

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО «КГЭУ»)

На правах рукописи



Аласгарли Сеймур Ульви оглы

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ СОВМЕСТНЫХ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫХ
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И РАЗДЕЛЕНИЯ АЭРОЗОЛЕЙ В
НАСАДОЧНЫХ И БАРБОТАЖНЫХ СКРУББЕРАХ**

2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор,
Лаптев Анатолий Григорьевич

Казань, 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. ОБЗОР РАБОТ ПО ОХЛАЖДЕНИЮ И МОКРОЙ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОВ В СКРУББЕРАХ.....	
1.1 Механизмы тепломассообмена при контактном охлаждении газов.....	11
1.2 Конструкции скрубберов–охладителей.....	17
1.3 Методы моделирования тепломассообмена и сепарации аэрозолей в скрубберах.....	24
1.4 Подходы к модернизации скрубберов.....	32
Выводы.....	35
Глава 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И МАССООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССОВ В КОЛОННЕ С РЕГУЛЯРНОЙ И КОМБИНИРОВАННОЙ НАСАДКАМИ.....	
Введение. Постановка задачи.....	36
2.1 Описание экспериментальной установки, методика экспериментальных исследований и обработки данных.....	41
2.2 Гидравлические и массообменные характеристики колонны с рулонной сетчатой насадкой.....	47
2.3 Модифицированный метод единиц переноса.....	59
2.4 Гидравлические и массообменные характеристики в колонне с комбинированной рулонной и нерегулярной насадками.....	66
Выводы.....	76
Глава 3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И СЕПАРАЦИИ АЭРОЗОЛЬНЫХ СИСТЕМ В НАСАДОЧНЫХ СКРУББЕРАХ.....	
3.1 Численное моделирование контактного охлаждения и очистки газов....	78

3.2 Поликанальная математическая модель разделения жидких аэрозольных систем в насадочных скрубберах–охладителях.....	95
3.3 Метод расчета эффективности сепарации аэрозольных систем в прямоточном насадочном скруббере.....	105
Выводы.....	111
Глава 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В СКРУББЕРАХ С БАРБОТАЖНЫМИ ТАРЕЛКАМИ.....	113
4.1 Эффективность охлаждения жидкостей в турбулентном барботажном слое на ситчатых тарелках.....	113
4.2 Математическая модель и эффективность охлаждения газа в скруббере с барботажными тарелками.....	128
4.3 Эффективность конденсационного охлаждения и очистки газов от дисперсной фазы в скрубберах с барботажно–струйными тарелками.....	143
Выводы.....	152
Глава 5. МОДЕРНИЗАЦИЯ СКРУББЕРА ОХЛАДИТЕЛЯ И ОЧИСТКИ ПИРОГАЗА В ПРОИЗВОДСТВЕ ЭТИЛЕНА.....	154
5.1 Описание технологической схемы водной промывки пирогаза до модернизации.....	155
5.2 Модернизация скруббера К–5.....	158
Выводы.....	165
Заключение.....	166
Условные обозначения.....	167
Библиографический список.....	170
Приложение 1	185
Приложение 2	187

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования. На предприятиях промышленной химии, нефтехимии, нефтегазопереработки и на тепловых станциях применяются процессы охлаждения газов при непосредственном контакте с водой в экономайзерах и скрубберах. Причём во многих случаях процесс охлаждения протекает совместно с очисткой от различного вида дисперсной фазы, так называемая «мокрая» очистка. В связи с развитием направления на технологический суверенитет актуальным является проведение фундаментальных и прикладных исследований тепломассообмена и разделения аэрозольных систем в скрубберах различных конструкций, к которым относятся насадочные и барботажные аппараты. При непосредственном контакте фаз эффективность процессов значительно выше, чем через разделяющую стенку, но при экспериментальных исследованиях и математическом моделировании появляются дополнительные сложности с учётом термодинамических и кинетических характеристик влажных газов (как технологических, так и дымовых), подвижной межфазной поверхности и весьма приближенно известной площади контакта фаз. Кроме этого, дополнительные трудности возникают при неоднородном распределении газа и жидкости в рабочем объеме аппарата, что как известно снижает эффективность тепло-и массообмена. Поэтому актуальной задачей является физическое и математическое моделирование с учётом отличительных особенностей процессов охлаждения газов совместно с разделением аэрозольных систем в промышленных скрубберах при интенсивных режимах взаимодействия фаз.

Работа выполнена в рамках научного проекта РНФ 25–29–00129 «Энергоресурсоэффективность широкого класса процессов и технологическая независимость промышленных аппаратов на предприятиях топливноэнергетического комплекса» (2025–2026 гг.).

