (гранулы), движущиеся в таком потоке и приобретающие вращательное движение за счет энергии такого потока, нет. Это связано с тем, что такая задача является довольно сложной в теоретическом плане, и учет большого числа факторов, влияющих на этот процесс, затруднен. Кроме того, на каплю (гранулу), движущуюся в вихревом потоке с градиентом

скоростей вдоль радиуса вихревой камеры, оказывает воздействие газовый поток, обтекающий каплю с различной величиной скорости вдоль диаметра капли по радиусу вихревой камеры [69-71] рис. 3.9. Это приводит к вращению капли, оказывает воздействие как на гидродинамику внутренних циркуляционных токов в ней, так и на ее движение в целом в самой вихревой камере. В связи с этим, изучение воздействия газового потока на вращение капли (гранулы) является актуальной задачей.

При движении газа от периферии к центру в соответствии с законом сохранения количества вращательного движения, скорость газа возрастает. На рис. 3.9 показаны схема действия такого потока газа на каплю и обозначение основных геометрических параметров капли, направление радиуса и оси вихревой камеры, а также направление окружных скоростей газа, под действием которых и происходит вращение.

В общем случае каплю обтекает газовый поток со скоростью

$$V = \sqrt{V_{\varphi}^2 + V_r^2}, \quad (3.37)$$

где V_{φ} и V_r – соответственно окружная и радиальная составляющие скорости газа. Но радиальная составляющая скорости газа во много раз меньше окружной скорости [70], что позволяет предположить, что $V^2 \approx V_{\varphi}^2$. Тогда выражение для определения силы, которая действует на элементарную площадку миделевого сечения капли, равно

$$dF = \psi \frac{\rho_z V_{\varphi}^2}{2} ds, \quad (3.38)$$

где величина элементарной площадки ds определяется как $ds = 2hdr$.

С другой стороны, величину элементарной площадки можно определить, принимая во внимание, что

$$\rho = 2R \cos \phi; r = \rho \cos \varphi; dr = 4R \cos \varphi \sin \varphi d\varphi; h = 2\rho \sin \varphi. \quad (3.39)$$

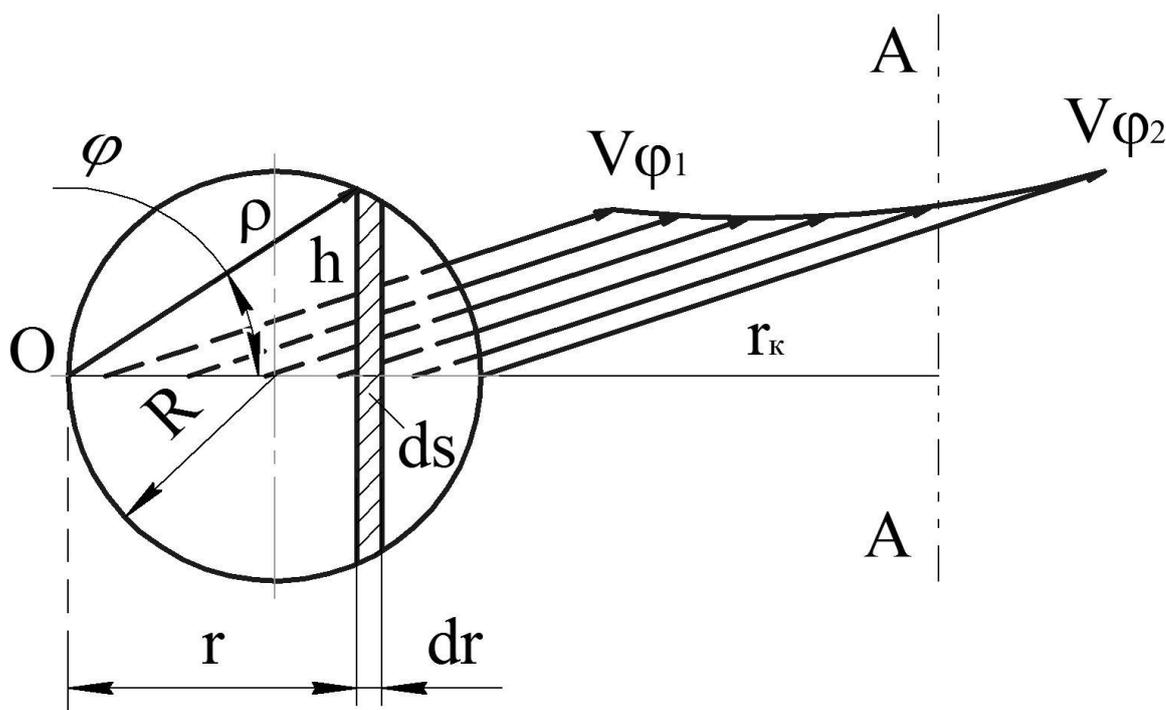


Рисунок 3.9 – Схема расчета: ρ и φ – полярные координаты; r_k – радиус, на котором находится капля в вихревой камере, от оси этой камеры; h и dr – высота и ширина элементарной площадки, на которую воздействует газовый поток; R – радиус капли; $V_{\varphi 1}$ и $V_{\varphi 2}$ – окружные скорости газового потока по обе стороны капли.

С учетом вышеприведенных формул величина элементарной площади ds записывается как

$$ds = 16R^2 \cos^2 \varphi \sin^2 \varphi d\varphi. \quad (3.40)$$

Если также учитывать, что размеры капель жидкости в массообменном оборудовании ВРПМА достигают порядка 60 - 100 мкм [73 - 75] (исходя из необходимости получения развитой поверхности массообмена, а если использовать вихревую камеру ВРПМА в качестве сепаратора и того меньше из-за наличия мелких капель в виде тумана), то расчетную схему можно упростить. Это позволяет заменить аналитическое описание изменения окружной скорости газа вдоль диаметра капли линейной зависимостью

$$V_{\varphi} = \left(\frac{(V_{\varphi 2} - V_{\varphi 1})}{2R} \right) r + V_{\varphi 2} = a_1 r + a_2. \quad (3.41)$$

Тогда выражение для определения силы, действующей на каплю в окружном направлении, равно

$$F = \int_s dF = \int_s \frac{1}{2} \psi \rho_g V_\varphi^2 ds = \int_0^{\pi/2} (8 \sin \varphi^2 \cos \varphi^2 \psi \rho_g R^2 (4a_1^2 R^2 \cos \varphi^2 + 4a_1 a_2 R \cos \varphi^2 + a_2^2) d\varphi. \quad (3.42)$$

После интегрирования

$$F = \frac{5}{8} \psi \rho_g R^4 a_1^2 \pi + \frac{1}{2} \psi \rho_g R^2 a_2^2 \pi + \psi \rho_g R^3 a_1 a_2 \pi. \quad (3.43)$$

Для вычисления величины момента от силы dF относительно точки O (рис. 3.8) применяем выражение

$$dM = r dF = 16R^3 \cos \varphi^4 \sin \varphi^2 \psi \rho_g (4a_1^2 R^2 \cos \varphi^4 + 4a_1 a_2 R \cos \varphi^2 + a_2^2) d\varphi. \quad (3.44)$$

После интегрирования

$$\begin{aligned} M &= \int_0^s dM = \int_0^{\pi/2} (16R^3 \cos \varphi^4 \sin \varphi^2 \psi \rho_g (4a_1^2 R^2 \cos \varphi^2 + 4a_1 a_2 R \cos \varphi^2 + a_2^2) d\varphi = \\ &= \frac{1}{2} \psi \rho_g R^3 a_2^2 \pi + \frac{7}{8} \psi \rho_g R^5 a_1^2 \pi + \frac{5}{4} \psi \rho_g R^4 a_1 a_2 \pi. \end{aligned} \quad (3.45)$$

Это дает возможность определить положение точки приложения силы F . При наличии разной величины скоростей газового потока по обе стороны капли вдоль радиуса вихревой камеры точка приложения силы F не будет совпадать с центром миделевого сечения капли

$$r_F = \frac{M}{F} = \frac{\frac{1}{2} \psi \rho_g R^3 a_2^2 \pi + \frac{7}{8} \psi \rho_g R^5 a_1^2 \pi + \frac{5}{4} \psi \rho_g R^4 a_1 a_2 \pi}{\frac{5}{8} \psi \rho_g R^4 a_1^2 \pi + \frac{1}{2} \psi \rho_g R^2 a_2^2 \pi + \psi \rho_g R^3 a_1 a_2 \pi} = R. \quad (3.46)$$

Очевидно, что такое силовое воздействие приведет к вращению капли вокруг своей оси.

Из уравнения (3.46) можно сделать вывод, что в случае обтекания

капли равноскоростным потоком газа вращения капли вокруг оси, проходящей через тело капли, не происходит. Точка приложения равнодействующей силы в этом случае совпадает с центром капли.

При равенстве скоростей по обе стороны капли вдоль ее диаметра имеем

$$V_{\varphi 1} = V_{\varphi 2}. \quad (3.47)$$

Тогда из уравнения (3.47) следует, что величина $a_l = 0$. Расстояние от точки O (рис.3.8) до точки приложения силы F равно R (радиусу капли).

То есть точка приложения совпадает с центром капли и вращения не происходит. Процесс описывается следующим уравнением:

$$r_F = \frac{M}{F} = \frac{\frac{1}{2}\psi\rho_g R^3 a_2^2 \pi}{\frac{1}{2}\psi\rho_g R^2 a_2^2 \pi} = R. \quad (3.48)$$

Таким образом, зная гидродинамические параметры газового потока, воздействующего на каплю, ее размеры и величину коэффициента сопротивления, из условия преодоления силы трения вращающейся капли о газ, можно определить скорость вращения капли и влияние этого вращения на гидродинамику капли в целом и на термо- и массообменные характеристики ВРПМА.

3.4 Учет гидродинамических характеристик газового и капельного потоков при расчете устойчивых режимов работы вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

В результате анализа литературных источников, посвященных теоретическому описанию движения вихревых газового и капельного потоков в рабочей массообменной камере ВРПМА, содержащих сведения об экспериментальных исследованиях этих потоков, а также анализа теоретических исследований, которые были изложены в предыдущих разделах и главах, можно разработать теоретически обоснованную методику

расчета устойчивых режимов работы ВРПМА. В основе этой методики лежат следующие математически и экспериментально обоснованные допущения и предположения:

а) вихревой газовый поток в значительной части вихревой массообменной камеры носит плоский характер;

б) для капельного потока характерным является размер капли, полученный в результате распыления струй жидкости, и этот размер определяется соотношением сил поверхностных натяжений, зависящих от вида распыляемой жидкости, и сил аэродинамического воздействия на капли со стороны газового потока. Величина этого соотношения, а следовательно, и размер капель определяются критерием Вебера;

в) соотношение массовых нагрузок по газу и жидкости меньше единицы. В таком случае при разнице плотностей газа и жидкости, отличающихся на несколько порядков, объем находящейся в рабочей камере жидкости значительно меньше объема газового потока в этой вихревой массообменной камере, и расстояние между каплями в таком потоке велико. Взаимным влиянием капель друг на друга в таком потоке можно пренебречь;

г) получаемый в результате распыления поток капель жидкости по своему составу близок к монодисперсному;

д) учитывая вышеизложенные допущения, это позволяет для определения гидродинамических характеристик капельного потока проводить расчеты гидродинамики одиночной капли жидкости;

е) капли жидкости вовлекаются во вращательное движение за счет энергии вихревого газового потока. Скорости газового потока в окружном направлении снижаются. Уменьшение этих скоростей можно определить, используя закон сохранения момента количества вращательного движения. Это позволяет учесть наличие в вихревой массообменной камере ВРПМА капельного потока и его влияние на гидродинамику вихревого газового потока.

На рисунке 3.10 показано направление действия на каплю жидкости

центробежной силы F_c и силы аэродинамического воздействия F_s или силы сопротивления со стороны газового потока. Центробежная сила вовлекает каплю в движение от центра к периферии вихревой массообменной камеры ВРПМА, а сила сопротивления вовлекает каплю в движение от периферии вихревой массообменной камеры к ее центру. Задачей определения оптимального режима работы ВРПМА являются расчет и создание такой гидродинамической обстановки в рабочей камере ВРПМА, при которой в любой точке вдоль радиуса вихревой массообменной камеры центробежные силы будут преобладать над силами сопротивления [73-79]. В этом случае будет практически полностью отсутствовать или будет сведен к минимуму брызгоунос, и противоточное движение газовой и жидкой фаз обеспечит высокую эффективность проведения массообменных процессов в ВРПМА.

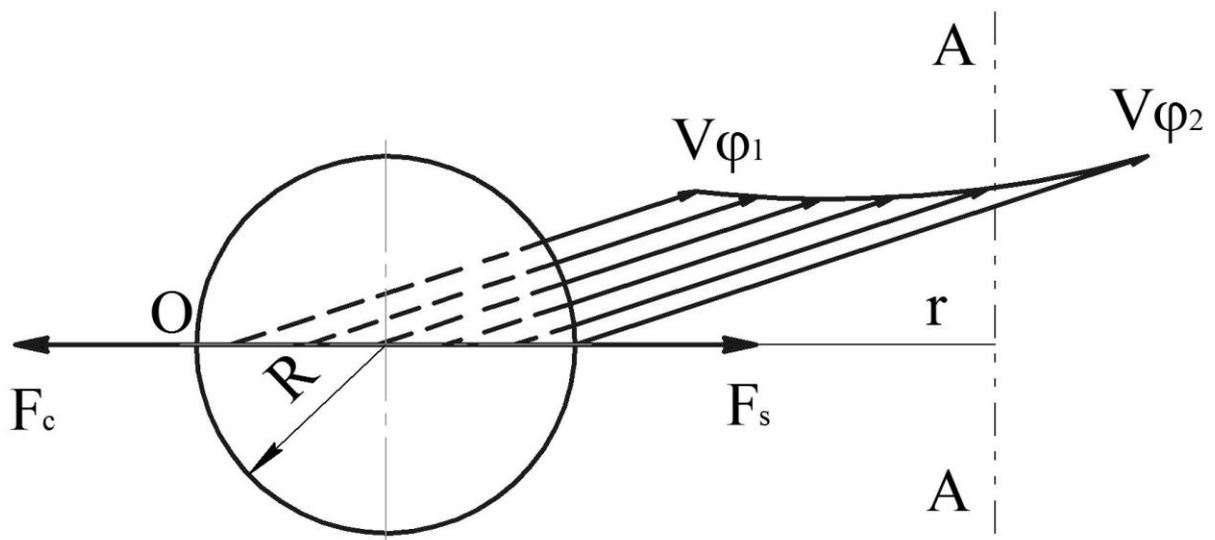


Рисунок 3.10 – Действие на каплю центробежной силы и силы сопротивления: R – радиус капли; r – радиус (переменная величина), на котором находится капля в вихревой камере, от оси этой камеры; $V_{\varphi 1}$ и $V_{\varphi 2}$ – окружные скорости газового потока по обе стороны капли; А – А – ось вихревой массообменной камеры

Таким образом, на капли жидкости действуют две силы, направление которых противоположно. Центробежная сила

$$F_c = \frac{\pi d_K^3}{6} \rho_g \frac{W_\varphi^2}{r}, \quad (3.49)$$

и сила сопротивления

$$F_s = \psi \frac{\pi}{8} W_r^2 d_K^2 \rho_\Gamma . \quad (3.50)$$

Одной из задач обеспечения противоточного движения в массообменной камере вихревого распыливающего противоточного аппарата является скорейшее достижение окружных скоростей, достаточных для выполнения условия

$$F_c > F_s , \quad (3.51)$$

то есть необходимо захватить капли во вращательное движение со скоростью

$$W_\varphi > \sqrt{\frac{3\rho_\Gamma \psi r}{4\rho_g d_K}} W_r . \quad (3.52)$$

В случае равномерного движения потока газа по высоте массообменной камеры, если подставить в (3.52) значение из (3.46), получим

$$W_\varphi > \sqrt{\frac{3\rho_\Gamma \psi r}{4\rho_g d_K}} \frac{Q_g}{2\pi r H_K} . \quad (3.53)$$

При выполнении условия (3.52) вдоль всего радиуса в рабочей камере будет осуществляться регулярное противоточное движение фаз. В противном случае на некотором радиусе при равенстве силы сопротивления и центробежной силы будет прекращаться движение к периферии. Возможно «зависание» капель жидкости.

При малой окружной скорости капли жидкости будут захватываться потоком газа и вовлекаться к выходу из вихревой массообменной камеры, что приведет к увеличению брызгоуноса, резкому снижению эффективности работы вихревого массообменного аппарата.

На входе в вихревую массообменную камеру скорость газового потока, для обеспечения движения капель к периферии у стенок массообменной камеры должна быть больше величины

$$W_{\varphi} > \sqrt{\frac{3\rho_{\Gamma}\psi}{4\rho_g d_K} \frac{Q_g R_1^{\frac{1}{2}}}{2\pi H_K}}. \quad (3.54)$$

Приведенный анализ соотношения сил, действующих на каплю жидкости вдоль радиуса вихревой массообменной камеры, показывает, что при расчете полной окружной и радиальной скоростей для обеспечения регулярного противоточного движения газовой и жидкой фаз следует производить проверку условия (3.53) на всем участке – от центра к периферии рабочей камеры, что можно выполнить с помощью уравнения (3.54).

Наличие жидкой фазы в вихревом газовом потоке и накладываемое условие, которое заключается в противоточном движении фаз вдоль радиуса рабочей камеры, оказывает влияние на величину гидравлического сопротивления массообменной камеры. Капли жидкости вовлекаются во вращательное движение за счет энергии газового потока. Скорости газового потока уменьшаются, что приводит к снижению перепада давления между центром и периферией вихревой массообменной камеры и снижению гидравлического сопротивления рабочей камеры [80-83].

Учитывая, что при определении сил сопротивления необходимо учитывать величины скоростей капли относительно газового потока, выражение (3.50) принимает вид

$$F_s = \frac{1}{8} \psi \pi d_k^2 \rho_g (V_r(r) - W_r(r))^2. \quad (3.55)$$

На рисунке (3.11) показан пример расчета изменения силы сопротивления и центробежной силы для капли размером 100 мкм в массообменной камере с размерами $R_1 = 0,15 \text{ м}$, $R_2 = 0,05 \text{ м}$ и входной скоростью в тангенциальных щелях, равной 50 м/с .

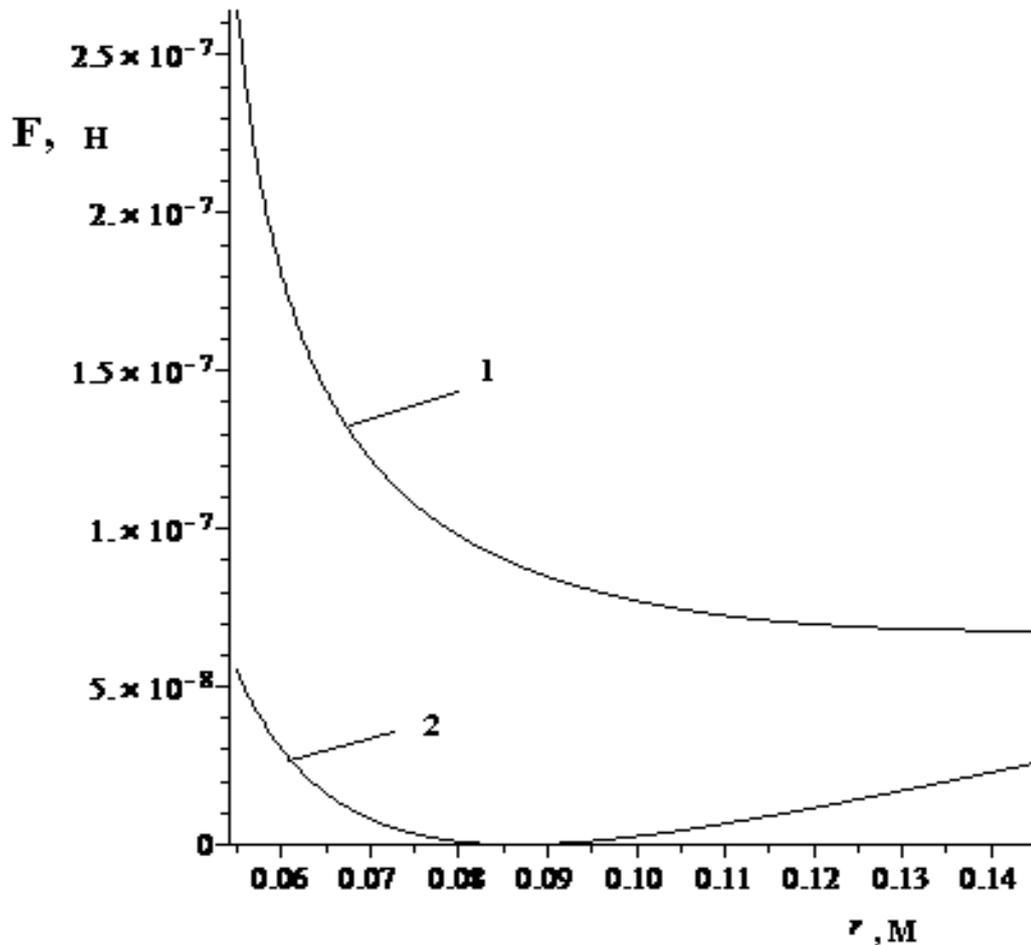


Рисунок 3.11 – Зависимость изменения центробежной силы (1) и силы сопротивления (2) вдоль радиуса вихревой массообменной камеры для капель диаметром 100 мкм

Для анализа устойчивой работы ВРПМА необходимо знать величину

$$\Delta = F_c - F_s, \quad (3.56)$$

которая должна для режима устойчивой работы принимать положительные значения на всем протяжении движения капли вдоль радиуса вихревой массообменной камеры от области распыла до достижения капель цилиндрических стенок вихревой массообменной камеры.

На рисунке 3.12 приведен пример изменения этой величины для указанного выше примера.

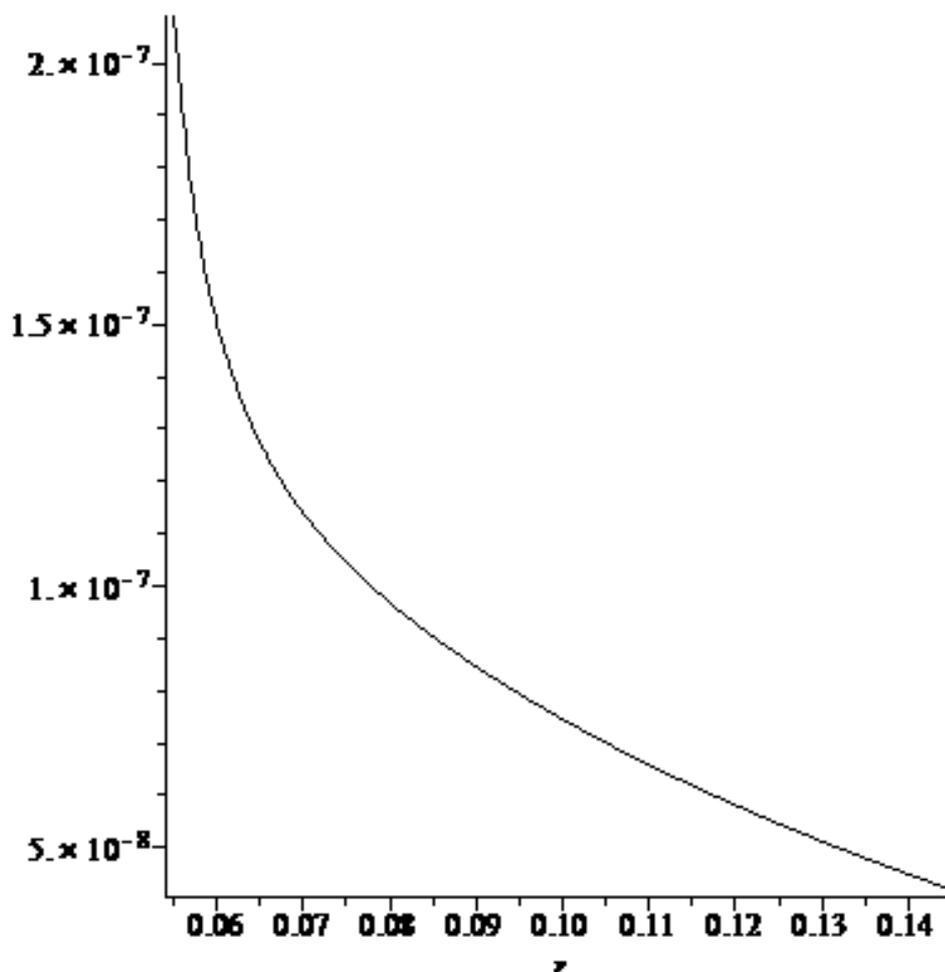


Рисунок 3.12 – Зависимость изменения величины Δ для капель диаметром 100 мкм

Таким образом, зная размеры вихревой камеры ВРПМА, размеры тангенциальных щелей для ввода газа, производительность ВРПМА по газу (пару), нагрузку по жидкой фазе, можно последовательно определить:

- радиальные и окружные скорости газового потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры;
- радиальные и окружные скорости капельного потока вдоль радиуса вихревой массообменной камеры;
- величины центробежных сил и сил сопротивления, которые действуют на капли вдоль радиуса вихревой массообменной камеры ВРПМА;
- соотношение между величинами центробежных сил и сил сопротивления и разработать рекомендации для создания условий устойчивой и высокоэффективной работы ВРПМА.

РАЗДЕЛ 4
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И МАССООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВИХРЕВОГО РАСПЫЛИВАЮЩЕГО МАССООБМЕННОГО
ПРОТИВОТОЧНОГО АППАРАТА

4.1 Результаты экспериментальных исследований
гидродинамических показателей ВРПМА

4.1.1 Гидродинамические показатели распылителей

Схема распыла жидкости при использовании распылителя, в котором трубки расположены нормально к потоку.

Покидая распылитель, капли взаимодействуют с окружающим газом, который может существенно деформировать их или же полностью разрушить. На это взаимодействие накладывается нестационарность режима движения капель – они могут либо тормозиться, либо ускоряться потоком газа в зависимости от схемы расположения форсунки, показанной на рис. 4.1. В связи с тем, что первоначальный распыл полидисперсен, на некотором расстоянии от распылителя скорость капель различных размеров может существенно отличаться, что, в свою очередь, служит причиной их взаимных столкновений. Последнему может способствовать также пересечение траекторий движения частиц, обусловленное вовлечением капель во вращательное движение.

Распад капель в газовом потоке

Аэродинамическое воздействие газа на капли будем рассматривать исходя из позиций, что критерий Вебера является определяющим в этом процессе. Однако в оценке этого критерия имеются большие расхождения, которые можно объяснить зависимостью его от вязкости жидкости, от продолжительности действия газового потока на каплю, а также другими

факторами. Таким образом, число Вебера – не единственный критерий, определяющий устойчивость капли, поэтому нужно уделять значительное внимание деформированию и распаду струи. На характер разрушения капли влияет вид приложенной нагрузки. Так, при статической деформации критическое число Вебера равно 7 - 15, в то время как при внезапно приложенной нагрузке для капель жидкости с малой вязкостью значение We вдвое меньше. Характер разрушения и форма разрушающейся капли существенно зависят и от того, происходит это явление при уменьшающихся или же при увеличивающихся относительных скоростях. Этот фактор также зависит от схемы расположения распыливающей трубки. При дроблении в условиях уменьшающейся скорости происходит выдувание капли в «сумку» (схема б) вследствие того, что наветренная сторона капли продавливается внутрь, и образуется выпуклая по направлению потока жидкая пленка. В дальнейшем эта пленка лопается, образуя большое число мелких капелек и торов, содержащих, по крайней мере, 70 % массы первоначальной капли и распадающихся затем на множество крупных капель. При дроблении капли в условиях возрастающих относительных скоростей в случае маловязких жидкостей происходит выдувание капли в «сумку», при этом значительно уменьшается коэффициент сопротивления, и таким образом компенсируется воздействие возрастающего динамического напора [74 - 75].

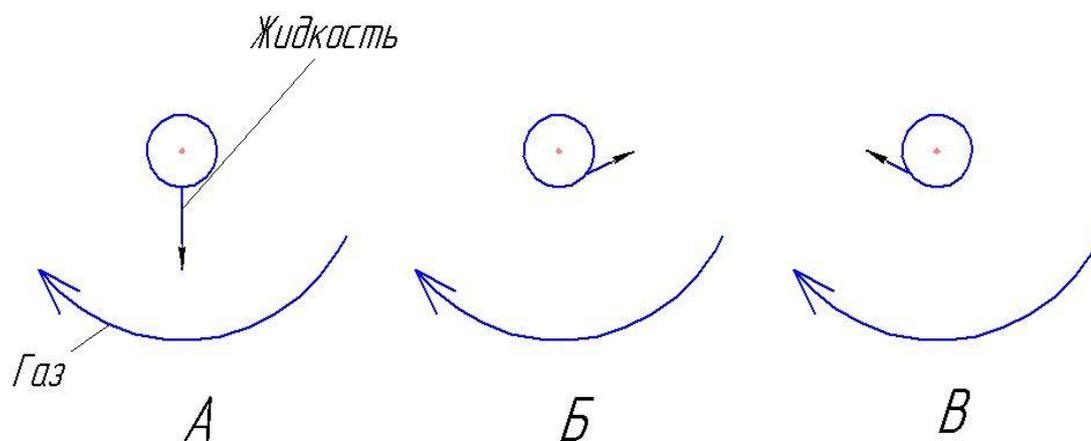


Рисунок 4.1 – Схемы расположения форсунки для распыла жидкости в камере ВРПМА: а – форсунка расположена по углом 90^0 ; б – форсунка расположена в противоположную сторону движения газа; в – форсунка расположена по течению газа

Если скорость газа намного превышает критическую скорость (при которой нарушается равновесие сил в капле, то есть силы поверхностного натяжения становятся меньше аэродинамических сил), то распыление осуществляется путем срыва наветренного поверхностного слоя жидкости с капли, имеющей форму диска. При критической деформации капли диск перфорируется, и капля распадается на несколько мелких.

Так, например, для устойчивой работы распылителя необходимо поддерживать значение числа Вебера в пределах 12-14 единиц [41], а для этого разница скоростей движения газа и жидкости для получения капель размером 100 мкм для системы воздух – вода должна быть:

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{(12 \div 14) \cdot 72,86 \cdot 0,001}{1,29 \cdot 0,0001}} = 82 \div 89 \text{ м / с}. \quad (4.1)$$

При исследовании гидродинамических характеристик распылителя в рабочей камере ВРПМА проведено визуальное наблюдение схемы распада струи в зависимости от начальной скорости жидкости. Также, как показывали теоретические исследования, чем больше разница между скоростью жидкости и окружающего ее газа, тем более мелким получается распыл жидкости [78 - 79].

4.1.2 Гидродинамические показатели рабочей камеры вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Гидродинамическими показателями рабочей камеры ВРПМА являются поле скоростей внутри нее и устойчивое образование вихря. Наличие градиента скоростей по обе стороны капли является залогом интенсификации внутренних токов в капле и улучшения процесса массообмена. Важной характеристикой является поддержка плоского движения газа от периферии к центру. Кроме того, соотношение центробежных сил, увлекающих капли от центра к периферии, должно быть больше аэродинамических сил увлекающих капли совместно с газовым потоком к отводу газа, расположенному в центре

одной из торцевых крышек вихревой массообменной камеры. А величины этих сил зависят от величин тангенциальных и радиальных составляющих скоростей газового потока.

Высокая скорость газового потока позволяет получать мелкодисперсный распыл жидкости на капли малого размера.

$$d_K = \frac{We \cdot \sigma}{\rho_2 V_{\max}^2}. \quad (4.2)$$

Величина таких капель должна достигать 50 - 10 мкм. Капли такого малого размера практически сразу вовлекаются во вращательное движение со скоростями, сходными по величине с окружными скоростями газа. В этом случае на капли будут действовать центробежные силы. Величина центробежных сил будет превышать величину аэродинамических сил, действие которых направлено от периферии вихревой массообменной камеры к ее центральной области.

Если соблюдается такое условие, то гидродинамическая обстановка в вихревой массообменной камере будет способствовать преобладающему воздействию центробежных сил, действующих на капли и увлекающих их от центра вихревой массообменной камеры к ее периферии. Малая величина аэродинамических сил, которые зависят от величины радиальной составляющей скорости газового потока, не создаст условий, способствующих вовлечению капли жидкости в прямоточное с газом движение капель от периферии вихревой камеры к ее центру. Такая гидродинамическая обстановка в вихревой массообменной камере дает предпосылки для устойчивого противоточного, вдоль радиуса этой вихревой камеры, движения вихревого потока газа (пара) и капельного потока жидкости.

Кроме того, необходимо учитывать и количество жидкости, находящейся в виде капель в вихревой массообменной камере. Количественно это можно учесть соотношением нагрузок по фазам.

Создание такой гидродинамики вихревой массообменной камеры, при

которой реализуется устойчивое противоточное вихревое движение газа и капель жидкости в рабочей области этой камеры, и является задачей настоящей работы.

4.1.3 Гидродинамические показатели вспомогательных устройств вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Рассмотрим влияние размера выходного отверстия на работу ВРПМА.

С уменьшением выходного отверстия максимум тангенциальной скорости возрастает, а его положение приближается к оси. Относительный максимум скорости и его положение напрямую зависят от радиуса отверстия. Как было рассмотрено ранее в теоретическом разделе, максимум тангенциальной скорости находится на границе отверстия, и при движении к центру эта составляющая существенно уменьшается и в центре равна 0.

В зависимости от давления в камере мы можем также наблюдать изменение составляющих скорости при различных значениях радиуса выходного патрубка.

4.1.4 Обработка и анализ результатов экспериментальных исследований

В результате проведения экспериментальных исследований были проведены замеры полей скоростей при нескольких режимах работы ВРПМА. Проходила проверку гипотеза о том, что на величину тангенциальной скорости основное влияние оказывает начальное значение этой скорости, что определяется не только расходом газа через аппарат, но и шириной тангенциальных щелей для ввода газа. Это дает возможность регулирования режимом противотока (соотношением между центробежными и аэродинамическими силами) при заданном расходе газа.

Так, например, на рис. 4.2 приведены результаты замеров тангенциальных скоростей газового потока при различных расходах газа. Количество щелей при этом было равно 6 щелям в аппарате, с шириной 7 мм.

То есть сечение входных патрубков было постоянным. Изменение расхода газового потока позволяло изменять начальное значение тангенциальной скорости на входе в аппарат.

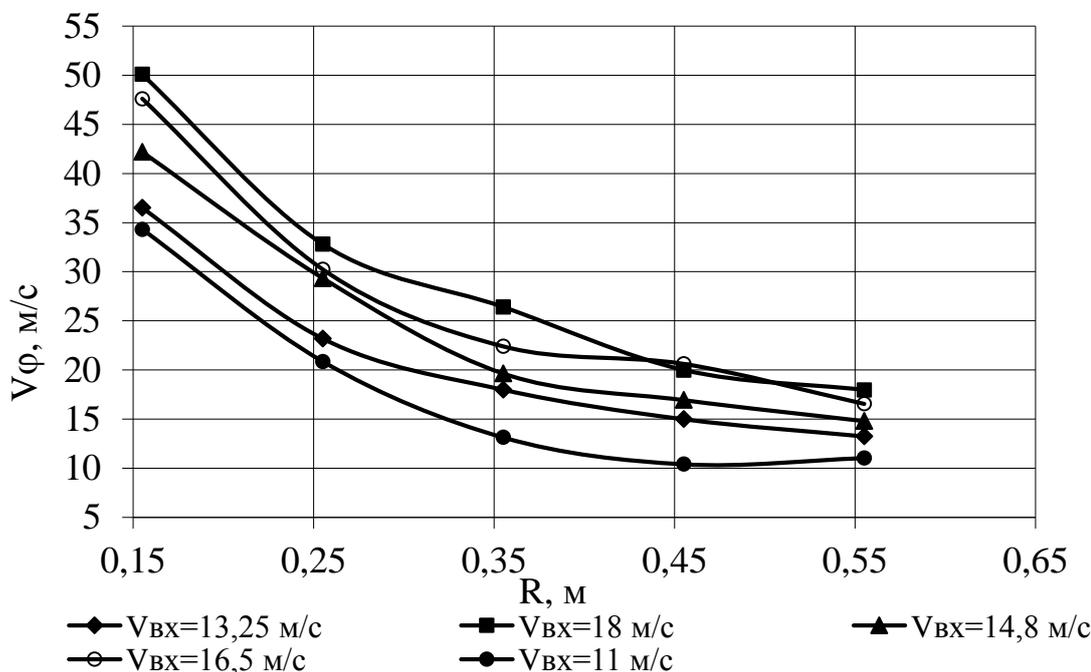


Рисунок 4.2 – Изменение тангенциальной составляющей скорости в зависимости от радиуса точки замера скорости

Анализ графической зависимости показывает, что при уменьшении радиуса вихревой камеры происходит увеличение тангенциальной составляющей скорости газового потока. Если сравнить скорость на входе и на выходе из аппарата, то к примеру $V_{вых}/V_{вх} = 52/18 = 2,88$ раза, что является достаточно хорошим показателем для распыла капель жидкости на капли заданного размера.

Графическая зависимость радиальной составляющей скорости (рис. 4.3) при аналогичных начальных условиях показывает, что существующая формула (3.9) в разделе 3 дает адекватные результаты расчета.

Величины тангенциальных скоростей газового потока в щелях в аппарате такого же размера. А при других расходах газового потока величины, обеспечивающие аналогичные величины входных тангенциальных скоростей газа также с шириной 7 мм, приведены на рис. 4.4.

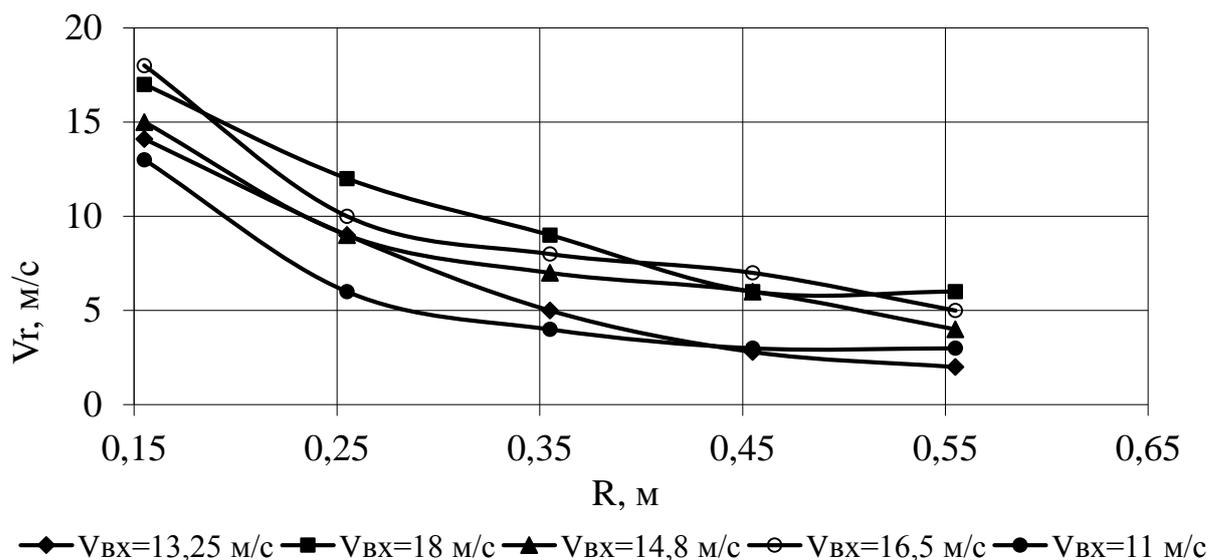


Рисунок 4.3 – Изменение радиальной составляющей скорости в зависимости от радиуса точки замера

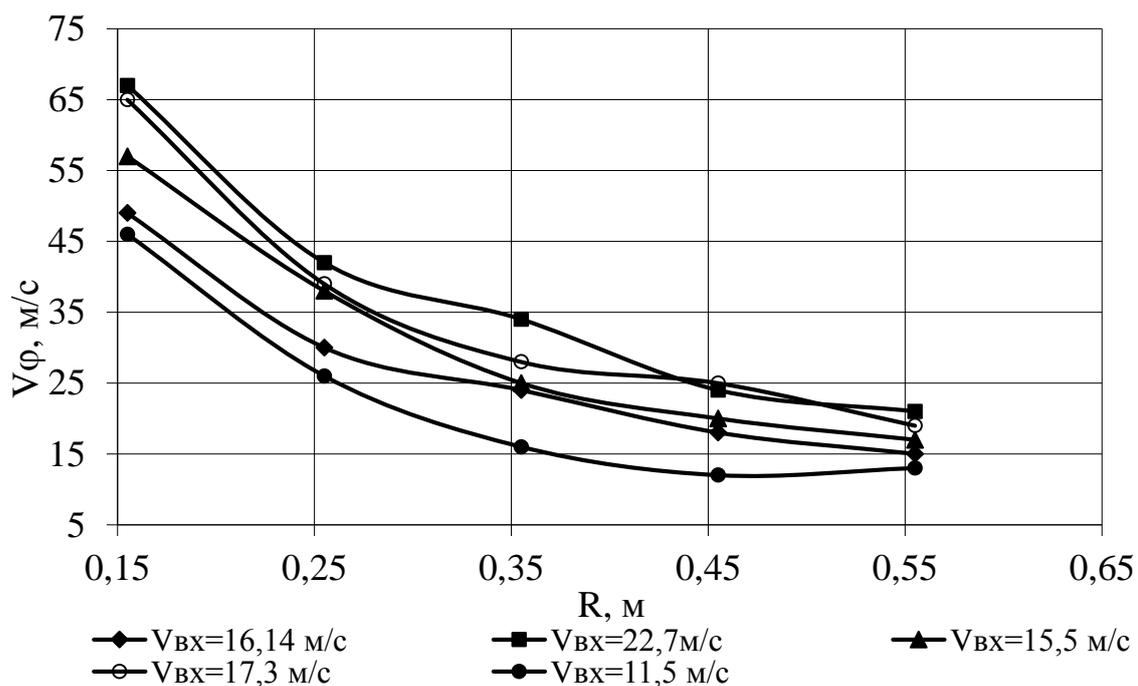


Рисунок 4.4 – Изменение тангенциальной составляющей скорости в зависимости от радиуса, на котором происходит замер скорости

Графическая зависимость показывает, что при уменьшении количества щелей в аппарате и сохранении заданного расхода газового потока, что позволяет увеличить начальную величину скорости газа в щелях. При этом возможно увеличение скорости газа в целом по радиусу аппарата и можно

наблюдать более крутой характер кривой при приближении к центру аппарата, что положительно влияет на дисперсность распыла жидкости с точки зрения уменьшения размера капель и увеличения межфазной поверхности, что, в свою очередь, должно приводить к интенсификации массообменных процессов.