Степень проработанности проблемы. В теоретические основы физического и математического моделирования тепломассообменных и

сепарационных процессов особый вклад внесли Кафаров В.В., Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И., Ягов В. В., Алексеенко С.В., Розен А.М., Левич В. Г., Холпанов Л.П., Войнов Н. А., Медников В.П и другие. Исследованием тепломассообменных процессов в аппаратах, разработкой методов их расчёта и совершенствованием конструкций контактных устройств также занимались Аронов И.З., А.К. Чернышев, Пономаренко В.С., Д.А. Баранов, М.Г. Беренгартен, Р.Ф. Витковская, А.С. Пушнов, А.Б. Голованчиков, М.И. Фарахов, Н.Б. Ульянов, А.В. Дмитриев, А.Г. Лаптев, А.Н. Николаев, А.В. Дубовик, В.И. Поляков, К.В. Покрышкин, V.K. Pathak, K.A. Alekseev, S.M. Kirichenko и многие другие. Однако на сегодняшний день недостаточно полно разработаны математические модели с учётом неравномерности распределения фаз, обратного перемешивания теплоносителей, а также конструкции скрубберов с отечественными высокоэффективными насадками и барботажными тарелками.

Цель исследования: комплексное повышение эффективности совместных процессов охлаждения и очистки газовых сред от дисперсной фазы в скрубберах с барботажными тарелками и контактными насадками на основе физического и математического моделирования взаимодействия фаз с применением импортозамещающих насадок.

Задачи исследования

1. Получить и обобщить экспериментальные данные по гидравлическим и тепломассообменным характеристикам противоточного пленочного взаимодействия газа и жидкости в скруббере с регулярной и комбинированными контактными устройствами (насадками)

2. Разработать математическую модель охлаждения газа и разделения аэрозольных систем в насадочном скруббере с нерегулярной насадкой с учетом неоднородного распределения газового потока и обратного перемешивания теплоносителей. Выполнить численное исследование эффективности тепломассообмена конденсационного охлаждения газа при контакте с жидкой фазой, а также разделение аэрозольных систем в хаотичном насадочном слое.

3. Разработать математическую модель тепломассообмена охлаждения

газа и разделения аэрозолей на ситчатых и струйных тарелках для вычисления эффективности процессов.

4. Разработать научно-технические решения по повышению эффективности охлаждения пирогаза совместно с разделением аэрозолей в промышленном скруббере в производстве этилена.

Научная новизна

1. Получены экспериментальные данные по перепаду давления, объемным коэффициентом массоотдачи и эффективности массообмена при увлажнении воздуха водой в колонне с регулярной сетчатой полимерной насадкой, а также при комбинированном расположении с нерегулярной металлической при скорости воздуха от 0,5 до 2,6 м/с и плотности орошения от 4,9 до 15,9 м³/(м²ч). Исследованные гидравлические и массообменные характеристики обобщены в виде эмпирических выражений. Для исследований насадки выполнена модификация метода единиц переноса и получено выражение для расчета высоты насадочного слоя с учетом гидродинамической структуры потока газа и жидкости.

2. На основе применены системы дифференциальных уравнений в частных производных представлена математическая модель, где учёт тепломассообмена и сепарации аэрозолей учитывается локальными межфазными источниками и коэффициентами турбулентного обмена. В результате численного решения системы уравнений получены профили энталпии газа, температуры жидкости, влагосодержания и концентрации аэрозольных частиц в объёме хаотичной насадки и вычислены эффективности процессов. Установлено, что поперечная неравномерность профиля скорости газа вызывает снижение эффективности процессов до 30% относительных.

3. Получена система уравнений для расчёта тепловой эффективности и конструктивных характеристик ситчатой, клапанной и струйной тарелок при совместных процессах охлаждения газа жидкой фазой и сепарация аэрозолей. Использована модель идеального вытеснения газа и ячеичная модель гидродинамической структуры жидкой фазы. Показано влияние структуры потока жидкой фазы на тепловую эффективность.

Объекты исследования: тепломассообмен и разделение аэрозольных систем в насадочных и барботажных скрубберах охлаждения и очистки газов при непосредственном контакте с водой.

Теоретическая и практическая значимость

1. Получены эмпирические выражения для расчёта гидравлического сопротивления орошающей рулонной насадки из полимерной сетки при скорости воздуха от 0,5 до 2,5 м/с и плотности орошения водой от 4,9 до 15,9 м³/(м²ч).

2. Получено выражение для расчёта объёмного коэффициента массоотдачи при моделировании эффективности процессов тепломассообмена.

3. Представлены математические модели тепломассообмена и сепарации аэрозолей для расчёта эффективности процессов при противотоке плёнки воды с газом в нерегулярных и регулярных насадках, которые позволяют вычислить физические поля с учётом неоднородности распределения фаз.

4. Разработан инженерный метод расчёта тепловой эффективности насадочных и тарельчатых скрубберов, а также их конструктивных и режимных характеристик.

5. Разработаны научно-технические решения по модернизации промышленного скруббера охлаждения и очистки пирогаза водой, внедренные на заводе «Этилен».