На рис. 4.5 приведены соответствующие указанным режимам расхода газового потока величины составляющих скорости газа в радиальном направлении, что позволяет оценить соотношение между величинами центробежных и аэродинамических сил и провести анализ гидродинамической обстановки в вихревой массообменной камере с точки зрения наличия в ней устойчивого противоточного вдоль радиуса вихревой камеры движения капель жидкости газа.

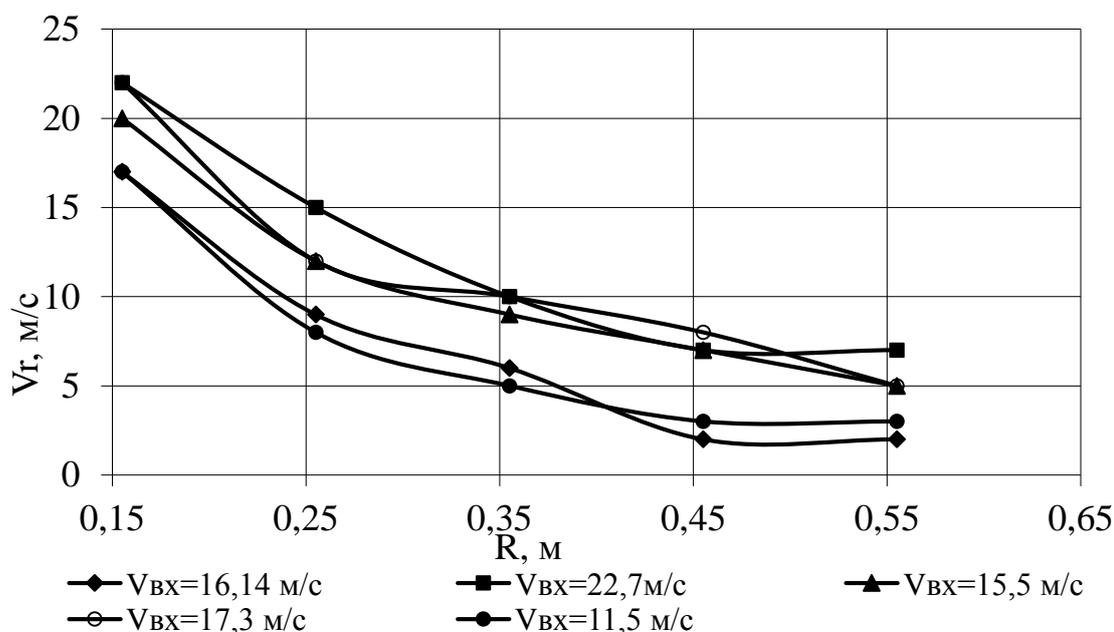


Рисунок 4.5 – Изменение радиальной составляющей скорости в зависимости от радиуса вихревой камеры

На следующих рисунках – рис. 4.7, 4.8, и 4.9 – приведены результаты исследования величины брызгоуноса. Эта величина характеризует работу вихревой камеры. Так, если брызгоунос повышен, это свидетельствует о срыве работы ВРПМА, т.к. аэродинамические силы, действующие на капли, в этом случае преобладают над центробежными. Жидкость увлекается газом к центру ВРПМА. Нарушается противоточное движение капель и газа вдоль радиуса

вихревой массообменной камеры.

Величина брызгоуноса также зависит и от соотношения нагрузок по фазам и схемы расположения распылителя, что показывает анализ графических зависимостей на рис. 4.6, 4.7 и 4.8.

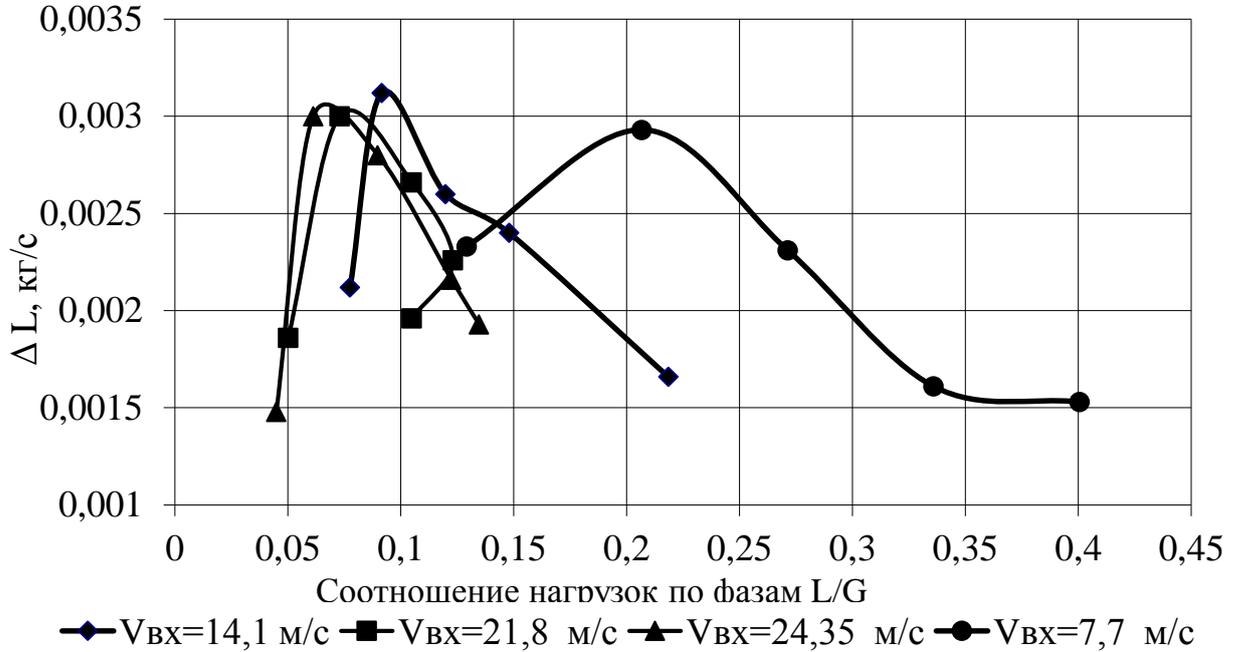


Рисунок 4.6 – Брызгоунос на схеме расположения трубок распылителя типа А (рис. 4.1) при разных величинах скоростей газа во входных щелях

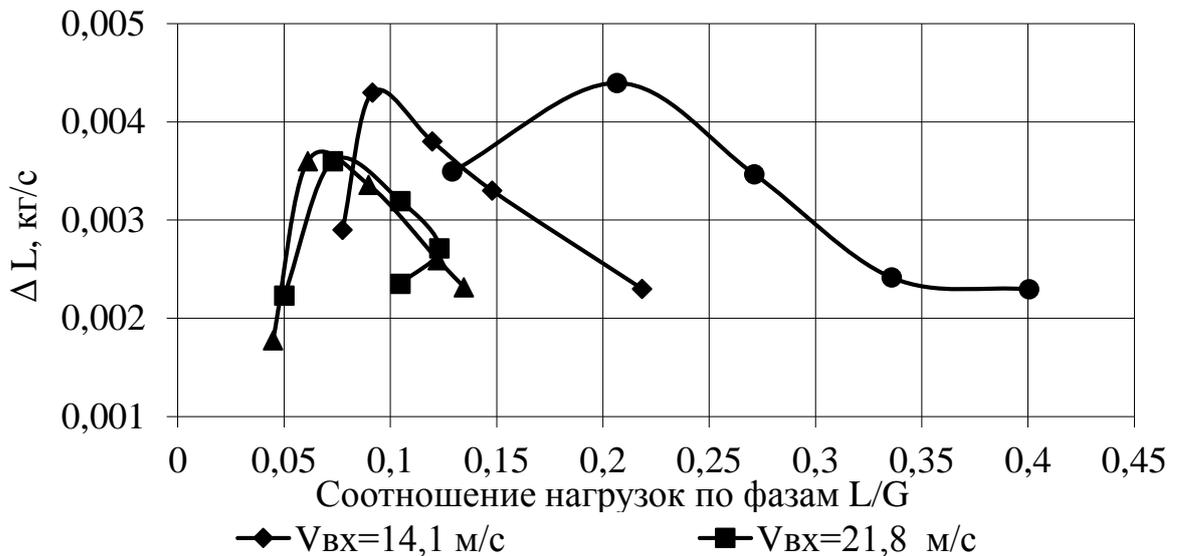


Рисунок 4.7 – Брызгоунос на схеме расположения трубок распылителя типа Б (рис. 4.1) при разных величинах скоростей газа во входных щелях

При такой схеме расположения распылителя наблюдается увеличение

брызгоуноса на малых скоростях газа (в нашем случае это 7,7 м/с).

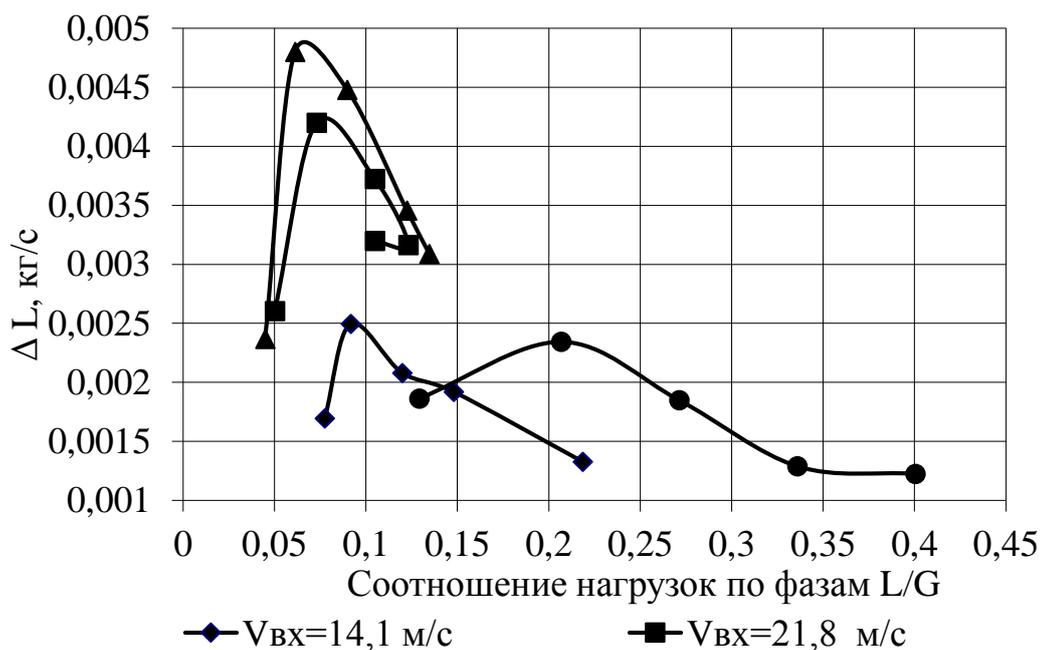


Рисунок 4.8 – Брызгоунос при схеме расположения трубок распылителя типа В (рис. 4.1) при разных величинах скоростей газа во входных щелях

На последней схеме расположения распылителя наблюдается увеличение брызгоуноса на больших скоростях газа (в нашем случае 21-24 м/с).

Получив результаты замеров брызгоуноса при взаимодействии потоков и направлении их движения, можно сделать вывод о том, как влияет направление ввода струй жидкости из распылителя в область распыла вихревой массообменной камеры ВРПМА на дисперсность получаемых капель жидкости.

Если вводить струи жидкости в область распыла с окружной скоростью (рис. 4.1 в), которая совпадает по направлению с окружной скоростью газового потока, то величина относительной скорости уменьшается. Это будет приводить к увеличению получаемых капель жидкости и, как следствие, уменьшению межфазной поверхности и к снижению эффективности массопередачи в рабочей вихревой камере ВРПМА, а это повлечет за собой увеличение габаритов аппарата и его стоимости. При этом капли будут быстрее вовлекаться во вращательное движение и начинать путь от центра к периферии, и таким образом будет существовать стабильное противоточное

движение капель и газового потока вдоль радиуса этой камеры.

Если вводить струи жидкости в область распыла вихревой массообменной камеры ВРПМА с окружной скоростью, направление которой противоположно направлению окружной скорости газового потока (рис. 4.1. б), то величина относительной скорости увеличится. Это дает возможность уменьшить получаемые капли жидкости и повысит межфазную поверхность и эффективность работы аппарата. При данной схеме возникает угроза повышения брызгоуноса, снижения эффективности работы ВРПМА и угроза срыва работы ВРПМА в целом.

Таким образом, как направление ввода струй жидкости, которые подвергаются распыливанию за счет энергии газового потока, так и величины скоростей радиальных и окружных составляющих скорости струй жидкости необходимо учитывать при анализе гидродинамики газокапельного вихревого потока в рабочей камере ВРПМА. Изменяя эти величины, можно также и управлять газокапельным потоком и оказывать воздействие на эффективность работы ВРПМА в целом.

4.1.5 Сравнение результатов экспериментальных данных с результатами теоретических исследований

Для начала приведем результаты теоретических расчетов по результатам исследований изменения тангенциальной составляющей скорости воздуха в рабочей камере ВРПМА.

При сравнении расчетной зависимости и полученной экспериментально (рис. 4.2 и 4.4) можно увидеть сходство по типу кривой и по соотношению начальной и конечной скоростей. Аналогичные результаты получаются и для расчета вихревой камеры при других режимах ее работы. Это позволяет с достаточной для инженерных расчетов точностью принять предложенную в разделе 2 теоретически обоснованную методику. Подтверждение пригодности изложенной методики расчета позволяет производить анализ и других характеристик как газового, так и капельного потока.

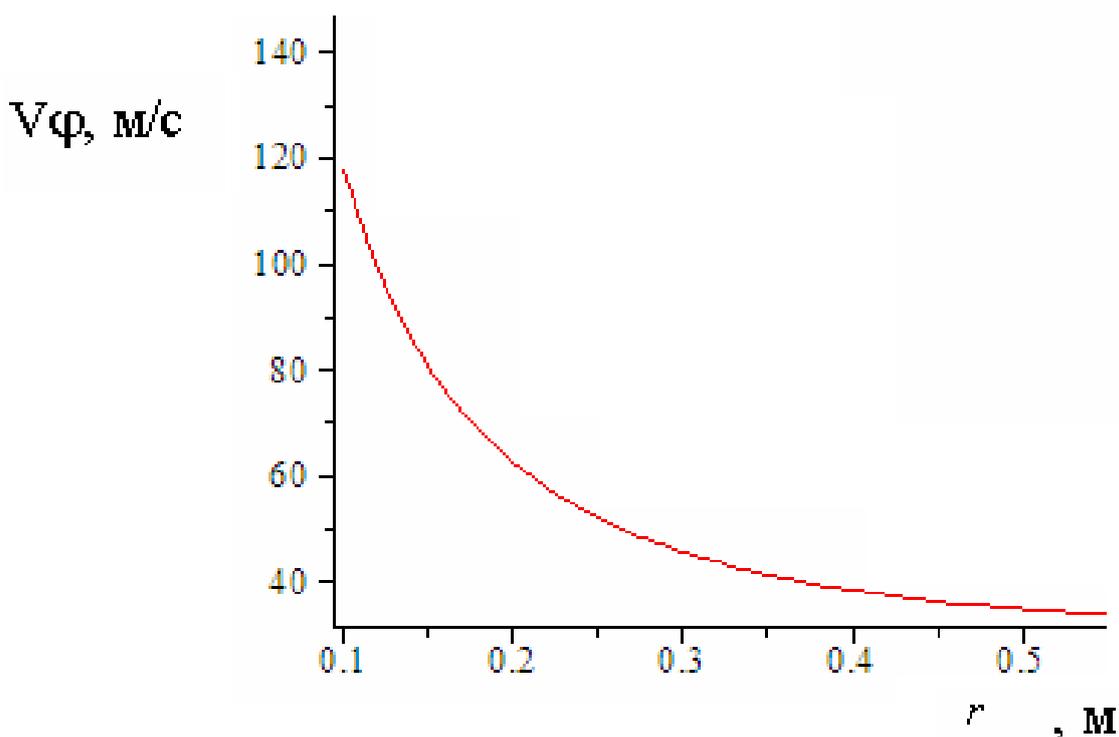


Рисунок 4.9 – Результат расчета тангенциальной составляющей скорости газового потока по сечению камеры ВРПМА для вихревой камеры радиусом 0,5 м

Так, на рисунке 4.9 приводится результат теоретического анализа процесса вовлечения во вращательное и радиальное движение капель жидкости.

Таким образом, можно проводить анализ того, как такие параметры газового потока, как скорости в зоне распыла жидкости, размеры и физические свойства жидкости и газа влияют на скорость вовлечения капель во вращательное движение в зоне распыла жидкости. Это особенно важно для анализа гидродинамики этой зоны. Здесь происходит увеличение радиальной скорости газа до максимальной и соответственно на капли действуют максимальные аэродинамические силы, способствующие увеличению брызгоуноса и срыву противотока газа и жидкости.

Кроме этого, в этой зоне происходит резкий поворот направления движения газа от радиального к осевому, что также влияет на работу ВРПМА и является причиной брызгоуноса.

Правильно выбранная начальной скоростью ввода жидкости из

распылителя в газовый поток с учетом гидродинамики газового потока, размера капель и их физических свойств дает возможность правильно рассчитать распыливающее устройство и обеспечить условия для противоточного движения фаз.

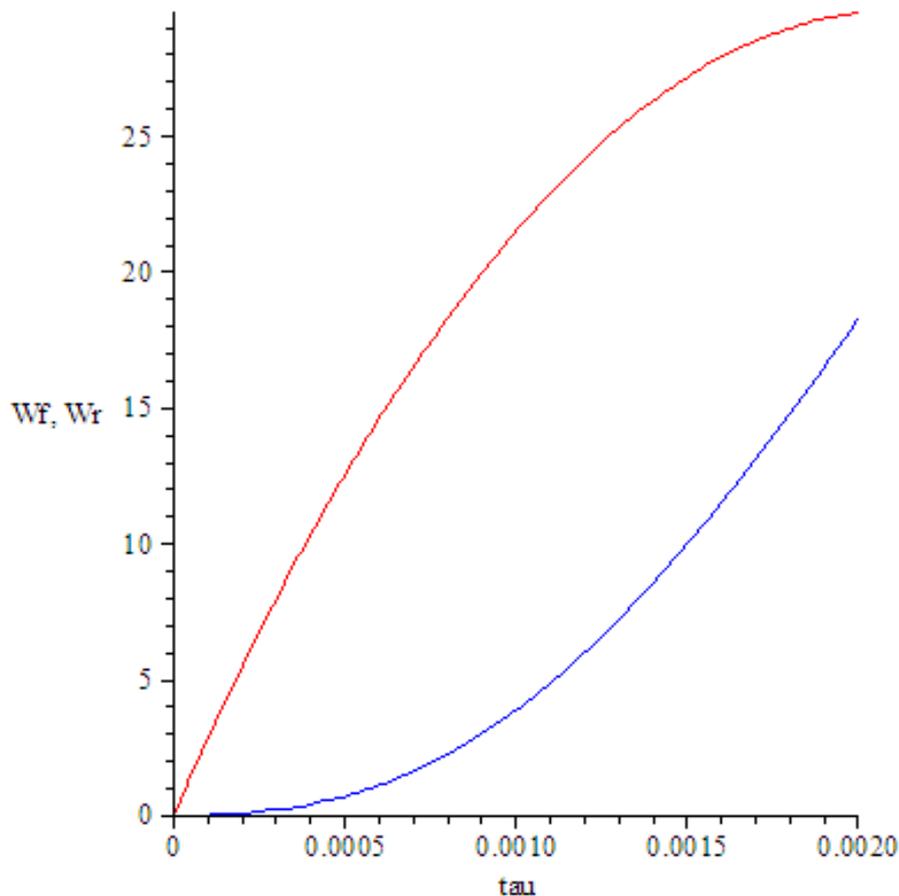


Рисунок 4.10 – Зависимость изменения окружной составляющей (верхняя линия) и радиальной составляющей (нижняя линия) капельного потока в области близкой к радиусу распыливания для капель диаметром *100 мкм*

Напрямую время вовлечения капель во вращательное движение мы измерить не можем, поэтому косвенным показателем является показатель – брызгоунос жидкости, чем больше его значение, тем хуже условия вовлечения капель во вращательное и соответственно в противоточное газу движение.

На рисунках 4.11 - 4.13 приведены результаты расчетов времени вовлечения во вращательное движение для капель различного диаметра.

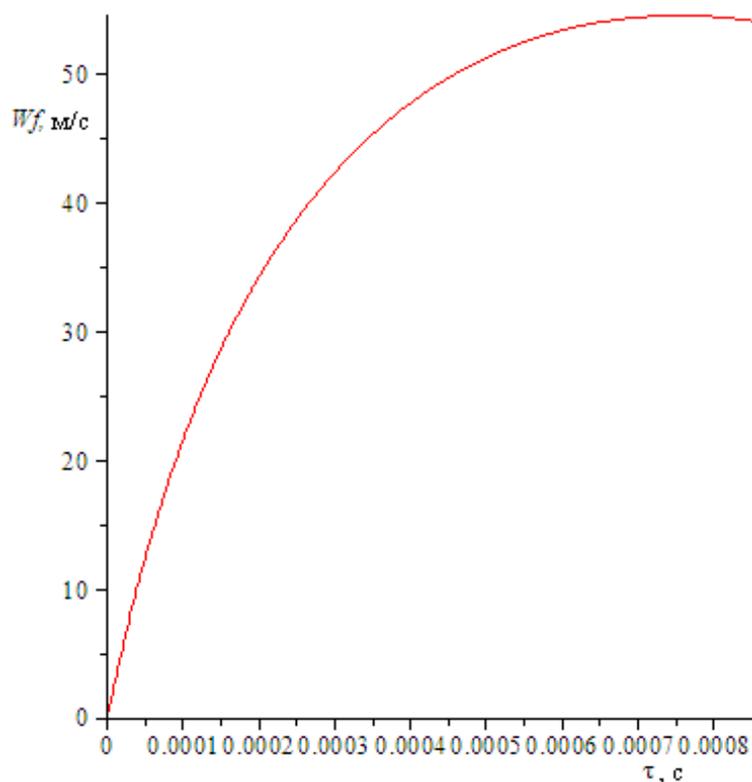


Рисунок 4.11 – Зависимость изменения окружной составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания для капель диаметром 10 мкм

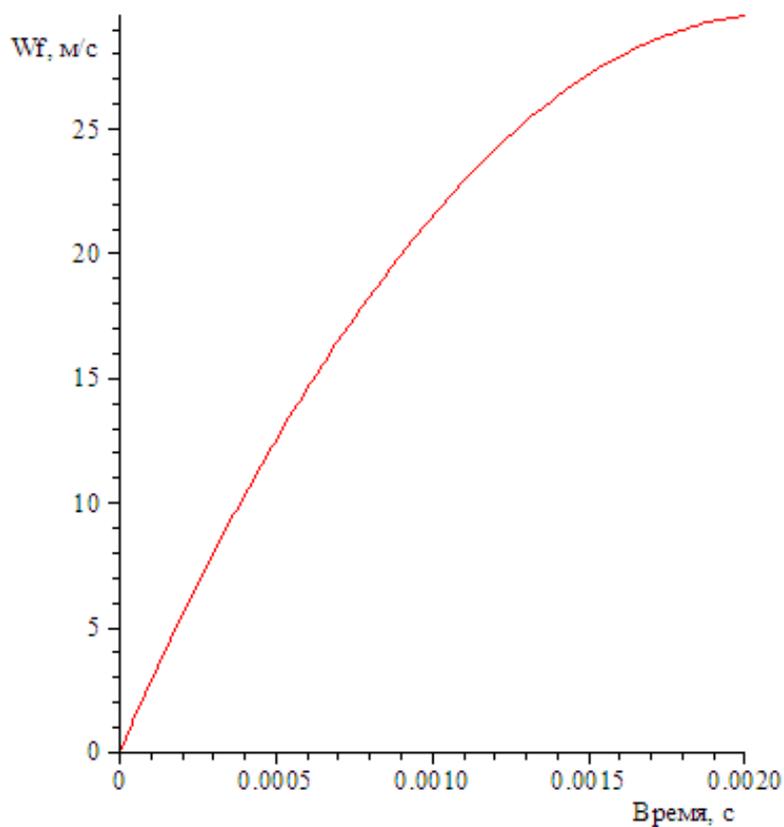


Рисунок 4.12 – Зависимость изменения окружной составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания для капель диаметром 50 мкм

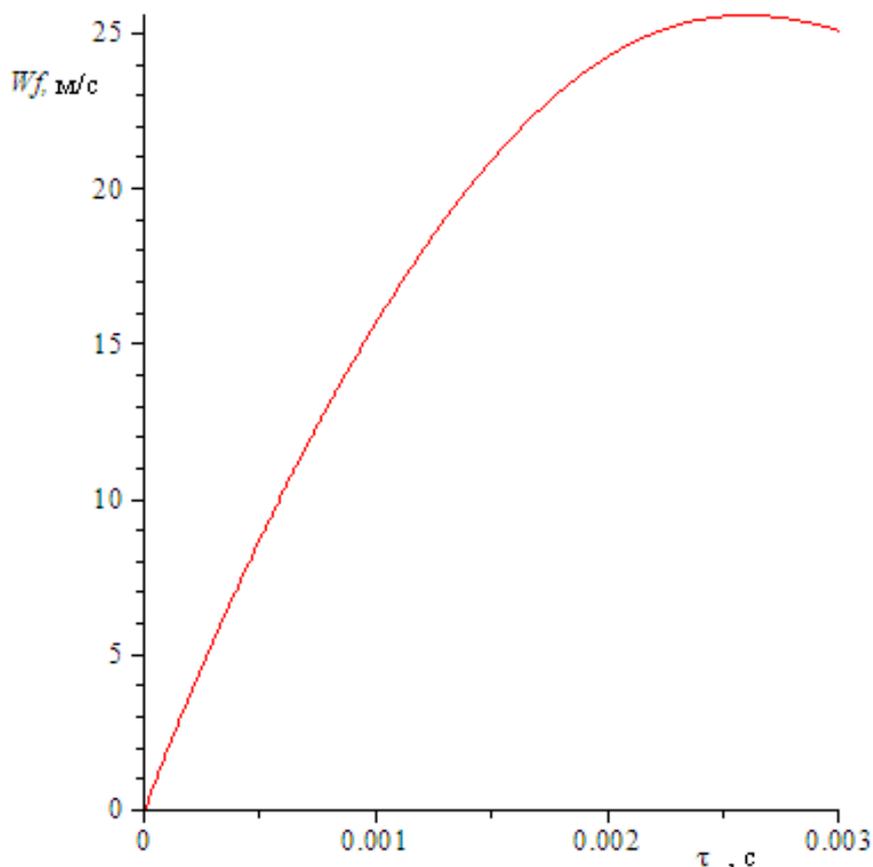


Рисунок 4.13 – Зависимость изменения окружной составляющей капли в области, близкой к радиусу распыливания для капель диаметром *150 мкм*

Из приведенных на рисунках 4.11 - 4.13 графических зависимостей видно, что с увеличением диаметра капель жидкости происходит и увеличение времени вовлечения их во вращательное движение до величин скоростей соизмеримых со скоростями газового потока. Так, например, увеличение диаметра капли с *10 до 150 мкм* приводит к возрастанию времени с *0,0008 с до 0,003 с*.

Таким образом, учитывая то, что распыление жидкости в рабочей камере ВРПМА происходит вблизи области перестройки направления движения газового потока от радиального к осевому, анализ скорости вовлечения распыляемых капель жидкости во вращательное движение имеет важное значение для создания гидродинамических условий, которые препятствовали бы вовлечению капель совместно с газовым потоком в патрубок отвода газа из рабочей камеры ВРПМА и препятствовали бы срыву работы аппарата.

4.2 Результаты экспериментальных исследований массообменных характеристик в процессе абсорбции (десорбции)

Исследование процесса массоотдачи в жидкой фазе проводилось на стенде рис. 3.2. Для этого было спроектировано два массообменных аппарата. Первый аппарат имел радиус и высоту массообменной камеры 200 и 80 мм. Второй аппарат имел диаметр и высоту массообменной камеры соответственно 600 и 250 мм. Результаты экспериментальных исследований аппаратов представлены в табл. А.1 и А.2.

Полученные результаты указывают на высокую эффективность аппаратов и подтверждают полученные ранее теоретические зависимости о влиянии поперечного градиента скоростей газового потока на количество теоретических ступеней изменения концентрации в одной ступени распылителя.

Проведенные исследования позволили выявить зависимость между брызгоуносом и снижением эффективности ВРПМА.

На всех режимах снижение эффективности массоотдачи совпадает с увеличением брызгоуноса (рис. 4.14). Увеличение уносимой жидкости объясняется особенностями конструкции аппаратов и их гидродинамикой. Так как распылитель располагается в центре массообменной камеры, где осевая скорость газа достигает порядка 20 - 40 м/с, при относительно малой скорости истечения наблюдается мелкодисперсный распыл жидкости за счет высоких относительных скоростей фаз.

На капли действуют большие центробежные силы, благодаря чему жидкость «пролетает» опасную зону осевых скоростей газа. Далее, с увеличением нагрузки по жидкости скорости газа снижаются, что сказывается на силовом влиянии газа на капли и приводит к некоторому увеличению брызгоуноса.

На рисунке 4.15 приведены зависимости относительного брызгоуноса и количества теоретических ступеней от входной скорости газа в

тангенциальных щелях при различных соотношениях нагрузок по фазам для аппарата диаметром 400 мм.

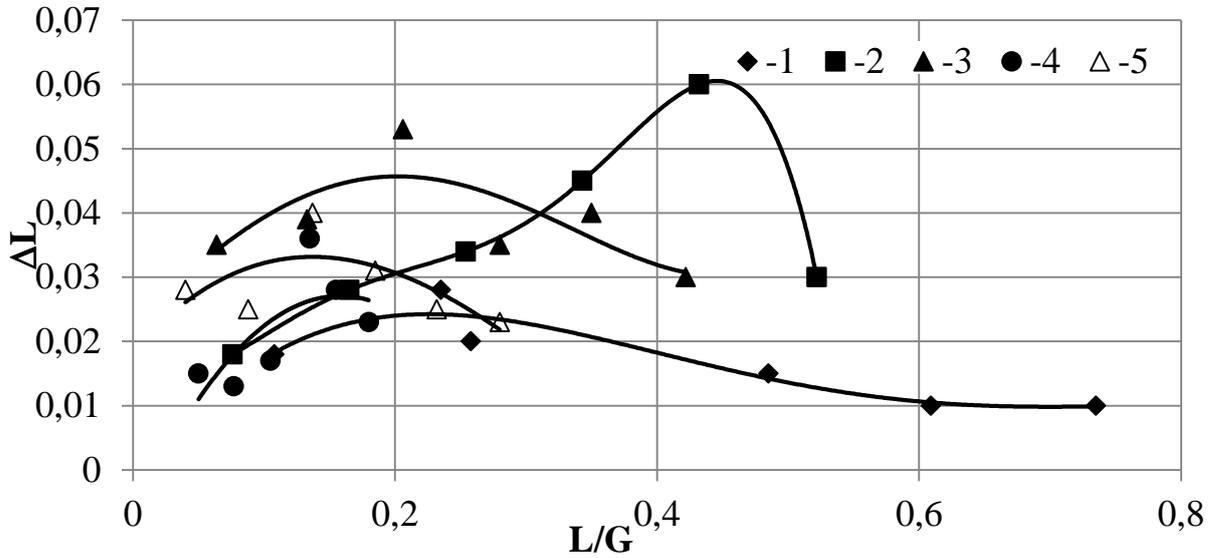


Рисунок 4.14 – Зависимость брызгоуноса от соотношения нагрузок по фазам при разной скорости газа во входных щелях: 1 – $V_{\text{вх}} = 9,2$ м/с; 2 – $V_{\text{вх}} = 12,8$ м/с; 3 – $V_{\text{вх}} = 15,6$ м/с; 4 – $V_{\text{вх}} = 20$ м/с; 5 – $V_{\text{вх}} = 23,8$ м/с

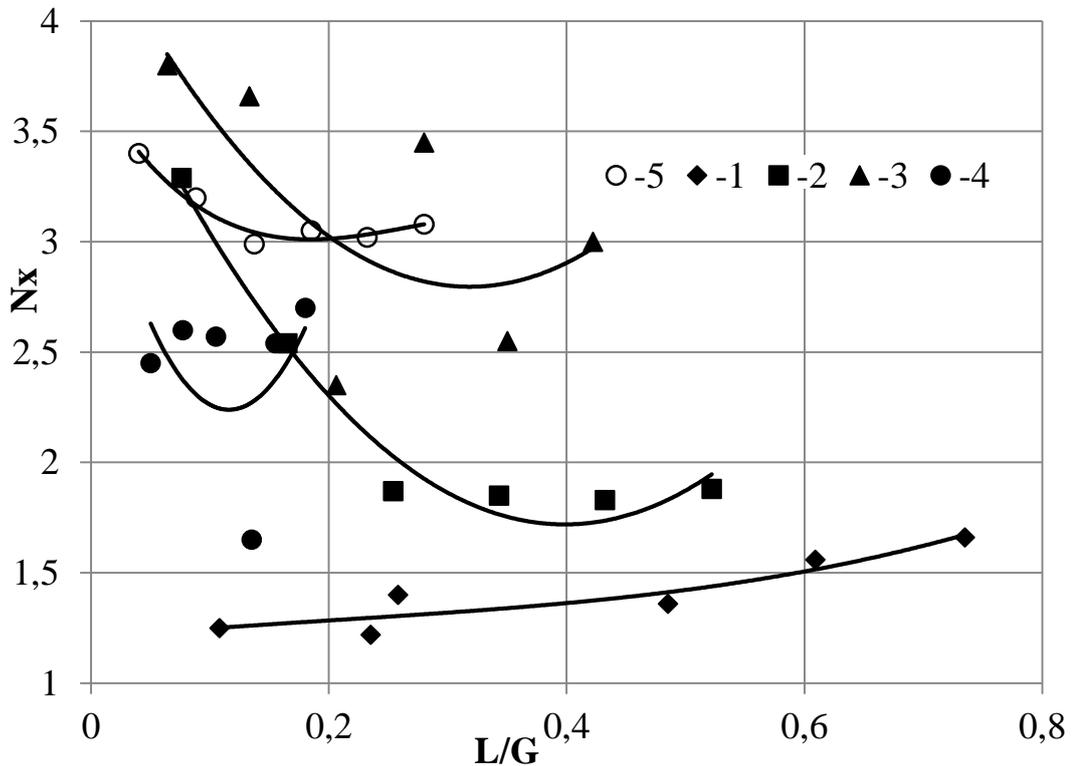


Рисунок 4.15 – Зависимость числа единиц переноса от соотношения нагрузок по фазам при разной скорости газа во входных щелях: 1 – $V_{\text{вх}} = 9,2$ м/с; 2 – $V_{\text{вх}} = 12,8$ м/с; 3 – $V_{\text{вх}} = 15,6$ м/с; 4 – $V_{\text{вх}} = 20$ м/с; 5 – $V_{\text{вх}} = 23,8$ м/с

Дальнейшее увеличение нагрузки по жидкости и скорости истечения струй из отверстий распылителя изменяет картину движения жидкой фазы в центральной области. Распыление струй происходит вблизи радиуса, близкого к радиусу R_2 , то есть возле границы опасной зоны осевых скоростей и высоких окружных скоростей газа, что влияет на снижении брызгоуноса, он уменьшается.

На рисунках 4.16, 4.17 приведены графические зависимости степени извлечения от скорости газа во входных тангенциальных щелях при различных скоростях жидкости в отверстиях распылителя для аппаратов диаметрами 400 и 100 мм.

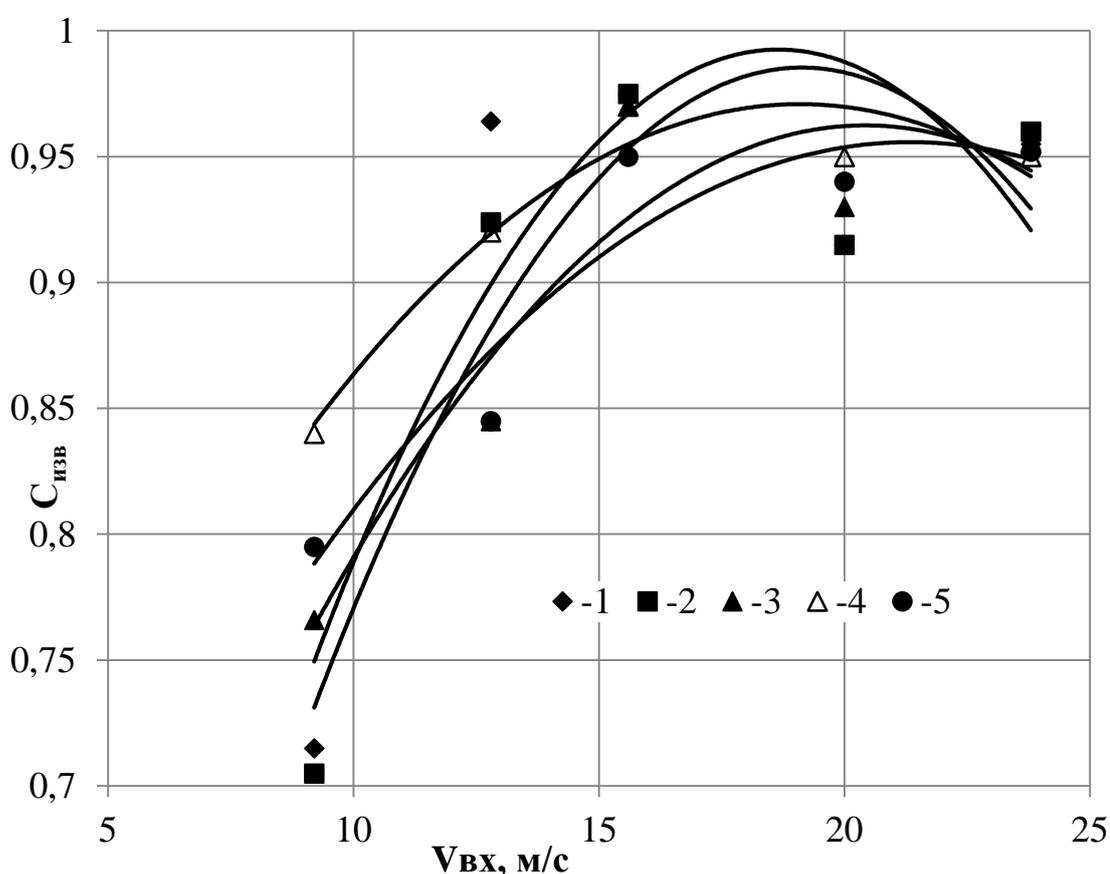


Рисунок 4.16 – Зависимость степени извлечения от скорости газа во входных щелях при различных скоростях жидкости в отверстиях распылителя ($D_k = 400$ мм): 1 – $W_{вх} = 1,275$ м/с; 2 – $W_{вх} = 2,765$ м/с; 3 – $W_{вх} = 5,72$ м/с; 4 – $W_{вх} = 7,2$ м/с; 5 – $W_{вх} = 8,7$ м/с

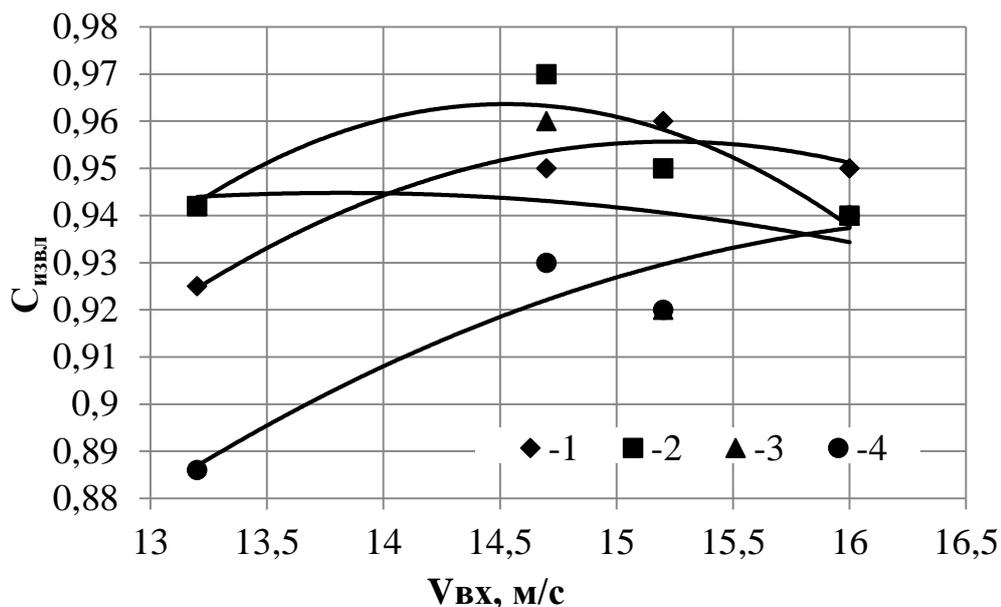


Рисунок 4.17 – Зависимость степени извлечения от скорости газа во входных щелях при различных скоростях жидкости в отверстиях распылителя ($D_k = 600$ мм): 1 – $W_{вх} = 13,2$ м/с; 2 – $W_{вх} = 14,7$ м/с; 3 – $W_{вх} = 15,2$ м/с; 4 – $W_{вх} = 16$ м/с

4.3 Результаты исследований массообменных характеристик вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата в процессе ректификации

Расчет количества теоретических ступеней производился по табличным значениям с использованием линии равновесия смеси метанол - вода по ранее опубликованным в литературе данным [71, 72] с целью анализа целесообразности применения ВРПМА в процессах ректификации.