6. Предложенные научные подходы используются при выполнении фундаментальных и прикладных научных исследований в области тепломассообменных процессов сотрудниками ИММ КазНЦ РАН, ООО ИВЦ «Инжехим», а также в учебном процессе.

Методы исследования поставленных задач

Заключаются в планировании и проведении экспериментальных исследований, обработки и обобщении полученных данных, а также в применении системы дифференциальных уравнений и моделей гидродинамической структуры потоков для определения тепловой и сепарационной эффективности процессов в скрубберах.

Достоверность полученных результатов обеспечивается поверенными

средствами измерения характеристик исследованных процессов, согласованием расчётных значений с полученными экспериментальными данными и данными других исследователей. Успешным внедрением модернизированного скруббера в производстве этилена.

Положения, выносимые на защиту, заключаются в:

1. Разработанной математической модели тепломассообмена и сепарации аэрозолей в насадочном скруббере с учетом неоднородности профиля скорости газа.
2. Результатах экспериментальных исследований гидравлических и массообменных характеристик в колонне с регулярной и комбинированной насадками. Обобщение опытных данных в виде расчетных выражений;
3. Разработанном алгоритме расчета эффективности сепарации аэрозольных систем в прямоточном насадочном скруббере.
4. Модернизации промышленного скруббера охлаждения и очистки пирогаза.

Апробация работы и публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 13 работ, из них 2 статьи в рецензируемом научном издании, индексируемом в международной базе данных Scopus, 3 – в научных изданиях, входящих в перечень ВАК по специальности диссертации. Получен один патент. Отдельные разделы диссертации докладывались и обсуждались на Международных научных конференциях «Математические методы в технике и технологиях» (ММТТ), г. Казань, 2023, III Всероссийская научно–практическая конференция «Энергетика и энергосбережение: теория и практика», г. Казань, 2022, IV Всероссийская научно–практическая конференция «Энергетика и энергосбережение: теория и практика», г. Казань, 2023, а также на семинарах и конференциях КГЭУ (2021–2025 гг.).

Результаты работы внедрены на заводе «Этилен» АО «Казаньоргсинтез».

Предложенные научные подходы используются при выполнении фундаментальных и прикладных научных исследований в области тепломассообменных процессов сотрудниками ИММ КазНЦ РАН, а также в

учебном процессе.

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.4.6.

«Теоретическая и прикладная теплотехника» по пунктам паспорта:

3 – «Процессы взаимодействия интенсивных потоков энергии с веществом; совместный перенос массы, импульса и энергии в бинарных и многокомпонентных смесях веществ, включая химически реагирующие смеси»; 5 – «Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты»; 6 – «Научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках».

Личный вклад соискателя состоит в непосредственном участии во всех этапах получения результатов, представленных в диссертации, в разработке математической модели, позволяющей учесть неравномерность распределения фаз, в самостоятельном проведении экспериментов на экспериментальной установке, обработке результатов эксперимента в виде расчетных эмпирических выражений, в разработке научно-технических решений, направленных на повышение эффективности тепломассообмена, подготовке докладов, выступлений на конференциях и написании статей.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, приложений и содержит 190 страниц машинописного текста, включает 47 рисунков, 33 таблицы. Список литературы из 130 источников.

ГЛАВА 1. ОБЗОР РАБОТ ПО ОХЛАЖДЕНИЮ И МОКРОЙ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОВ В СКРУББЕРАХ

В данной главе рассмотрены различные конструкции скрубберов – охладителей, описаны методы моделирования тепломассообмена и сепарации аэрозолей, а также подходы к модернизации скрубберов.

Введение

Теоретические основы математического моделирования явлений переноса через межфазную поверхность газ–жидкость представлены в многочисленных публикациях советских, российских и зарубежных авторов. Например, в таких фундаментальных монографиях, как [1–6] и многих других. Также в учебниках и учебных пособиях [7–11]. Можно отметить также ряд значительных работ по тепломассообмену и разделению аэрозольных систем, таких как [12–20], где представлены как экспериментальные данные, так и математические модели с алгоритмами расчетов промышленных процессов.

Начиная с 90-х годов прошлого столетия и по настоящее время ведутся интенсивные разработки и исследования новых типов контактных устройств для ректификационных, абсорбционных аппаратов, градирен и скрубберов–охладителей газов при непосредственном контакте с жидкой фазой. Это связано с модернизацией промышленного оборудования для повышения эффективности нефтегазохимического комплекса и энергетики. В монографиях [21–23] представлено несколько сотен конструкций регулярных и нерегулярных (хаотичных) насадок, а также их технические, гидравлические и массообменные характеристики. В скрубберах конденсационного охлаждения газа в основном применяются, как нерегулярные насадки (Рашига, Палля, ГИАП, Инжехим и др.), так и регулярные при пленочном режиме. В пленочных градирнях регулярные насадки или комбинированные.

Теоретические основы физического и математического моделирования тепломассообменных и сепарационных процессов и модернизации аппаратов были сформулированы и развиты в многочисленных работах академиков АН СССР Нигматулина Р.Н., Кафарова В.В., Кутателадзе С.С., Леонтьева А.И., академиком РАН Алексеенко С.В., а так же профессорами Плановским А.Н., Касаткиным А.Г., Куловым Н.Н., Ароновым И.З., Кутеповым А.М., Дильманом В.В., Розеном А.М., Николаевым А.Н., Холпановым Л.П., Дьяконовым С.Г., Медниковым В.П., Яговым В.В., Лабунцовым Д.А., Павленко А.Н., зарубежными учеными: Э.Ф. Тейлором, Данквертсом П.В., Р.Х. Jiang, S. Gurke, Хьюит Дж., Холландом Ч.Д. и многими другими. Некоторые современные работы анализируются ниже.

1.1 Механизмы тепломассообмена при контактном охлаждении газов

Процессы тепломассообмена при контактном взаимодействии газообразной и жидкой фаз в условиях прямого соприкосновения характеризуются наличием ряда параллельно протекающих и взаимосвязанных механизмов переноса, каждый из которых вносит свой вклад в результирующую тепловую эффективность системы. В рамках современной теплотехнической парадигмы обосновано выделяют три доминирующих механизма теплопередачи, определяющих динамику охлаждения газового потока в аппаратах контактного типа (в том числе в насадочных и барботажных скрубберах). Ниже приводятся основные механизмы переноса теплоты при контакте фаз [6,7,10,13].

Конвективная передача теплоты от газа к поверхности жидкости

На первом этапе взаимодействия теплота от газовой фазы передаётся к поверхности жидкости за счёт молекулярной и турбулентной конвекции. Этот процесс описывается уравнением Ньютона, в котором ключевым параметром выступает коэффициент теплоотдачи α_t , зависящий от свойств газа, характера обтекания (ламинарное или турбулентное), геометрии контактной поверхности, а также относительной скорости фаз:

$$q = \alpha_r (T_r - T_{\text{ж}}), \quad (1.1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; α_r – коэффициент теплоотдачи от газа, Вт/(м²К); T_r – температура газа, °С; $T_{\text{ж}}$ – температура поверхности жидкости °С.

Следует подчеркнуть, что в условиях развитой турбулентности, наличия капельной дисперсной фазы и интенсифицированных конструктивных элементов (например, структурированных насадок), значение α_r возрастает на порядок по сравнению с гладкой поверхностью, что обуславливает интенсивный начальный спад температуры газа.

Теплопроводность в объёме жидкой фазы

После того как теплота достигла поверхности раздела, начинается процесс её распространения в объём жидкой фазы, лимитируемый её теплопроводностью. Последний регулирует градиент температур внутри капель, струй или плёнки жидкости. При этом тепловой поток описывается законом Фурье:

$$q = -\lambda_{\text{ж}} \frac{dT}{dx}, \quad (1.2)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); $\frac{dT}{dx}$ – градиент температуры в направлении теплового потока, К/м.

В большинстве технологических условий толщина жидкой фазы невелика, что позволяет рассматривать её как условно-стабильную по температуре. Однако в аппаратах с крупной каплей или струёй жидкость может не успевать прогреваться равномерно, и в этом случае внутреннее сопротивление переносу становится существенным.

Массообменный перенос с фазовым превращением (испарением или конденсацией)

Ключевой особенностью контактного охлаждения является не только передача теплоты, но и изменение фазового состояния компонентов системы. При

насыщенности газа парами охлаждающей жидкости возникает явление конденсации, сопровождающееся выделением скрытой теплоты фазового перехода. Обратный процесс $-r$ испарение происходит при нагревании жидкости газом с пониженной влажностью. В обоих случаях реализуется сопряжённый тепломассообмен:

$$q = J_m \cdot r, \quad (1.3)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; r – удельная теплота фазового перехода (испарения или конденсации), Дж/кг; J_m – массовый поток вещества через

границу фаз, определяемый по закону Фика: $J_m = -D \cdot \frac{dY}{dy}$, где D – коэффициент

молекулярной диффузии пара в газе, м²/с; $\frac{dY}{dy}$ – градиент массовой концентрации

пара, 1/м.

Массообменная компонента часто оказывается определяющей для общего теплового эффекта системы, особенно в скрубберах, функционирующих при температурах выше 60–70 °С, где парциальное давление пара достигает значительных величин.

Следует особо отметить, что в реальных условиях указанные механизмы протекают не изолированно, а в виде комплексного, нелинейно взаимосвязанного процесса, сопровождаемого:

- интенсивным турбулентным перемешиванием фаз;
- неравномерным распределением температурного и концентрационного полей;
- наличием дополнительных пограничных слоёв, возникающих на границе раздела фаз.