Для выявления преимуществ вихревого противоточного аппарата целесообразно применять критерии, которые характеризуют эффективность использования единицы объема массообменной камеры, в которой происходит противоточное движение фаз. Одним из таких критериев является объемный коэффициент массопередачи, который равен

$$K_V = \frac{GN_{ed}}{V}, \quad (4.3)$$

где N_{ed} – число единиц переноса определяется через среднюю

логарифмическую движущую силу процесса между начальной и конечной разностью концентраций.

На рисунке 4.18 приведена полученная экспериментальная зависимость изменения объемного коэффициента массопередачи от режима работы ВРПМА. Для оценки величины коэффициента на графике представлены зависимости изменения объемного коэффициента массопередачи для трех других типов массообменных устройств, сетчатой, клапанной и колпачковой тарелок.

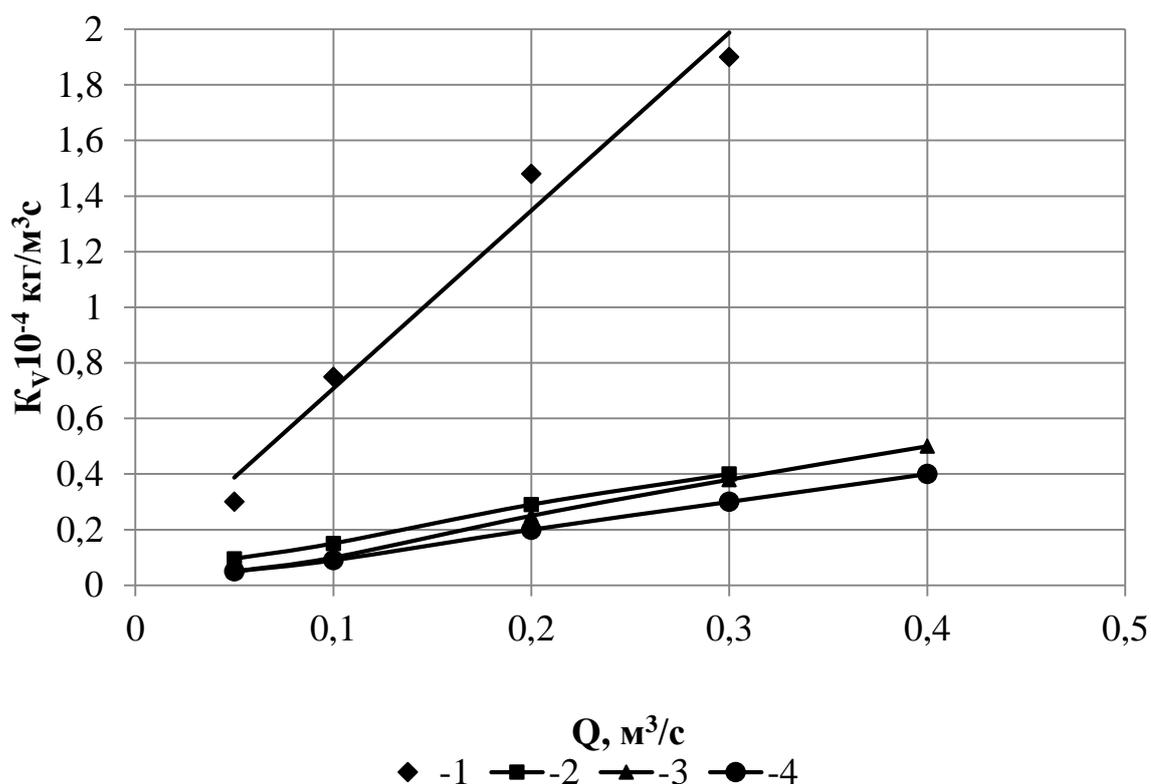


Рисунок 4.18 – Зависимость объемного коэффициента массопередачи от нагрузки по газу для разных массообменных устройств: 1 – ВРПМА; 2 – сетчатая тарелка; 3 – колпачковая тарелка; 4 – клапанная тарелка

Другим очень важным критерием, который характеризует энергоемкость массообменного оборудования, является величина удельного гидравлического сопротивления, которое приходится на одну теоретическую ступень изменения концентрации или единицу переноса. Знание удельного гидравлического сопротивления очень важно при проведении расчетов вновь проектируемого оборудования или реконструкции существующего [80–82].

Графическая зависимость удельного сопротивления, которое

приходиться на одну теоретическую ступень изменения концентрации, приведена на рис. 4.19. Там же показаны аналогичные зависимости и для различных типов тарелок [83, 84].

Приведенный анализ полученных характеристик позволяет сделать вывод об особенностях работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

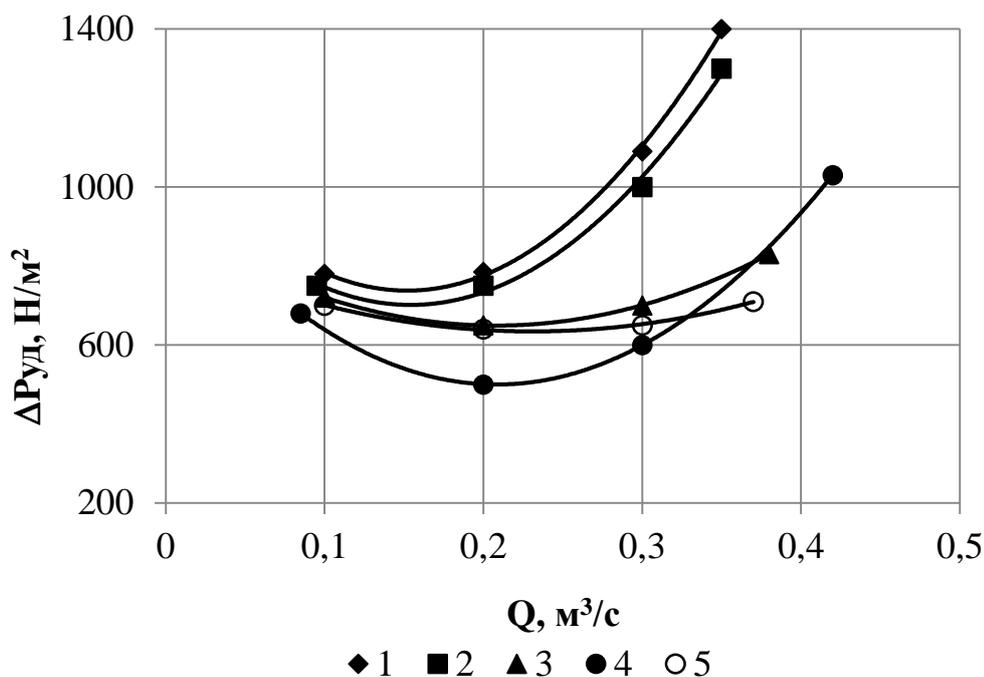


Рисунок 4.19 – Изменение удельного сопротивления на одну теоретическую ступень изменения концентрации для различных устройств: 1 – типа «Юнифлакс»; 2 – из S-подобных элементов с отбойниками; 3 – прямоточно-клапанная; 4 – сетчатая с отбойными элементами; 5 – ВРПМА

Анализ теоретических исследований, приведенный в предыдущих разделах, позволяет предполагать, что при небольшом расходе паровой фазы через аппарат и соответственно невысоких скоростях пара во входных тангенциальных щелях в области распыла возникают капли большого размера через недостаточную величину относительной скорости фаз. Малая величина межфазной поверхности, а также невысокие окружные скорости газа вдоль радиуса массообменной камеры приводят к тому, что на этих режимах аппарат работает неэффективно. Изменение концентраций составляет порядка двух теоретических ступеней.

Дальнейшее увеличение расхода и скоростей пара в массообменной камере создает условия для более мелкодисперсного распыла жидкости, увеличения межфазной поверхности за счет уменьшения капель, небольшой размер которых при высоких окружных скоростях газа позволяет организовать противоточное движение с малым брызгоуносом и более интенсивной циркуляцией токов в каплях. Все это приводит к интенсификации массообмена, что позволяет достичь 4–5 теоретических ступеней изменения концентрации в одной ступени распыла.

Одновременно с увеличением скоростей газа происходит рост величины гидравлического сопротивления аппарата, которое пропорционально квадрату скорости газа. Суммарный рост эффективности и гидравлического сопротивления приводит к уменьшению удельного сопротивления, которое приходится на одну теоретическую ступень изменения концентрации. Такой анализ позволяет обосновать полученные другими авторами показатели высокой эффективности ВРПМА в процессах ректификации.

4.4 Расчет массообменных характеристик вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата

Расчет коэффициентов массопередачи, других параметров, которые характеризуют эффективность работы ВРПМА, теоретическим путем сопрягается с рядом трудностей, в связи с чем, по данным экспериментальных исследований, необходимо получить критериальную зависимость

$$Nu = f(Re, Pe, \Gamma_1, \Gamma_2). \quad (4.4)$$

Учитывая, что эксперименты проводились в условиях десорбции труднорастворимого газа CO_2 , при выводе следующих зависимостей будем полагать, что $\beta_x = K_x$. В свою очередь, связь между объемным коэффициентом массоотдачи β_{XV} и коэффициентом массоотдачи β_X

выражается соотношением [85 – 87, 89]

$$\beta_{XV} = \beta_X \cdot a \quad (4.5)$$

где a – удельная поверхность контакта фаз, отнесенная к единице рабочего объема аппарата, то есть

$$a = \frac{F}{V_{an}}, \quad (4.6)$$

где F – межфазная поверхность, представляющая собой поверхность капель жидкости [77],

$$F = S_K n_K = \frac{6V_g}{d_K} = \frac{3d_o^2}{2d_K} n_o \pi (R_1 - R_2), \quad (4.7)$$

где S_K и n_K – поверхность и количество капель жидкости соответственно; V_g – объём жидкости, находящейся в рабочем объеме массообменной камеры; d_K и d_o – диаметры капли и отверстия соответственно; n_o – количество отверстий.

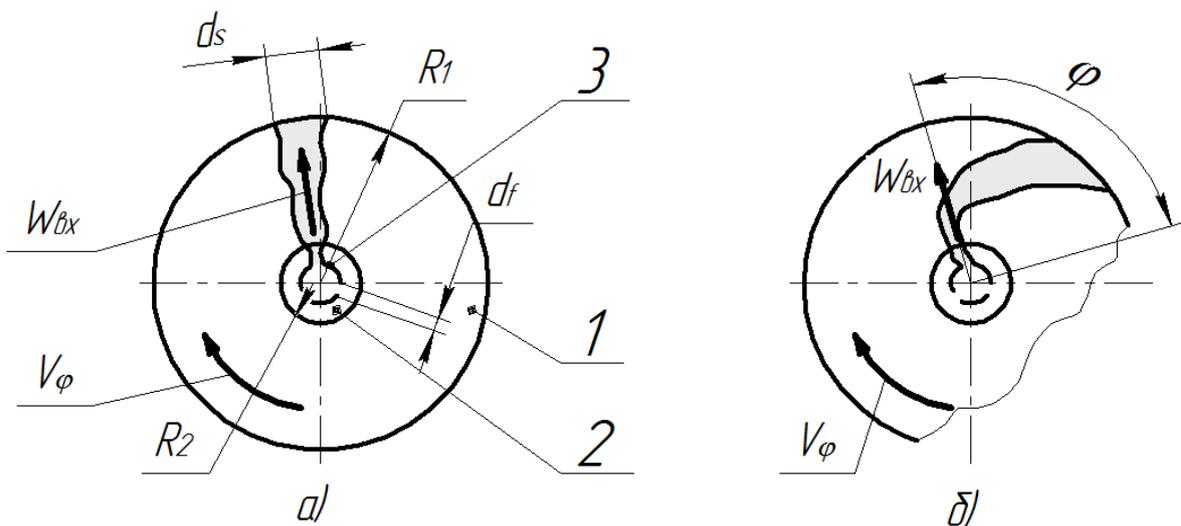


Рисунок 4.20 – Схема движения струи жидкости:

а) при отсутствии вращения газа ($V_\varphi = 0$); б) при наличии вращения газа ($V_\varphi \neq 0$); 1 – массообменная камера; 2 – отвод газа; 3 – распылитель; R_1 – радиус массообменной камеры; R_2 – радиус отверстия для отвода газа; d_f – диаметр отверстия для подачи жидкости; d_s – диаметр струи жидкости; $W_{вх}$ – скорость жидкости на выходе из отверстия; ϕ – угол отклонения потока капель жидкости от оси отверстия

Таким образом, связь между коэффициентами массоотдачи представляется следующей зависимостью:

$$\beta = \frac{\beta_V}{a} = \frac{\beta_V V_{an}}{F} = \frac{\beta_V 2V_{an} d_K}{3d_f^2 n_f \pi (R_1 - R_2)}. \quad (4.8)$$

Кроме того, учитывая то, что на диаметр капли влияет скорость газа в зоне распыла, которая, в свою очередь, зависит от соотношения радиусов R_1 и R_2 и входной скорости газа (V_{ex} зависит от площади тангенциальных щелей и высоты массообменной камеры), вид уравнения (4.4) можно несколько упростить и функциональную зависимость Nu от определяющих критериев получить в виде

$$Nu = f(Re, Pe, 1/R_1), \quad (4.9)$$

$$\text{где } Nu = \frac{\beta_g d_K}{D_g}; l = R_1 - R_2; Pe = \frac{W_{ex} d_K}{D_g}.$$

Математическая обработка экспериментальных данных с использованием метода наименьших квадратов позволила выявить следующую функциональную зависимость:

$$Nu = A \exp(B Re) Pe^n, \quad (4.10)$$

$$\text{где } A = 1,124 - 1,24 \left(\frac{l}{R_1} \right); B = 2,47 \cdot 10^{-4} \left(\frac{l}{R_1} \right) - 2,4 \cdot 10^{-4}; n = 0,78 \dots 0,84$$

Таким образом, определяя из уравнения материального баланса количество вещества, переходящее из газа в жидкость, и из уравнения (4.10) коэффициент масопередачи, учитывая то, что уравнение (4.10) получено из условия $K_x \approx \beta_x$, можно найти объем аппарата с последующим расчетом его геометрических размеров и уточненным расчетом гидродинамических и массообменных характеристик:

$$V_{an} = \frac{M}{K_{XV} \Delta X_{CP}}. \quad (4.11)$$

Выводы к разделу 4

1 Установлен характер движения газового и капельного потоков. Проведен анализ погрешностей измерений и обобщены в виде графических зависимостей гидродинамические характеристики в виде скоростей газового потока рабочей камеры ВРПМА.

2 Определены особенности распыла жидкости в зависимости от направления и расположения патрубков подачи жидкости по отношению к направлению газового потока.

3 Определены скорости газового потока при различных начальных скоростях газа и конструкции направляющей щели.

4 Разработан с точки зрения обеспечения противоточного движения вихревых потоков газа и капель жидкости вдоль радиуса массообменной камеры метод анализа гидродинамики потоков.

РАЗДЕЛ 5

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРЕВЫХ РАСПЫЛИВАЮЩИХ ПРОТИВОТОЧНЫХ МАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

5.1 Расчеты гидродинамических характеристик элементов вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов.

Инженерная методика расчета вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов

Информация для расчетов аппаратов типа ВРПМА охватывает широкий спектр вопросов. Необходимо знать свойства фаз, состав дисперсной фазы, затраты материальных потоков, теплофизические свойства фаз. Полученные теоретические выводы (раздел 2) и результаты экспериментальных исследований (раздел 3) в сопоставлении их между собой и результатами ряда литературных источников в этой области (раздел 1) являются основанием для создания методики инженерного расчета аппаратов вихревого типа с внесением изменений и уточнений в существующие формулы с целью получения основных технологических и геометрических характеристик разработанной конструкции аппарата.

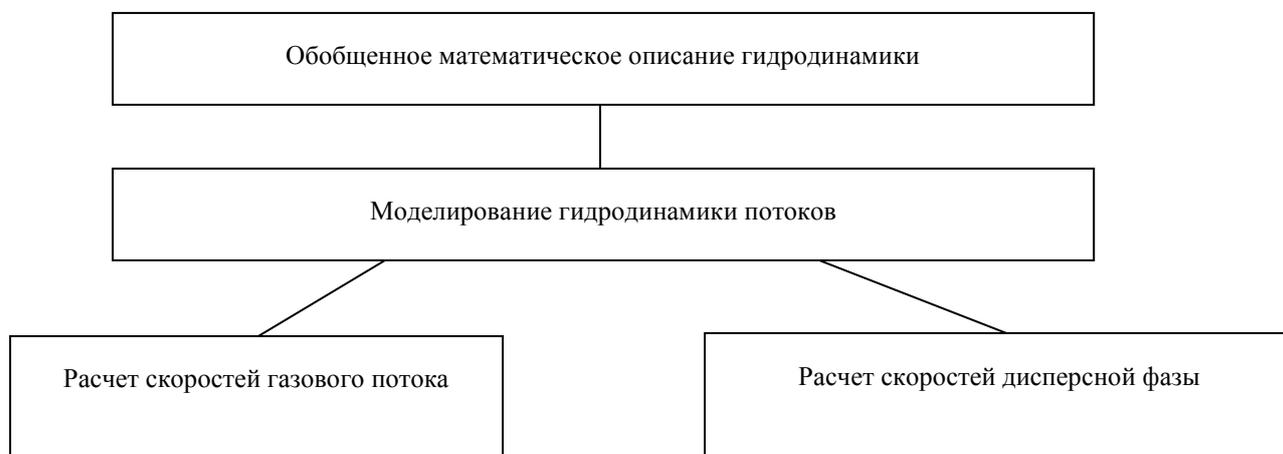


Рисунок 5.1 – Основные этапы разработки инженерной методики расчета ВРПМА

Основные этапы расчетов режима работы ВРПМА и определение геометрических характеристик запроектированного оборудования сведено к такому алгоритму:

- задание начальных характеристик работы камеры (нагрузка по фазам, физико-химические свойства фаз, выбор гидродинамического режима согласно задания и др.);

- общие характеристики конструкции аппарата (выбор направляющего устройства, характера введения газового потока в рабочее пространство, выбор распылителя и дисперсности получаемой фазы);

- расчеты газового потока с определением составляющих полной скорости;

- получение полей скоростей газового потока и определения гидродинамических характеристик дисперсной фазы с учетом закона сохранения момента количества движения;

- проверка значений результатов вычисления составляющих полной скорости в пределах расчетной сетки;

- определение технологических параметров и гидродинамических критериев (кроме заданных), геометрии вихря и диапазона его существования;

- получение основных размеров рабочей камеры ВРПМА (рис. 5.3);

- определение гидродинамического сопротивления камеры ВРПМА, проверка эффективности ее работы.