Именно поэтому при математическом моделировании и инженерной оценке эффективности охлаждения требуется учитывать как локальные коэффициенты тепло- и массообмена, так и осредненные параметры, такие как число единиц переноса, объемные коэффициенты тепло- и массотдачи, эффективная движущая

сила и характеристики межфазного контакта (размер капель, площадь смачивания и пр.).

Основы расчета насадочных скрубберов

Поток теплоты при противотоке фаз записывается в виде:

$$Q = c_{\text{пж}} L (T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}) + G(x_{\text{н}} - x_{\text{г}}) c_{\text{пж}} T_{\text{жк}} = \\ = G c_{\text{пг}} (T_{\text{гк}} - T_{\text{гн}}) + G(x_{\text{г}} I_{\text{пп}} - x_{\text{н}} I_{\text{пк}}) \quad (1.4)$$

где L , G – массовые расходы жидкости и газа, кг/с; $T_{\text{жк}}$, $T_{\text{жн}}$ – начальная и конечная температура жидкости, °С; $T_{\text{гн}}$, $T_{\text{гк}}$ – начальная и конечная температура газа; $x_{\text{н}}$, $x_{\text{г}}$ – начальное и конечное влагосодержание, кг/кг; $I_{\text{пп}}$, $I_{\text{пк}}$ – начальная и конечная энталпия пара, Дж/кг.

Уравнение теплопередачи для влажного газа

$$Q = K F \Delta T_{\text{cp}} + \beta_{\text{г}} F I_{\text{г}} \Delta x_{\text{cp}}, \quad (1.5)$$

где ΔT_{cp} – средняя разность температур записывается как средняя логарифмическая или арифметическая.

При $\Delta T_{\text{6}}/\Delta T_{\text{m}} > 2$:

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{\Delta T_{\text{6}} - \Delta T_{\text{m}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{6}}}{\Delta T_{\text{m}}}}, \quad (1.6)$$

При $\Delta T_{\text{6}}/\Delta T_{\text{m}} \leq 2$:

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{\Delta T_{\text{6}} + \Delta T_{\text{m}}}{2}, \quad (1.7)$$

где $\Delta T_{\text{6}} = T_{\text{гн}} - T_{\text{жк}}$; $\Delta T_{\text{m}} = T_{\text{гк}} - T_{\text{жн}}$.

Аналогично записывается средняя движущая сила массообмена при $\Delta x_{\text{6}}/\Delta x_{\text{m}} > 2$:

$$\Delta x_{\text{cp}} = \frac{\Delta x_{\text{6}} - \Delta x_{\text{m}}}{\ln \frac{\Delta x_{\text{6}}}{\Delta x_{\text{m}}}}, \quad (1.8)$$

При $\Delta x_{\text{6}}/\Delta x_{\text{m}} \leq 2$:

$$\Delta x_{cp} = \frac{\Delta x_6 + \Delta x_m}{2}, \quad (1.9)$$

где $\Delta x_6 = x_{h_6} - x_{h_6}^*$; $\Delta x_m = x_{k_m} - x_{k_m}^*$; значения x^* на линии насыщения при $T_{ж}$ и $\varphi = 100\%$.

Коэффициент теплопередачи для газ–жидкость

$$K = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{ж}}, \quad (1.10)$$

При охлаждении газов водой $1/\alpha_{ж} \gg 1/\alpha_r$, т.е. основное сопротивление теплопередачи сосредоточено в газовой фазе, тогда $K = \alpha_r$.

Коэффициенты тепло- и массоотдачи при контакте газа и жидкости в насадочных колоннах вычисляются на основе теории подобия или моделей турбулентного пограничного слоя [4,7,8,10,16,18,19].

Например, для колец Рашига [16] ($Re > 40$)

$$Nu_r = 0,407 Re_r^{0,655} Pr_r^{0,33}, \quad (1.11)$$

$$Sh_r = 0,407 Re_r^{0,655} Sc_r^{0,33} \quad (1.12)$$

Для различных хаотичных насадок на основе модели пограничного слоя Прандтля и средней объемной скорости диссипации энергии газа $\bar{\varepsilon}_r$ получено

$$[4,17-19] \quad (Re > 40); \quad \alpha_r = \rho_{ж} c_{p_r} 0,175 \left(\frac{\bar{\varepsilon}_r v_r}{\rho_r} \right)^{0,25} Pr_r^{-0,67} \text{ или это выражение в}$$

критериальной форме:

$$Nu_r = 0,175 Re_r^{0,75} \left(\xi_{op} / 2 \right)^{0,25} Pr_r^{0,33}, \quad (1.13)$$

$$Sh_r = 0,175 Re_r^{0,75} \left(\xi_{op} / 2 \right)^{0,25} Sc_r^{0,33}, \quad (1.14)$$

где эмпирической информацией является коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя. Аналогичные выражения также получены на основе моделей Левича, фон Кармана, Дайслера и др. [4,17–19].