Алгоритм инженерной методики расчета ВРПМА приведен на рис. 5.2.

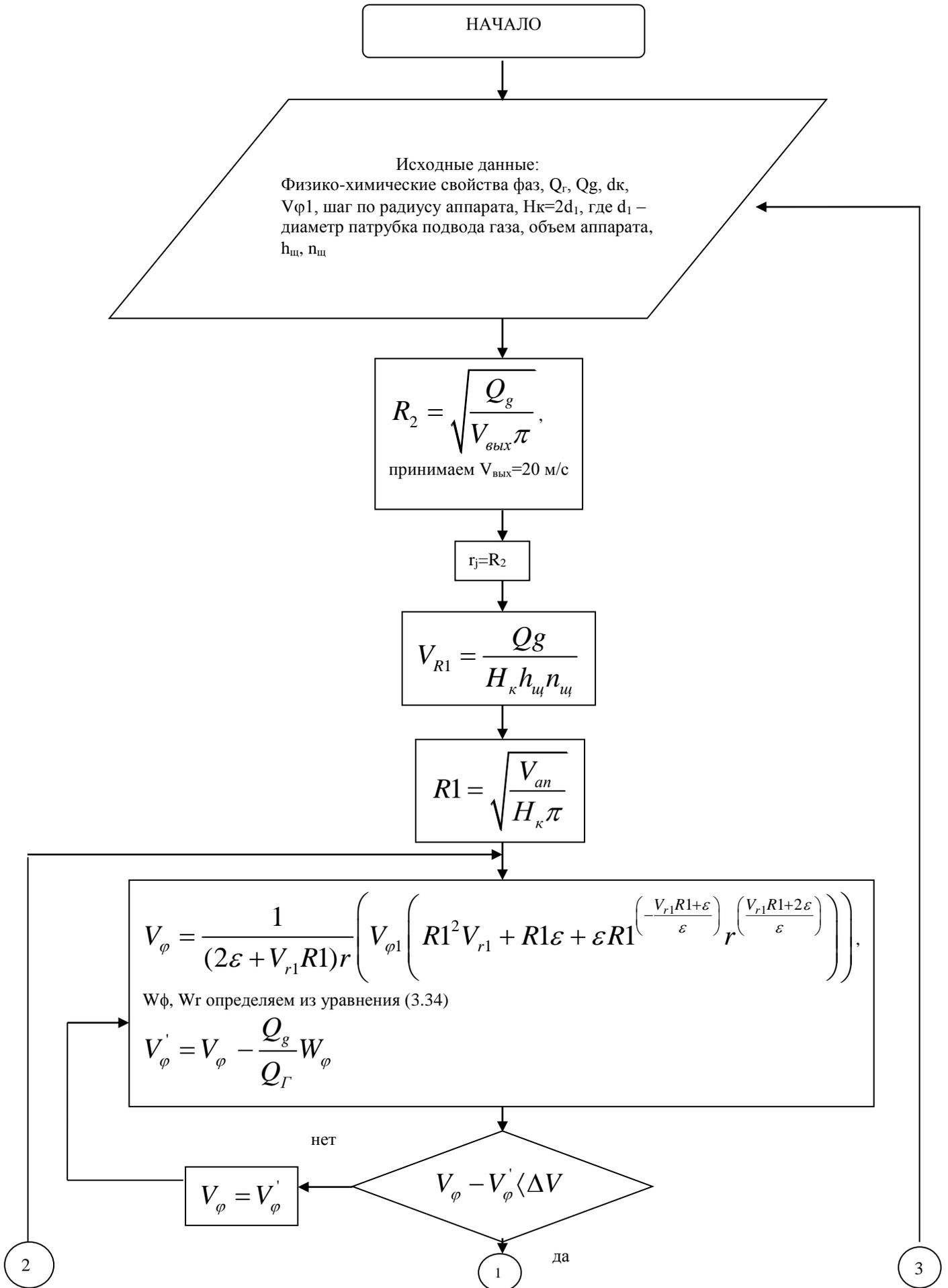


Рисунок 5.2 – Алгоритм инженерной методики расчёта ВРПМА

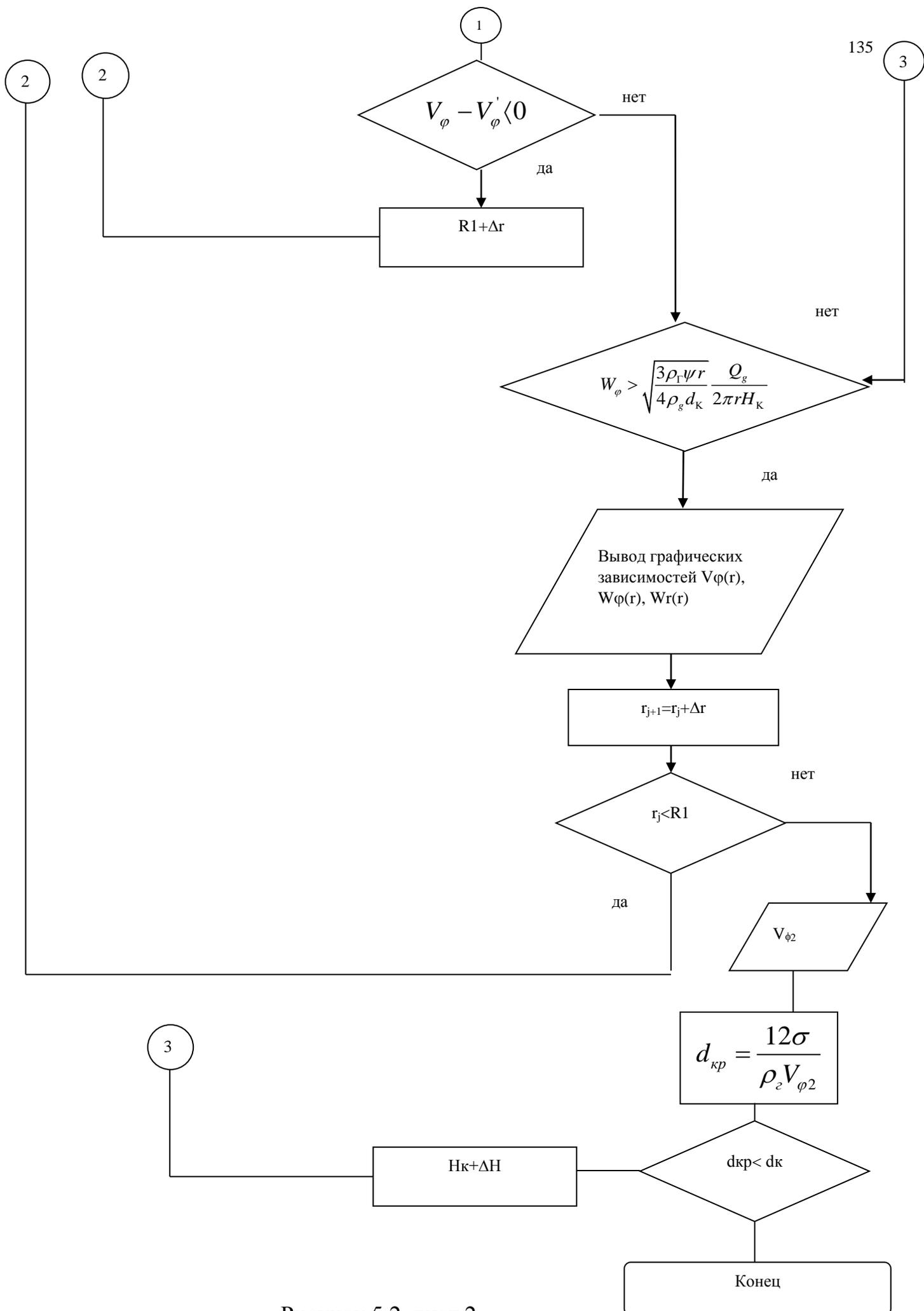


Рисунок 5.2, лист 2

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе на основании теоретических и экспериментальных исследований и обобщений решена важная научно-практическая задача, которая заключается в обосновании условий эффективной работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата на основе решения классических уравнений гидродинамики.

1 На основании литературного обзора и анализа гидродинамических параметров работы вихревых противоточных массообменных аппаратов разных типов выявлены недостатки их конструкций, определены направления усовершенствования и обоснованно возможность уменьшения габаритных размеров массообменного оборудования путем использования противоточного движения вихревых потоков газа и капель жидкости и интенсификации процессов внутри аппарата за счет применения усовершенствованного метода гидродинамического анализа условий такого вихревого движения.

2 Доказано, что предложенная конструкция вихревого распыливающего массообменного противоточного аппарата обеспечивает высокую эффективность процесса и устойчивость вихревого движения газа и капель жидкости противотоком вдоль радиуса массообменной камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

3 Получила дальнейшее развитие математическая модель расчетов гидродинамических параметров однофазного и двухфазного вихревых потоков с возможностью определения полей скоростей этих потоков в произвольной точке рабочей камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

4 На основе теоретического анализа силового воздействия на капли жидкости центробежных сил, вовлекающих капли в движение от центра к

периферии вихревой камеры, и аэродинамических сил, которые действуют на капли в направлении от периферии к центру, и в основе которых лежит разработанная методика определения скоростей вихревого газового потока с поперечным градиентом окружных скоростей газа, разработаны рекомендации по созданию гидродинамических условий в массообменной камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата, обеспечивающих устойчивое, противоточное вдоль радиуса движение вихревых потоков газа и капель жидкости, что позволяет повысить эффективность массообменных процессов.

5 Разработана методика определения времени вовлечения капель при различных условиях ввода жидкости в вихревой газовый поток, которая лежит в основе рекомендаций по расчету распыливающего устройства вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

6 Экспериментальным путем исследовано влияние конструктивных и технологических параметров на создание стабильного противоточного движения вихревых потоков газа и капель жидкости при наличии градиента скоростей газа между периферией и центром аппарата.

7 Проведены сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований, обоснована возможность применения разработанных аналитических и численных методов расчета для анализа условий устойчивой работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата в режиме противотока.

8 Исследованы условия работы вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата на различных режимах и осуществлена проверка эффективности в процессе абсорбции.

9 Проведен анализ возможности применения вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата в процессах ректификации. На основе анализа результатов исследований разработаны и переданы для промышленного использования рекомендации по внедрению в производство вихревых распыливающих противоточных массообменных

аппаратов.

10 Разработана инженерная методика расчетов гидродинамических характеристик вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А. с. 899102 СССР, В 01 0 53/18. Распылительное устройство для массообменных аппаратов / Поникаров И. И., Володин В. К., Булкин В. А.; заявитель и патентообладатель Казанский химико-технологический ин-т им. С. М. Кирова. – № 4669312/26; заявл. 14.03.80; опубл. 23.01.82, Бюл. № 3.
2. Пат. 1646587 СССР, В 01 0 53/18. Массообменный аппарат для очистки газов / Поникаров И. И., Алексеев В. А., Кручинин С. Л., Булкин В. А.; заявитель и патентообладатель Казанский химико-технологический ин-т им. С. М. Кирова. – № 289466823-26; заявл. 16.01.89; опубл. 07.05.91, Бюл. № 17.
3. Пат. 1269847 СССР, В 04 В 1/06. Центробежный аппарат для очистки жидкости / Поникаров И. И., Дулатов Ю. А., Галеев Ф. А., Александровский С. А.; заявитель и патентообладатель Казанский химико-технологический ин-т им. С. М. Кирова. – № 3803418/28-13; заявл. 19.10.84; опубл. 15.11.86, Бюл. № 42.
4. Пат. 1324674 СССР, А1 504 В 01 D 11/04. Способ экстракции в системе жидкость-жидкость в поле центробежных сил / Поникаров И. И., Поникаров С. И., Шаплыко В. И. и др.; заявитель и патентообладатель Казанский химико-технологический институт им. С. М. Кирова. – № 925623/31-26; заявл. 09.07.85 ; опубл. 23.07.87, Бюл. № 27.
5. Гринспен Х. П. Теория вращающихся жидкостей / Х. П. Гринспен. – Л. : Гидрометеиздат, 1975. – С. 300.
6. Аэродинамика и тепломассообмен в вихревой камере с центробежным псевдооживленным слоем частиц / Э. П. Волчков, А. Н. Кайданик, В. И. Терехов, А. Н. Дцыкин // Теоретические основы химической технологии. – 1993. – Т. 27, № 3. – С. 258–263.
7. Гольдштик М. А. Процессы переноса в зернистом слое / М. А. Гольдштик ; отв. ред. Н. И. Яворский. – Новосибирск : Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2005. – 358 с.

8. Смутьский И. И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И. И. Смутьский ; отв. ред. И. Р. Шрейбер. – Новосибирск : Наука, 1992. – 301 с.
9. Нурсте Х. О. Исследование аэродинамики потока в закручивающих устройствах / Х. О. Нурсте, Ю. В. Иванов, Х. О. Луби // Теплоэнергетика. – 1978. – № 1. – С. 37–39.
10. Гольдштик М. А. Аэродинамика вихревой камеры / М. А. Гольдштик, А. К. Леонтьев, И. И. Палеев // Теплоэнергетика. – 1961. № 2. – С. 40–45.
11. Гольдштик М. А. К теории эффекта Ранка / М. А. Гольдштик // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1963. – № 1. – С. 132–137.
12. Коваль В. П. Распределение скоростей и давления жидкости в вихревой камере / В. П. Коваль, С. Л. Михайлов // Теплоэнергетика. – 1972. – № 2. – С. 25–28.
13. Алексеенко С. В. Введение в теорию концентрированных вихрей / С. В. Алексеенко, П. А. Куйбин, В. Л. Окулов. – Новосибирск : ИТФ СО РАН, 2003. – 503 с.
14. Гольдштик М. А. Вихревые потоки / М. А. Гольдштик // Наука. – 1981. – 366 с.
15. Кутателадзе С. С. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках / С. С. Кутателадзе, Э. П. Волчков, В. И. Терехов. – Новосибирск, 1987. – 282 с.
16. Гольдштик М. А. Вихревые процессы и явления / М. А. Гольдштик. – Новосибирск : ИТФ СО РАН, 1989. – 49 с. – (Препринт № 210 89.)
17. Гольдштик М. А. Вариационная модель турбулентного вращающегося потока / М. А. Гольдштик // Изв. АН СССР, МЖГ. – 1985. – С. 22–32.
18. Гольдштик М. А. О гидравлическом сопротивлении вихревых камер с газожидкостным слоем / М. А. Гольдштик, С. С. Дашин // Прикладная механика и теоретическая физика. – 1992. – № 1. – С. 53–57.

19. Поплавский Ю. В. Вихревые ректификационные аппараты / Ю. В. Поплавский. – М. : МИХМ, 1973. – 112 с.

20. Шиляев М. И. К расчету гидравлического сопротивления центробежно-барботажных аппаратов / М. И. Шиляев, А. Р. Дорохов // Теплофизика и аэромеханика. – 1998. – Т. 5, № 4. – С. 565–571.

21. Бурдуков А. П. Структура жидкостного слоя и тепломассоперенос в вихревых аппаратах барботажного типа. Пристенные струйные потоки / А. П. Бурдуков, М. А. Гольдштик. – Новосибирск : ИТФ СО АН СССР, 1984. – С. 66–69.

22. Борисов И. И. Теплоотдача газовых пузырьков во вращающемся барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, Е. Э. Иконникова // Инженерно-физический журнал. – 1995. – Т. 68, № 1. – С. 9–12.

23. Борисов И. И. Теплообмен в вихревом барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, С. В. Шевцов // Тепломассообмен. – 3-й Минский международный форум «ММФ-96», 20–24 мая 1996 г. – Минск, 1996. – Т. 4, Ч. 1. – С. 156–159.

24. О размерах пузырьков в вихревом барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, С. В. Шевцов [и др.] // Промышленная теплотехника. – 1996. – Т. 18, № 1. – С. 81–85.

25. Об устойчивости вращающегося газожидкостного слоя / А. П. Бурдуков, А. Р. Дорохов, В. И. Казаков [и др.] // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. – 1987. – № 21, Вып. 6. – С. 65–67.

26. Теплообмен при охлаждении генераторного газа в вихревом барботажном аппарате / И. И. Борисов, А. А. Халатов, Г. Г. Гелетуха [и др.] // Инженерно-физический журнал. – 1998. – Т. 71, № 6. – С. 983–986.

27. Борисов И. И. Контактный тепломассообмен при охлаждении влажного воздуха в вихревом барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, С. В. Шевцов // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 1. – С. 13–17.

28. Бурдуков А. П. Массообмен в газовой фазе центробежно-

барботажного слоя / А. П. Бурдуков, А. Р. Дорохов, В. И. Казаков // Теплофизика и аэромеханика. – 1996. – Т. 3, № 2. – С. 173–179.

29. Шиляев М. И. Тепломассообмен в центробежно-барботажном аппарате / М. И. Шиляев, А. Р. Дорохов // Изв. вузов. Строительство. – 1998. – № 1. – С. 60–66.

30. Бурдуков А. П. Исследование массопередачи, лимитируемой сопротивлением в жидкой фазе в центробежно-барботажных аппаратах / А. П. Бурдуков, В. И. Казаков, А. А. Крисанов // Энерготехнологические процессы и аппараты химических производств. – Новосибирск : Изд-во Ин-та теплофизики СО АН, 1989. – С. 112–119.

31. Массообмен в жидкой фазе центробежно-барботажного слоя / А. П. Бурдуков, А. Р. Дорохов, В. И. Казаков [и др.] // Сиб. физ.-техн. журн. – 1993. – Вып. 5. – С. 11–16.

32. Бурдуков А. П. Гидродинамика вращающегося барботажного слоя / А. П. Бурдуков, В. И. Казаков // Дисперсные системы в энергохимических процессах. – Новосибирск : Изд-во Ин-та теплофизики СО АН СССР, 1982. – С. 20–27.

33. Рамм В. М. Абсорбция газов / В. М. Рамм. – 2-е изд., прераб. и доп. – М. : Химия, 1976. – 655 с.

34. Алабовский А. Н. Определение поверхности контакта фаз на барботажных тарелках / А. Н. Алабовский, А. Я. Королевич, Е. В. Гальперин // Промышленная теплотехника. – 1994. – Т. 16, № 4–6. – С. 41–46.

35. Шиляев М. И. Исследование процесса тепломассообмена в пузыре, формирующемся на отверстие газораспределительной решетки пенного аппарата / М. И. Шиляев, А. В. Толстых // Изв. вузов. Строительство. – 1999. – № 4. – С. 79–85.

36. Двухтемпературная модель тепломассообмена при формировании пузырей на отверстиях газораспределительных решеток барботажных аппаратов / М. И. Шиляев, А. В. Толстых, А. Н. Деренок [и др.] /

Теплофизика и аэромеханика. – 2004. – Т. 11, № 1. – С. 127–136.

37. Деренок А. Н. Моделирование совместного теплообмена при барботировании парогазовой смеси в жидкость : автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук / А. Н. Деренок. – Томск, 2004. – 20 с.

38. Волошко А. А. Теплообмен при образовании пузырей / А. А. Волошко // Теоретические основы химической технологии. – 1994. – Т. 28. – № 2. – С. 185–187.

39. Колтунова Л. Н. Массоотдача на начальном участке газовой струи, вытекающей в жидкость / Л. Н. Колтунова, М. Э. Аэров // Теоретические основы химической технологии. – 1994. – Т. 16, № 2. – С. 161–166.

40. Массопередача на входном участке вращающегося барботажного слоя / А. П. Сафонов, Э. П. Рева, В. С. Крылов, К. В. Гомова // Теоретические основы химической технологии. – 1976. – Т. 10, № 4. – С. 495–500.

41. Дьяконов С. Г. Модель массоотдачи в слое контактного устройства на основе концепции активного входного участка / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А. Г. Лаптев // Теоретические основы химической технологии. – 1991. – Т. 25, № 6. – С. 783–795.

42. Лаптев А. Г. Определение объемных коэффициентов массоотдачи с помощью математической модели при расчете тарелок с прямоточными клапанами / А. Г. Лаптев, С. Г. Дьяконов, В. А. Данилов // Химическая промышленность. – 1991. – № 8. – С. 499–501.

43. Лаптев А. Г. Математическое моделирование процессов массо- и теплоотдачи в газовой фазе насадочных колонн / А. Г. Лаптев, С. Г. Дьяконов // Химическая промышленность. – 1993. – № 6. – С. 48–51.