Из выражения (1.5) находится площадь межфазной поверхности в насадке и при $F = a_v H S_k \Psi_a$ высота насадочного слоя

$$H = \frac{F}{a_v S_k \Psi_a}, \quad (1.15)$$

где Ψ_a – коэффициент активной поверхности ($\Psi_a < 1$).

Для большинства насадок $\Psi_a = 0,3 - 0,9$ в зависимости от плотности орошения, конструкции элементов и удельной поверхности [16,23].

Рассмотренный выше метод расчета скрубберов предполагает идеальное вытеснение фаз, что не всегда соответствует действительности.

Механизмы сепарации аэрозолей

В дымовых и технологических газах содержатся различного вида частицы дисперсной фазы, которые надо удалить.

В взвешенную частицу в турбулентном потоке газа действует ряд сил, за счет воздействия которых частица перемещается в пространстве в сторону снижения градиента концентрации и достигая стенки или межфазной поверхности пленки жидкости прилипает и выпадает из потока газа. Обычно принимается, что стенка (пленка) поглощает частицу без срыва и уноса обратно в газовую фазу.

Эффективность сепарации аэрозольных частиц под действием гравитационных сил выражают в виде $\eta = f(Re_r, Stk, Fr)$ и воздействии механизма зацепления $\eta = f(Stk, Re_r)$, где $\eta = (C_h - C_k) / C_h$ – эффективность сепарации; Stk – число Стокса.[12,14,18]

При одновременном действии нескольких механизмов общая эффективность записывается в виде: $\eta_{\Sigma} = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n)$.

Известна энергетическая модель газоочистки, где эффективность газосепараторов выражают в зависимости от перепада давления на газоочистку без учета местных сопротивлений.

Широкое применение получила теория турбулентно-инерционного и градиентного переноса и осаждения аэрозольных частиц – это работы М.Е. Дейга, В.Н. Ужова, Е.П. Медникова, Y.h. Lui, Н.А. Фукса, G.A. Sehmel и других. Применение данного подхода к расчету эффективности сепарации аэрозольных

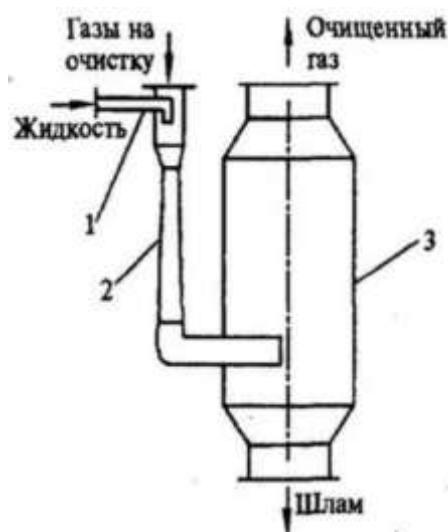
систем рассмотрено далее в диссертационной работе для насадочных и тарельчатых скрубберов.

1.2 Конструкции скрубберов–охладителей

Эффективное охлаждение и очистка дымовых и технологических газов в промышленности основывается на создании интенсивного контакта между газовой и жидкой фазами, что позволяет обеспечить эффективный тепло-и массообмен и сепарацию загрязнений.

Скрубберные установки, используемые в данных процессах, могут существенно различаться по конструктивным решениям. К основным типам относятся скрубберы вентури, барботажные, насадочные и ударно-распылительные скрубберы [7,10,13].

1.2.1 Скруббер Вентури (Рисунок. 1.1)



Скруббер Вентури:
 1 — орошающая форсунка;
 2 — труба Вентури;
 3 — каплеуловитель.

Рисунок. 1.1 Схема Скруббера Вентури

Скруббер Вентури, содержащий насос, обеспечивающий циркуляцию орошающей жидкости, трубу Вентури, состоящую из конфузора, горловины, форсунок и диффузора, соединенную с циклонным сепаратором, снабженным патрубком для выхода очищенного газа, патрубком для вывода загрязненного шлама, дополнительным сепаратором, каплеуловителем и установленным в верхней части сепаратора распылителем жидкости, отличающийся тем, что снабжен накопителем орошающей жидкости, включающим входной, питающий, переливной и сливной патрубки, при этом труба Вентури и циклонный сепаратор расположены параллельно относительно друг друга и смонтированы на накопителе орошающей жидкости, при этом труба Вентури снабжена патрубком для отмывки от солевых отложений, а форсунки и распылитель жидкости выполнены в виде центробежно-струйных аппаратов с центральным подводом орошения, при этом каплеуловитель расположен в верхней части циклонного сепаратора и выполнен в виде ситчатой поверхности, а дополнительный сепаратор расположен в нижней части циклонного сепаратора и выполнен в виде центробежного каплеотделителя с коническим завихрителем, причем каплеуловитель установлен между распылителем жидкости и дополнительным сепаратором [24].