44. Дьяконов С. Г. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А. Г. Лаптев // Теоретические основы химической технологии. – 1993. – Т. 27, № 1. – С. 38–47.

45. Борисов И. И. О размерах пузырьков в вихревом барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, С. В. Шевцов // Промышленная

теплотехника. – 1996. – Т. 18, № 1. – С. 81–85.

46. Холин Б. Г. Центробежные и вибрационные грануляторы пластов и распылители жидкости / Б. Г. Холин. – М. : Машиностроение, 1977. – 182 с.

47. Холин Б. Г. Гидродинамика двухфазных потоков в вихревом противоточном массообменном аппарате / Б. Г. Холин, И. А. Ковалев, В. И. Склабинский // Известия вузов. Серия «Химия и химическая технология». – 1982. – Т. XXV, № 7. – С. 894–897.

48. Лаптев С. А. Динамика газожидкостного потока в вихревых камерах / С. А. Лаптев, А. А. Овчинников, Н. А. Николаев // Химическая промышленность. – 1994. – № 9. – С. 52–55.

49. Теплообмен при охлаждении генераторного газа в вихревом барботажном аппарате / И. И. Борисов, А. А. Халатов, Г. Г. Гелетуха и др. // Инженерно-физический журнал. – 1998. – Т. 71, № 6. – С. 983–986.

50. Склабинский В. И. Брызгонос в вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратах / В. И. Склабинский // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – С. 66–70.

51. Борисов И. И. Контактный тепломассообмен при охлаждении влажного воздуха в вихревом барботажном слое / И. И. Борисов, А. А. Халатов, С. В. Шевцов // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 1. – С. 13–17.

52. Бурдуков А. П. Массообмен в газовой фазе центробежно-барботажного слоя / А. П. Бурдуков, А. Р. Дорохов, В. И. Казаков // Теплофизика и аэромеханика. – 1996. – Т. 3, № 2. – С. 173–179.

53. Ming Xu. CDF modeling of gas-liquid flow and mass transfer in rotating packed beds / Ming Xu, Jianwen Zhang, Jianfeng Chen // Sixth World Congress on Computational Mechanics: international scientific congress, 5–10 of September 2004 : conferences thesis. – Beijing : Tsinghua University Press, 2004. – P. 48–52.

54. Задорский В. М. Интенсификация химико-технологических процессов на основе системного подхода / В. М. Задорский. – К. : Техника,

1989. – 208 с.

55. Исследование и оптимизация конструкций контактных устройств массообменных аппаратов // Всесоюзный исследовательский и проектный институт нефтеперерабатывающей отрасли. – 1987. – 45 с.

56. Кочетков С. П. Расчет и интенсификация тепломассопередачи в промышленных аппаратах тарельчатого типа для концентрированной фосфорной кислоты / С. П. Кочетков, Е. П. Парфенов // Химическая технология. – 2003. – № 2. – С. 35–39.

57. Мельников В. С. Исследование гидродинамической структуры потоков и эффективности массопередачи на барботажной тарелке : дис. ... канд. техн. наук / В. С. Мельников. – М., 1980. – 220 с.

58. Цзячжо Л. Высокоэффективные клапанные тарелки колонн / Л. Цзячжо, Ф. М. Хуторянский // Химическая техника. – 2004. – № 10. – С. 37–39.

59. Tomiyama A. A bubble tracing method and application to bubble-induced agitation of a temperature field / A. Tomiyama, Y. Makito, M. Perpar // MB IV. – 1997. – P. 229–239.

60. Кафаров В. В. Основы массопередачи: Системы газ – жидкость, пар – жидкость, жидкость – жидкость / В. В. Кафаров. – [3-е изд, перераб. и доп.] – М. : Высшая школа, 1979. – 439 с.

61. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента / Н. Джонсон, Ф. Лион ; пер. с англ. ; под ред. канд. техн. наук Э. К. Лецкого и д-ра техн. наук Е. В. Марковой. – М. : Мир, 1981. – 520 с.

62. Батунер Л. М. Математические методы в химической технике / Л. М. Батунер, М. Е. Позин ; под общ. ред. проф. М. Е. Позина. – [6-е изд., испр.]. – Л. : Химия, 1971. – 824 с.

63. Шенк Х. Теория инженерного эксперимент / Х. Шенк ; пер. с англ. Е. Г. Коваленко ; под ред. чл.-корр. АН СССР Н. П. Бусленко. – М. : Мир, 1972. – 374 с.

64. Горский В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели статики) / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер. – М. : Metallurgy, 1974. – 264 с.

65. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

66. Романков П. Г. Теплообменные процессы химической технологии / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов. – Л. : Химия, 1982. – 284 с.

67. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1978. – 736 с.

68. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1976. – 504 с.

69. Кувшинов Г. Г. Расчет основных характеристик центробежно-барботажного аппарата / Г. Г. Кувшинов, А. В. Трачук // Химическая промышленность сегодня. – 2003. – № 8. – С. 39–50.

70. Нечаев П. Г. Гидродинамика ротационно-барботажных аппаратов / П. Г. Нечаев // Изв. СО АН СССР. Сер. «Техн. науки». – 1989. – Вып. 5. – С. 30–32.

71. Рух потоку плаву (газу) в порожнині віброгранулятора та вихрового протитечійного массообмінного апарата / В. І. Склабінський, В. А. Осіпов, М. П. Каноненко, Д. М. Мохаммед Абдуллах // Хімічна промисловість України. – 2011. – № 1 (102). – С. 3–5.

72. Склабинский В. И. Определение времени вовлечения капель в вихревое движение потоком газа в массообменной камере распылительного противоточного аппарата / В. И. Склабинский, Н. А. Кочергин, Д. М. Мохаммед Абдуллах // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. Техн. науки. – 2011. – № 4. – С. 67–72.

73. Склабинский В. И. Влияние гидродинамических факторов на вращение капли (гранулы) в вихревом газовом потоке / В. И. Склабинский, Д. М. Махаммед Абдуллах // Хім. пром-сть України. – 2009. – № 2. – С. 32–

34.

74. Sklabinskyy V. I. The Characteristics of Vortex Spray Countercurrent Mass Exchange Device (vscmed) / V. I. Sklabinskyy, Abdullah Jalal Mohammed, Mohammed Nahdim Gasim / Engineering & Technology Journal. – 2011. – № 15, Vol. 29. – P. 3211–3223.

75. Ал Хайят Мохаммед Н. К. Экспериментальное определение характеристик вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов (ВРПМА) / Н. К. Ал Хайят Мохаммед, Д. М. Мохаммед Абдуллах, Н. Кочергин // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2012. – № 15 (186), Ч. 2. – С. 90–93.

76. Sklabinskyy V. I. The assessment of the processing chamber radial dimensions of vortex spray countercurrent mass exchange device / V. I. Sklabinskyy, Abdullah Jalal Mohammed // First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil & Gas Refining, Iraq, Baghdad. – 2011. – Vol. 9. – С. 24.

77. Мохаммед Абдуллах Д. М. Определение радиальных размеров рабочей камеры вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата / Д. М. Мохаммед Абдуллах, В. И. Склабинский // Збірник доповідей учасників чотирнадцятої Всеукраїнської науково-практичної конференції «Інноваційний потенціал української науки – XXI століття», м. Запоріжжя, 12–20 грудня 2011 р. – Запоріжжя, 2011. – С. 85–90.

78. Мохаммед Абдуллах Д. М. Окружные скорости газа (пара) в рабочей камере вихревого распыливающего противоточного массообменного аппарата (ВРПМА) / Д. М. Мохаммед Абдуллах, В. И. Склабинский // Всеукраїнська науково-технічна конференція „Хімічна технологія та інженерія”. – Суми : СумДУ, 2011. – С. 118.

79. Мохаммед Абдуллах Д. М. Определение оптимального размера капель в ВРПМА / Д. М. Мохаммед Абдуллах, А. Х. Мохаммед Надим Касим // Международная научно-техническая конференция «Технология-2012», 6–7 апреля 2012 г. – С. 171–172.

80. Склабинский В. И. Влияние градиента скоростей пара на интенсивность массообмена в аппаратах ВРПМА / В. И. Склабинский // Тезисы докладов Всесоюзной конференции по ректификации. – Северодонецк, 1991. – С. 171.

81. Рекомендации по внедрению ВРПМА в нефтегазовую промышленность / Д. М. Мохаммед Абдуллах, А. Х. Мохаммед Надим Касим // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми та перспективи розвитку нафтогазового комплексу», м. Полтава, 98 - 99 вересня 2012 р. – С. 45-46.

82. Определение радиальных размеров массообменной камеры с плоским движением вихревого потока газа / Д. М. Мохаммед Абдуллах // І всеукраїнська науково-технічна конференція «Хімічна технологія: Наука та виробництво», м. Шостка 7–9 листопада 2011 р. – С.87.

83. The assessment of the processing chamber radial dimensions of vortex spray countercurrent mass exchange device / V. I. Sklabinskyu, Abdullah Jalal Mohammed, Mohammed Nahdim Gasim // First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil & Gas Refining, Iraq, Baghdad Вип. 9. — С. 24.

84. Холін Б. Г. Використовування вихрових масообмінних апаратів з протитечією фаз у зоні контакту у процесах ректифікації / Б. Г. Холін, В. І. Склабінський // Хімічна промисловість України. – 1998. – № 4. – С. 61–66.

85. Склабинский В. И. О целесообразности применения вихревых противоточных массообменных аппаратов / В. И. Склабинский // Вісник НТУУ «Київ. політехн. ін-т». Серія Машинобудування. – 1999. – Вип. 35. – С. 268–274.

86. Сравнительные эксплуатационные характеристики современных высокопроизводительных конструкций тарелок / Ю. К. Молоканов и др. // Сб. Всесоюзной конф. по теории и практ. ректификации. – Северодонецк, 1973. – Т. 2. – С. 65–68.

87. Методика оценки технико-экономической эффективности

контактных массообменных устройств. – М. : НИИТЭХИМ, 1975. – 35 с.

88. Поверхность контакта фаз в закрученном газожидкостном слое / А. П. Бурдуков, Н. В. Воробьева, А. Р. Дорохов и др. // Теоретические основы химической технологии. – 1983. – Т. 17, № 1. – С. 121–124.

89. Склабінський В. І. Визначення поверхні масообміну в робочій камері вихрового розпилювального протитечійного масообмінного апарата ВРПМА / В. І. Склабінський // Вісник ІАН. – 1999. – № 2–3. – С. 91–93.

90. Vortex centrifugal bubbling reactor / A. O. Kuzmin, M. Kh. Pravdina, A. I. Yavorsky et al. // Chemical Engineering Journal. – 2005. – № 107. – P. 55–62.

91. Anderson L. A. Two-component vortex flow studies of the colloid core nuclear reactor / L. A. Anderson, S. H. Hasinger, B. N. Turman // J. Spacecraft and rock. – 2002. – Vol. 9, № 5. – P. 311–317.

92. Hasinger S. H. Experimental flow studies of the colloide core reactor concepr / S. H. Hasinger, B. N. Turman // J. Spacecraft and Rock. – 2002. – Vol. 9, № 9. – P. 723–724.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Акты внедрения

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор
Сумського державного
університету



Карпуша В.Д.

«23» 06 2014 р.

АКТ

про впровадження в Сумському державному університеті результатів
дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
Мохаммеда Абдуллах Джалал Мохаммеда

Комісія у складі:

Голови комісії: Стороженко В.Я. – професора кафедри ПОХНВ СумДУ,
к.т.н.

Членів комісії: Юхименко М.П. – доцента кафедри ПОХНВ СумДУ,
к.т.н., ; Ляпощенко О.О. – доцента кафедри ПОХНВ СумДУ, к.т.н., провела
роботу з оцінки впровадження основних результатів дисертаційної роботи
Мохаммеда Абдуллах Джалал Мохаммеда в навчальний процес СумДУ.

Основними результатами дисертаційної роботи Мохаммеда Абдуллах
Джалал Мохаммеда є такі:

- розроблена методика розрахунків процесу сталого протитечісного, вздовж радіуса вихрової робочої камери, руху вихрових потоків газу і крапель рідини;
- визначені гідродинамічні параметри та умови здійснення такого процесу, що дозволило розробити рекомендації з конструювання нових зразків ВРПМА з використанням вихрових потоків.
- на основі теоретичного аналізу запропонованих фізичної та математичної моделей сталого протитечісного, вздовж радіуса вихрової робочої камери,

руху вихрових потоків газу і крапель рідини, розроблена інженерна методика з проектування вихрових розпилюючих протитечійних масообмінних апаратів.

Одержані результати використовуються у навчальному процесі кафедри процесів і обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв при викладанні дисципліни «Технологічні лінії та комплекси хімічних виробництв» для студентів напряму підготовки 050503 «Машинобудування».

Голова комісії:


Стороженко В.Я.

Члени комісії:


Юхименко М.П.


Ляпощенко О.О.

ACT OF APPLICATION

Certificate of the results application of Mohammed Abdullah Jalal Mohammed's thesis "The hydraulic characteristics of vortex spray countercurrent mass exchange devices" and their manufacturing application at "PRDC,Iraq-Baghdad"

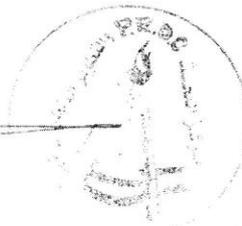
The present certificate ascertains the fact that the scientific results of Mohammed Abdullah Jalal Mohammed's thesis "The hydraulic characteristics of vortex spray countercurrent mass exchange devices" were implemented for estimation of hydraulic resistance, efficiency and geometrics of VSCMED.

The results of mathematical modeling and physical simulation of testing version of VSCMED are of theoretical and practical value for updating and designing new mass exchange devices of vortex type.

The engineering design procedure of hydrodynamic parameters and defining of hydraulic characteristics of VSCMED was worked out in the thesis. As a result, the obtained data allowed determining the geometry of the device.

The implementation of the research results will increase not only the efficiency of design and VSCMED performance, but also consider the possibilities of existing devices updating.


Dr. Kareem A. Alwan
PRDC. Manager




23-4-2013

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПРИМЕНЕНИИ

Свидетельство о производственном применении результатов научной работы Абдуллах Джалала Мохаммеда на тему «Гидравлические характеристики аппаратов массообмена с противотоком распыления вихревого типа» на предприятии «PRDC», г. Багдад, Ирак

Данное свидетельство подтверждает, что результаты научной работы Абдуллах Джалала Мохаммеда на тему «Гидравлические характеристики аппаратов массообмена с противотоком распыления вихревого типа» были применены для оценки гидравлического сопротивления, эффективности и геометрических параметров VSCMED.

Результаты математического моделирования и физической симуляции испытательного образца VSCMED имеют теоретическую и практическую ценность для усовершенствования и конструирования новых аппаратов массообмена вихревого типа.

В научной работе была представлена процедура технического проектирования гидродинамических параметров и определения гидравлических характеристик VSCMED. Вследствие этого, полученные данные позволили определить геометрические параметры аппарата.

Внедрение результатов исследования не только увеличит эффективность конструкции и эксплуатации VSCMED, но также даст возможность усовершенствовать существующие аппараты.

(подпись)
Др. Карим А. Алван
Менеджер «PRDC»

Печать.

(подпись)
23.04.2013

Этот перевод с английского языка на русский язык выполнен мною, переводчиком Прокopenко Людмилой Александровной.

I, Lyudmyla Prokopenko, certify that I am fluent in the English and Russian languages, and that the above document is an accurate translation of the document attached.



SERT Co. Ltd. for Oil Services

شركة سيرت للخدمات النفطية المحدودة



ACT OF APPLICATION

Certificate of the results application of **ABDULLAH JALAL MOHAMMED**

Thesis "The mass transfer characteristics of vortex spray countercurrent mass exchange devices
Hydraulic characteristics of a discharge vortex countercurrent mass exchange apparatus" and their manufacturing application at (sert co.ltd. for oil servicec)

The present certificate ascertains the fact that the scientific results of **ABDULLAH JALAL MOHAMMED** thesis "Hydraulic characteristics of a discharge vortex countercurrent mass exchange apparatus (VSCMED)" were implemented for estimation of mass-transfer coefficient and mass exchange area in VSCMED.

The results of mathematical modeling and physical simulation of testing version of VSCMED are of theoretical and practical value for updating and designing new vortex mass exchange devices used in chemical industry and other kinds of industry.

The engineering design procedure of mass exchange characteristics of VSCMED was worked out in the thesis. It allows to chose the best performance of the device while its starting and operation. The worked out mathematical apparatus allows device reconfiguration in the case of device nomenclature alteration without expensive design changes.

The suggested results can be used for the design of industrial mass exchange device of vortex type.

The usage of research results increases the operating efficiency of mass exchange devices used in different kinds of industry.



SERT MANAGER

Khaled Hashem Hattab

نقل: 7801976377 00964 - 7801976378 00964

بغداد - ساحة لوائق - ص.ب 3055. الطوية

موقع الترنس: www.sert-oilco.com

بريد الكتروني: sertco@yahoo.com

«SERT Co. Ltd», смазочно-заправочные работы

«SERT Co. Ltd»

Печать: Компания с ограниченной ответственностью «SERT»
Смазочно-заправочные работы

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПРИМЕНЕНИИ

Свидетельство о применении результатов работы Абдуллах Джалала Мохаммеда

на тему: «Гидравлические характеристики аппаратов массообмена с противотоком распыления вихревого типа» на производстве в компании «SERT Co. Ltd», занимающейся смазочно-заправочными работами

Данное свидетельство подтверждает, что результаты научной работы **АБДУЛЛАХ ДЖАЛАЛА МОХАММЕДА** на тему «Гидравлические характеристики аппаратов массообмена с противотоком распыления вихревого типа (VSCMED)» были применены для оценки коэффициента массопередачи и площади массообмена в VSCMED.

Результаты математического моделирования и физической симуляции испытательного образца VSCMED имеют теоретическую и практическую ценность для усовершенствования и конструирования новых аппаратов массообмена вихревого типа, которые используются в химической и других отраслях промышленности.

В научной работе была представлена процедура технического проектирования характеристик массообмена VSCMED. Это позволяет выбрать оптимальные рабочие характеристики аппарата во время его запуска и эксплуатации. Разработанный математический аппарат позволяет произвести реконфигурацию, в случае изменения номенклатуры аппарата, не неся высоких расходов вследствие изменений в конструкции.

Предложенные результаты могут быть использованы для разработки промышленного аппарата массообмена вихревого типа.

Использование результатов исследования увеличивает эффективность эксплуатации аппаратов массообмена, которые применяются в различных отраслях промышленности.

(подпись)

Менеджер «SERT»
Халед Хашем Хаттаб

Печать: Компания с ограниченной ответственностью «SERT»
Смазочно-заправочные работы

7801976377 00964 – 7801976378 00964

www.sert-oilco.com

sertco@yahoo.com

Этот перевод с английского языка на русский язык выполнен мною, переводчиком Прокопенко Людмилой Александровной.

I, Lyudmyla Prokopenko, certify that I am fluent in the English and Russian languages, and that the above document is an accurate translation of the document attached.






وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
الجامعة التكنولوجية
قسم الهندسة الكيماوية



Chemical Engineering Department

Dear professor Sklabinkyi

Thank you for your trust of university of technology's scientific committee.

We were highly appreciated your participation in "First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil and Gas Refining" which has been held at 25-27 April 2011, Baghdad, Iraq where your research with the title of " The Assessment of the Processing Chamber Radial Dimensions of Vortex Spray Countercurrent Mass Exchange Device" has been presented. Also your research with the title of "The Characteristic of Vortex Spray Countercurrent Mass Exchange Device (VSCMED)" (which was extracted from the thesis of Mohammed Abdullah Jaial Mohammed with the title of "The hydraulic characteristic of vortex spray countercurrent mass exchange devices") has been published in Engineering and Technology Journal, Vol.29, No.15, 2011.

Regarding your request about our opinion in the application of (VSCMED) in industries, we'd like to let you informed that this device might be applied in Liquid-Liquid mixture separation process and Liquid-Gas purification process. And according to our local experience this device could be useful technology for the ministry of industry and ministry of oil in Iraq.

We are looking forward for further cooperation between us.