Данные устройства используют эффект сужающегося канала, вследствие которого происходит ускорение газового потока и дробление вводимой жидкости в мелкодисперсный аэрозоль. Это позволяет значительно увеличить площадь контакта между фазами, что способствует эффективной сепарации твердых частиц и химических компонентов. В зависимости от физико-химических свойств улавливаемых пылей или газообразных примесей, химического состава и температуры газа выбирают режим работы скруббера Вентури. Обычно скорость газа в горловине трубы Вентури составляет от 40 до 150 м/с, а удельное орошение – 0,1–6,0 л/м³. Эффективность очистки газов зависит от гидравлического сопротивления. Скруббера Вентури эффективно работают при допустимой запыленности очищаемых газов 30 г/м³, предельной температуре очищаемого газа 400°C, удельном орошении 0,5–1,5 л/м³ и гидравлическом сопротивлении 6–12 кПа [25].

Преимущества:

- Высокая эффективность удаления частиц.
- Компактные размеры.
- Возможность работы при высоких температурах и давлениях.

Недостатки:

- Высокие требования к насосам для подачи жидкости.
- Возможность эрозии внутренних поверхностей.

Снабжение трубы Вентури патрубком для отмычки от солевых отложений способствует повышению эффективности очистки газа за счет исключения потерь напора по длине. Взаимосвязь потерь напора и скорости газа в горловине имеет вид:

$$\Delta P = \xi \frac{w_g^2 \rho_g}{2}, \quad (1.16)$$

где ΔP – потери напора, Па; ξ – безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления; w_g – скорость газа в горловине трубы Вентури, м/с; ρ_g – плотность очищаемого газа, кг/м³.

В скрубберах Вентури может применяться энергетическая модель очистки газов от дисперсной фазы, которая связана с потерей кинетической энергии газа в зоне очистки. В таком случае местные сопротивления вида (1.16) и другие из расчетов исключаются.

1.2.2 Барботажные скруббера (Рисунок 1.2)

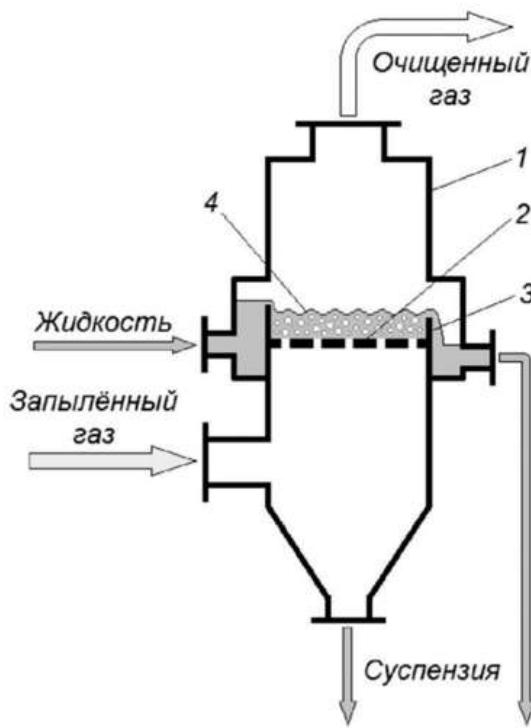


Рисунок. 1.2 Схема барботажного скруббера

1 – корпус; 2 – перфорированная тарелка;
3 – переливной порог; 4 – барботажный слой.

Барботажные установки работают по принципу образования пузырьков: газ подаётся снизу колонны с жидкостью, в результате чего образуются мелкие пузырьки, приводящие к активному перемешиванию среды. Это способствует равномерному распределению жидкой фазы и оптимизирует процессы тепло-и массообмена, основанные на принципе прямого контакта газа с жидкой средой через образование пузырьков. Газ с загрязнениями подается снизу вертикальной колонны, заполненной охлаждающей жидкостью (чаще всего водой), с помощью распределительной системы. При контакте с жидкостью газ образует мелкие пузырьки, которые создают активное перемешивание внутри колонны [10].

Это перемешивание увеличивает площадь контакта между газовой и жидкой фазами и способствует эффективному тепло-и массообмену. Тепло от горячего газа

передается воде через поверхности пузырьков, что снижает температуру газа, а загрязнения адсорбируются на их поверхности и переходят в жидкую фазу, где далее оседают.