Best Regards

Prof. Dr. Thamer J. Mohammed
Head of Chemical Engineering Department
University Of Technology
Baghdad/ Iraq
E.mail : thamer_jasim@yahoo.com

<http://uotechnology.edu.iq/dep-chem-eng/Index.htm>
email : chemical_eng@uotechnology.edu.iq

الجامعة التكنولوجية - بغداد - شارع الصناعة
صندوق بريد (١٨٣١٠)

Химико-технологический отдел

Дорогой профессор, Склабинский Всеволод Иванович
Благодарим за ваше участие в научно-технологическом комитете.
Мы высоко оценили ваше участие в «First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil and Gas Refining» которая проводилась 25-27 апреля 2011 года в городе Багдаде, Ирак, где была представлена ваша научно-исследовательская работа под названием «The Assessment of the Processing Chamber Radial Dimensions of Vortex Spray Countercurrent Mass Exchange Device». Также ваша работа «The Characteristic of Vortex Spray Countercurrent Mass Exchange Device (ВРПМА)» (которая была взята из тезисов работы Абдуллаха Джалала Мохаммеда под названием «Гидравлические характеристики вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов») была опубликована в Engineering and Technology Journal, Vol.29' No.15, 2011

Относительно вашей просьбы по поводу применения (ВРПМА) на производстве, мы бы хотели вам сообщить, что этот аппарат может быть использован в процессе разделения жидких смесей и газожидкостной очистки. И так же, опираясь на наши данные, этот аппарат может являться полезной технологией в министерстве промышленности и в министерстве нефтяной промышленности Ирака.

С нетерпением ждем нашего дальнейшего сотрудничества.
С наилучшими пожеланиями

Профессор, Доктор наук Тамер Дж. Мохаммед
Глава Химико-технологического отдела
Технологический университет
Багдад, Ирак
E.mail: thamer_jasim@yahoo.com

Подпись

*Печать: Технологический университет
Химико-технологический отдел*



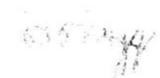
Professor Sklabiukyi
Processes and equipment of chemical and petroleum refinery department
Sumy State University
Ukraine, 40007, Sumy

Thank you for trust of Al-Douri refinery scientific committee. We highly appreciate your participation in 'First Scientific Conference on modern Technologies in Oil and Gas Refining' which has held at 25-27 April 2011, Baghdad Iraq. The conference was organized by University of Technology and sponsored by our refinery. The paper was extracted from the thesis of Mohammed Abdullah Jalal Mohammed with the title of "The hydraulic characteristic of vortex spray countercurrent mass exchange device".

Regarding your request about our opinion in the application of (VSCMED) in Industries, we'd like to inform you we have looked through the scientific results of Mohammed Abdullah Jalal Mohammed's thesis and his implemented for estimation of hydraulic resistance, efficiency and geometries of VSCMED. The results of mathematical modeling and physical simulation of testing version of VSCMED are of theoretical and practical value for updating and designing new mass exchange devices of vortex type. The engineering design procedure of hydrodynamic parameters and defining of hydraulic characteristics of VSCMED was worked out in the thesis. As a result, the obtained data allowed determining the geometry of the device. The implementation of the research results will increase not only the efficiency of design and VSCMED performance, but also consider the possibilities of existing devices updating. The VSCMA can approve the efficiency of mass changing processes.

The successfully implementation in process for gas purification from ammonia, air purification from dimethylacetamide and for methanol-water mixture separation in Sumy industrial will let us think over using the VSCMA in future when projecting new manufactures and while modernization of the existed ones.

Al-Douri Refinery Scientific Committee
Al-Douri Refinery
Mid Refineries Company
Ministry of Oil


HASSAN HADDI SAEED
 Assistant For Technical Affairs


 8.1.2013

Профессор Склабинский Всеволод Иванович
 Кафедра "Процессы и оборудование химических и нефтеперерабатывающих
 производств (ПОХНП)"
 Сумский Государственный Университет
 40007, Сумы, Украина

Благодарим за ваше участие в Al-Douri научно- нефтеперерабатывающем комитете. Мы высоко оценили ваше участие в «First Scientific Conference on Modern Technologies in Oil and Gas Refining» которая проводилась с 25-27 апреля 2011 года, в городе Багдаде, Ирак. Эта конференция была организована Технологическим Университетом и спонсирована нашей нефтеперерабатывающей компанией. Доклад был взят из тезисов работы Абдуллаха Джалала Мохаммеда под названием «Гидравлические характеристики вихревых распыливающих противоточных массообменных аппаратов».

Относительно вашей просьбы по поводу применения (ВРПМА) на производстве, мы бы хотели вам сообщить, что мы просмотрели научные результаты тезисов Абдуллаха Джалала Мохаммеда и его готовность к оценке гидравлического сопротивления, эффективности и геометрических параметров ВРПМА. Результаты математического и физического моделирования пробной версии ВРПМА имеют теоретическое и практическое значение в усовершенствовании и разработке новых массообменных аппаратов вихревого типа. Методика расчета гидродинамических параметров и определение гидравлических характеристик ВРПМА были составлены на основе тезисов. В результате, полученные данные позволили определить геометрические характеристики аппарата. Использование результатов исследования не только повысят эффективность разработки и рабочие характеристики ВРПМА, но также дадут возможность для усовершенствования уже существующих аппаратов. В ВРПМА может быть существенно улучшена эффективность массообменных процессов. Успешное проведение процесса очистки газа от аммиака, очистки воздуха от диметалакетамидов, а также разделение смеси метанола, позволит нам обдумать использование ВРПМА в будущем при разработке новой продукции и при модернизации уже существующей.

Al-Douri Refinery Scientific Committee
 Al-Douri Refinery
 Mid Refineries Company
 Ministry of Oil

Подпись

*Печать: Ministry of Oil
 Doura Refinery
 Baghdad, Iraq*

*Midland Refineries 04
 Печать: Hassan Haddi Saeed
 Assistant for Technical Affairs
 Date: 08.01.2013 Hassan Haddi Saeed*

Этот перевод с русского языка на английский язык сделан мною, переводчиком
 Прокопенко Людмилой Александровной

Приложение Б

Таблица Б1

Результаты экспериментов по изучению гидравлических характеристик
работы ВРПМА

	Q газа, м.куб/с				
Замер 1	0,11	0,17	0,19	0,166	0,06
Замер 2	0,112	0,18	0,195	0,168	0,058
Замер 3	0,111	0,16	0,198	0,163	0,059
Замер 4	0,095	0,165	0,188	0,16	0,062
Замер 5	0,1	0,175	0,179	0,17	0,068
Ср. значение	0,1056	0,17	0,19	0,1654	0,0614
Среднеквадратичное отклонение	0,007635	0,00790	0,00731	0,003974	0,003974
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	0,004245	0,00439	0,00406	0,002210	0,002210
Относительная ошибка измерений, %	4,020176	2,58562	2,14041	1,336188	3,59944
	L, кг/с				
Замер 1	0,013	0,021	0,027	0,031	0,018
Замер 2	0,0135	0,021	0,025	0,033	0,018
Замер 3	0,014	0,022	0,028	0,031	0,018
Замер 4	0,0125	0,0218	0,025	0,032	0,0165
Замер 5	0,0132	0,0205	0,029	0,0315	0,016
Ср. значение	0,01324	0,02126	0,0268	0,0317	0,0173
Среднеквадратичное отклонение	0,000559	0,0006	0,00178	0,00083	0,000974
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	0,000311	0,00034	0,0009	0,000465	0,000541
Относительная ошибка измерений, %	2,349410	1,62902	3,71120	1,467454	3,132495
	Брызгоунос, ΔL кг/с				
Замер 1	0,002968	0,004	0,00364	0,00336	0,002324
Замер 2	0,003	0,0044	0,00368	0,00388	0,0021
Замер 3	0,00295	0,0048	0,0035	0,00345	0,00238
Замер 4	0,0032	0,0047	0,0033	0,0035	0,0024
Замер 5	0,002987	0,0044	0,00327	0,00348	0,00248
Ср. значение	0,003021	0,0045	0,00347	0,003534	0,002336
Среднеквадратичное отклонение	0,000101	0,00020	0,00018	0,000200	0,000143
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	5,66247E-05	0,00011	0,00010	0,000111	7,99001E-05
Относительная ошибка измерений, %	1,874369	2,46639	3,01711	3,157569	3,419210
	Скорость воды на входе, м/с				
Замер 1	0,691	0,815	1,069	1,32	1,949

Замер 2	0,73	0,84	1,12	1,32	2,05
Замер 3	0,75	0,82	1,14	1,38	2,1
Замер 4	0,72	0,78	1,11	1,35	1,95
Замер 5	0,7	0,75	1,01	1,25	1,89
Ср. значение	0,7182	0,801	1,0898	1,324	1,9878
Среднеквадратичное отклонение	0,023583	0,03577	0,05157	0,048270	0,085083
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	0,013112	0,01989	0,02867	0,026838	0,04730
Относительная ошибка измерений, %	1,825765	2,48340	2,63138	2,027051	2,37983
	Скорость газа, V _ф м/с				
Замер 1	2,08	2,73	4,4	6,85	14,38
Замер 2	1,85	2,95	4,8	6,9	15,8
Замер 3	1,9	2,8	4,5	6,7	14,8
Замер 4	2,15	2,75	4,6	6,5	13,8
Замер 5	2,25	2,65	4,3	7,3	15,3
Ср. значение	2,046	2,776	4,52	6,85	14,816
Среднеквадратичное отклонение	0,168315	0,11126	0,19235	0,295803	0,77863
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	0,09358	0,06186	0,10694	0,164467	0,432923
Относительная ошибка измерений, %	4,573960	2,22851	2,36612	2,400978	2,922001
	Скорость газа, V _г м/с				
Замер 1	13,28	14,74	19,5	24,04	36,25
Замер 2	13,8	15,9	20,5	26	38
Замер 3	13,95	13,2	20,8	25,3	37
Замер 4	14,8	14,8	18	24,2	35
Замер 5	15	14	18,2	23,2	36
Ср. значение	14,166	14,528	19,4	24,548	36,45
Среднеквадратичное отклонение	0,718178	1,00544	1,28257	1,103412	1,123610
Критерий Стьюдента	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Средняя ошибка	0,399307	0,55902	0,7131	0,613497	0,624727
Относительная ошибка измерений, %	2,818771	3,8479	3,67583	2,499175	1,713929

Приложение В

Таблица В1.
 Результаты экспериментов по изучению процесса массоотдачи в жидкой фазе ($D_k=200$ мм)

№	Концентрация в жидкой фазе, г/л		Расход газа Q_g , м ³ /с	Расход жидкости $Q_{ж} \times 10^3$, м ³ /с	Соотношение нагрузок по фазам, L/G	Скорость газа на входе $V_{жк}$, м/с	Скорость жидкости на входе $W_{жк}$, м/с	Относит. брызгоунос ΔL	Гидравлич. сопротивление аппарата ΔP , Па	Степень извлечения	Кол. теор. ступ. изм. конц.	Коэф. массоотдачи $\beta_{жк} \times 10^3$, 1/с
	X_1	X_2										
1	1,88	0,54	0,0435	0,6	0,108	9,2	1,275	0,018	1422	0,715	1,25	0,65
2	1,92	0,56	0,0435	1,3	0,235	9,2	2,756	0,028	1405	0,705	1,22	1,37
3	2,32	0,57	0,0435	2,1	0,258	9,2	4,240	0,020	1375	0,755	1,40	2,44
4	1,90	0,45	0,0435	2,8	0,485	9,2	5,725	0,015	1276	0,766	1,46	3,43
5	1,72	0,34	0,0435	3,5	0,609	9,2	7,200	0,010	1228	0,810	1,66	4,92
6	1,71	0,35	0,0435	4,0	0,735	9,2	8,700	0,015	1225	0,795	1,59	5,68
7	1,62	0,06	0,0612	0,6	0,076	12,8	1,275	0,018	2811	0,964	3,29	1,74
8	1,95	0,15	0,0612	1,3	0,165	12,8	2,756	0,028	2782	0,924	2,54	2,93
9	1,89	0,30	0,0612	2,1	0,254	12,8	4,240	0,034	2745	0,848	1,87	3,29
10	1,6	0,25	0,0612	2,8	0,343	12,8	5,725	0,045	2723	0,845	1,85	4,4
11	1,5	0,24	0,0612	3,5	0,432	12,8	7,200	0,060	2648	0,840	1,83	5,43
12	1,84	0,28	0,0612	4,0	0,522	12,8	8,700	0,030	2545	0,845	1,88	6,75
13	1,62	0,03	0,0746	0,6	0,064	15,6	1,275	0,035	4025	0,975	3,80	2,10
14	1,64	0,04	0,0746	1,3	0,133	15,6	2,756	0,039	3975	0,975	3,66	4,15
15	1,78	0,17	0,0746	2,1	0,206	15,6	4,240	0,053	3920	0,905	2,35	4,10
16	1,68	0,05	0,0746	2,8	0,280	15,6	5,275	0,035	3530	0,970	3,45	8,19
17	1,67	0,14	0,0746	3,5	0,350	15,6	7,200	0,040	3190	0,920	2,55	7,56
18	1,70	0,09	0,0746	4,0	0,422	15,6	8,700	0,030	2940	0,950	3,00	10,7
19	1,53	0,14	0,0966	0,6	0,050	20,0	1,275	0,015	6768	0,915	2,45	1,30
20	1,68	0,12	0,0966	0,9	0,077	20,0	2,035	0,013	6367	0,930	2,60	2,22
21	1,82	0,12	0,0966	1,3	0,105	20,0	2,755	0,017	6280	0,925	2,57	2,32
22	1,78	0,35	0,0966	1,7	0,135	20,0	3,520	0,036	6275	0,808	1,65	2,4
23	1,76	0,14	0,0966	2,0	0,155	20,0	4,245	0,028	6270	0,920	2,54	4,45
24	1,70	0,12	0,0966	2,4	0,180	20,0	5,005	0,023	6260	0,930	2,70	5,55
25	1,72	0,10	0,0966	0,6	0,040	23,8	1,272	0,028	8640	0,955	3,10	1,63
26	1,55	0,07	0,1145	1,3	0,088	23,8	2,755	0,025	8610	0,960	3,20	3,65
27	1,68	0,08	0,1145	2,1	0,137	23,8	4,240	0,040	8685	0,950	2,99	5,25
28	1,75	0,08	0,1145	2,8	0,185	23,8	5,725	0,031	8535	0,955	3,05	7,24
29	1,80	0,08	0,1145	3,5	0,232	23,8	7,200	0,025	8340	0,950	3,02	7,98
30	1,65	0,08	0,1145	4,0	0,280	23,8	8,700	0,023	8330	0,952	3,03	10,9

Таблица В2.
 Результаты экспериментов по изучению процесса массоотдачи в жидкой фазе ($D_k=600$ мм)

№	Концентрация в жидкой фазе, г/л		Расход газа Q_g , m^3/c	Расход жидкости $Q_l \times 10^5$, m^3/c	Соотношение нагрузок по фазам, L/G	Скорость газа на входе $V_{вх}$, м/с	Скорость жидкости на входе $W_{вх}$, м/с	Степень извлечения	Кол. теор. ступ. изм. конц.	Кэф. массоотдачи $\beta_{жж} \times 10^3$, 1/с
	X_1	X_2								
1	7,20	0,53	0,127	1,35	0,09	13,2	1,86	0,925	2,65	1,42
2	3,60	0,22	0,127	1,70	0,104	13,2	2,40	0,942	2,84	1,95
3	4,61	0,27	0,127	2,05	0,125	13,2	2,93	0,942	2,84	2,40
4	9,50	0,52	0,127	2,45	0,148	13,2	3,45	0,946	2,92	2,90
5	8,00	0,46	0,127	2,80	0,175	13,2	3,95	0,942	2,85	3,25
6	2,00	0,18	0,127	3,15	0,193	13,2	4,50	0,915	2,44	3,10
7	1,68	0,19	0,127	3,53	0,215	13,2	5,00	0,886	2,20	3,11
8	1,60	0,13	0,1295	1,35	0,079	13,32	1,88	0,920	2,50	1,35
9	1,50	0,10	0,1295	1,70	0,102	13,32	2,39	0,950	2,80	1,95
10	1,80	0,13	0,1295	2,05	0,122	13,32	2,92	0,930	2,60	2,19
11	2,10	0,18	0,1295	2,45	0,144	13,32	3,43	0,920	2,50	2,48
12	1,45	0,18	0,1295	2,80	0,166	13,32	3,26	0,880	2,12	2,36
13	1,85	0,20	0,1295	3,16	0,186	13,32	4,48	0,895	2,22	2,83
14	1,60	0,18	0,1295	3,9	0,232	13,32	5,50	0,890	2,20	3,47
15	1,12	0,14	0,1295	4,23	0,255	13,32	6,00	0,870	2,10	3,55
16	1,78	0,094	0,1435	1,35	0,072	14,7	1,87	0,950	2,95	1,55
17	2,85	0,083	0,1435	1,70	0,092	14,7	2,40	0,970	3,55	2,45
18	2,25	0,110	0,1435	2,06	0,110	14,7	2,90	0,950	3,05	2,50
19	2,32	0,174	0,1435	2,43	0,132	14,7	3,45	0,930	2,60	2,55
20	1,90	0,135	0,1435	2,80	0,150	14,7	3,95	0,930	2,64	3,00
21	2,35	0,145	0,1435	3,16	0,170	14,7	4,46	0,940	2,80	3,58
22	2,10	0,146	0,1435	3,55	0,190	14,7	5,00	0,930	2,67	3,80
23	1,45	0,162	0,1435	4,25	0,229	14,7	6,00	0,860	2,15	3,74
24	1,25	0,036	0,1470	0,97	0,052	15,2	1,38	0,970	3,55	1,40
25	1,45	0,057	0,1470	1,33	0,070	15,2	1,90	0,960	3,25	1,75
26	1,60	0,082	0,1470	2,05	0,109	15,2	2,90	0,950	2,98	2,48
27	1,53	0,124	0,1470	2,80	0,145	15,2	4,00	0,920	2,50	2,85
28	1,33	0,127	0,1470	3,55	0,185	15,2	4,96	0,900	2,35	3,32
29	1,43	0,143	0,1470	4,30	0,225	15,2	6,02	0,900	2,30	3,95
30	0,81	0,024	0,150	0,98	0,050	15,30	1,40	0,970	3,50	1,40
31	1,11	0,081	0,150	1,33	0,070	15,30	1,90	0,930	2,64	1,42

Продолжение таблицы В2

32	1,35	0,095	0,150	2,06	0,105	15,30	2,90	0,930	2,65	2,20
33	1,37	0,105	0,150	2,80	0,145	15,30	3,95	0,920	2,60	2,90
34	0,90	0,072	0,150	3,55	0,185	15,30	5,00	0,920	2,55	3,63
35	0,80	0,064	0,150	4,25	0,220	15,30	6,02	0,920	2,54	4,40
36	1,11	0,049	0,156	0,98	0,050	16,00	1,40	0,960	3,15	1,25
37	1,38	0,075	0,156	1,70	0,086	16,00	2,40	0,940	2,90	2,00
38	0,75	0,043	0,156	2,45	0,120	16,00	3,45	0,940	2,85	2,80
39	1,10	0,07	0,156	3,15	0,156	16,00	4,50	0,940	2,78	3,55
40	1,28	0,086	0,156	3,90	0,197	16,00	5,50	0,930	2,70	4,25

Таблица В3

Результаты исследований массообменных характеристик ВРПМА в процессе ректификации

№а	Расход пара, м ³ /сч	Концентрация в паровой фазе, %а		Концентрация в жидкой фазе, %а		Сопротивление аппарата, Н/м ² а	Количество теоретических ступенейа	Температура, °Са			Флегмовое числоа
		Y ₁ а	Y ₂ а	X ₁ а	X ₂ а			t ₁ а	t ₂ а	t ₃ а	
1а	0,237а	86,4а	96,4а	89,7а	85,3а	2455а	2а	48а	72а	74а	ооа
		85,1а	98,4а	99,5а	85,6а			52а	72а	79а	
		85,5а	99,8а	99,7а	86,6а			59а	72а	83а	
2а	0,045а	79,5а	92,1а	89,7а	80,2а	5485а	8а	58а	69а	83а	ооа
		81,6а	93,4а	94,3а	82,1а			61а	70а	83а	
		82,9а	96,6а	96,3а	83,0а			61а	70а	85а	
3а	0,089а	57,1а	94,5а	96,7а	59,6а	2950а	4,5а	49а	72а	78а	ооа
		57,5а	96,7а	97,0а	59,0а			53а	72а	81а	
		59,0а	98,4а	98,4а	59,1а			53а	72а	80а	
4а	0,145а	59,5а	93,4а	95,4а	63,0а	3900а	2а	55а	74а	81а	ооа
		59,6а	96,2а	96,5а	59,0а			55а	73а	82а	
		58,1а	98,6а	98,6а	58,2а			59а	74а	82а	
5а	0,212а	85,6а	86,5а	90,0а	78,3а	3200а	5а	54а	74а	77а	ооа
		86,2а	88,0а	90,8а	76,2а			59а	73а	80а	
		86,5а	91,1а	91,0а	75,5а			60а	73а	81а	