Преимущества барботажного скруббера – простота конструкции, низкие энергозатраты и высокая степень перемешивания. Однако при высоких расходах газа может наблюдаться локализованное образование крупных пузырей, приводящее к формированию застойных зон и снижению эффективности. Оптимизация предполагает подбор диаметра тарелок, высоты жидкости и размеров перфорации. [10,26]

1.2.3 Насадочный скруббер (Рисунок 1.3)

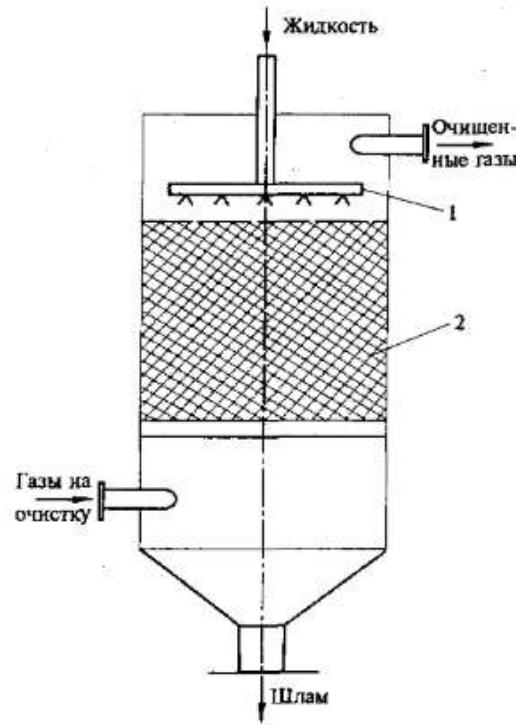


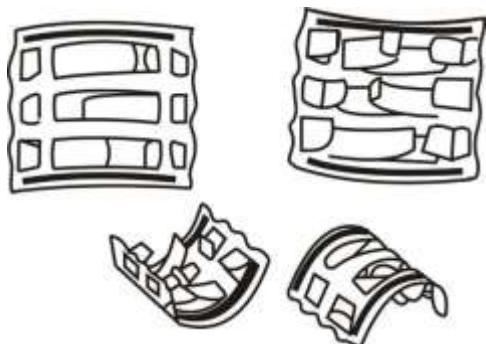
Рисунок. 1.3. Схема насадочного скруббера:
1 – форсунки оросителя; 2 – слой насадки.

Насадочный скруббер представляет собой аппарат мокрой очистки газа, в котором загрязнённый газ проходит через слой насадки, орошаемый жидкостью. Насадка выполняет функцию увеличения площади контакта между фазами – газовой и жидкой, что способствует более интенсивному тепломассообмену и очистке газа от твёрдых или капельных примесей.

Газ вводится в нижнюю часть аппарата и движется вверх (встречный ток), тогда как жидкость распределяется сверху и стекает вниз по поверхности насадки. При прохождении газа через насадку происходит его контакт с жидкостью, в результате чего примеси улавливаются и частично растворяются. В зависимости от природы загрязнений и характеристик газа, насадка может быть выполнена из кольцевых, седловидных или других тел с развитой поверхностью.

Насадочные скруббераы эффективны для улавливания пылевых частиц, кислотных газов, а также при охлаждении или абсорбции компонентов в газовых потоках. Применение аппаратов с форсуночной системой распределения жидкости, таких как описано в [27], позволяет обеспечить равномерное смачивание насадки и повысить эффективность очистки за счет дополнительной сепарации мелкодисперсной фазы. На рисунках. 1.4, 1.5 показаны различные виды седлообразных рулонных и других металлических насадок [23]. Также многочисленные конструкции насадок представлены в работах [7,16,20–23] и др.

В настоящее время новые конструкции насадок разрабатываются М.Г. Лагуткиным, М.Г. Беренгартеном, А.Б. Голованчиковым, Н.А. Меренцовым, М.И. Фараховым и др.



Насадки Лева

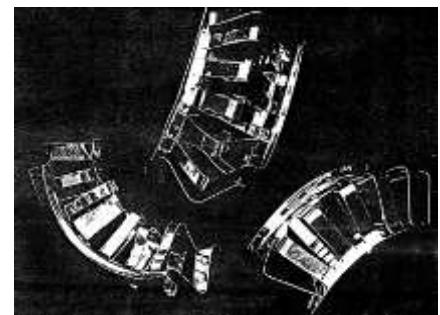
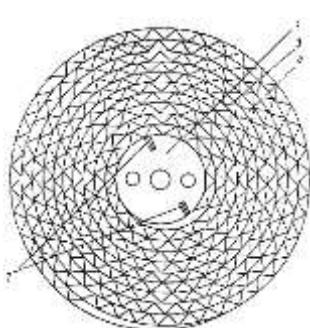


Рисунок. 1.4 – Различные металлические седлообразные насадки

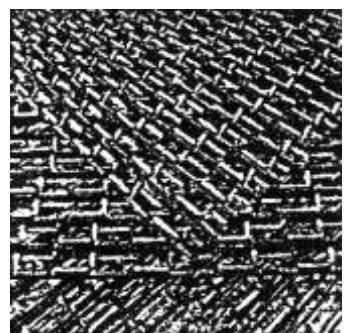
На рисунке. 1.5 показана группа решетчатых насадок [23].



Сpirальная насадка из гофрированной ленты



Сетчатая насадка Гудлоу



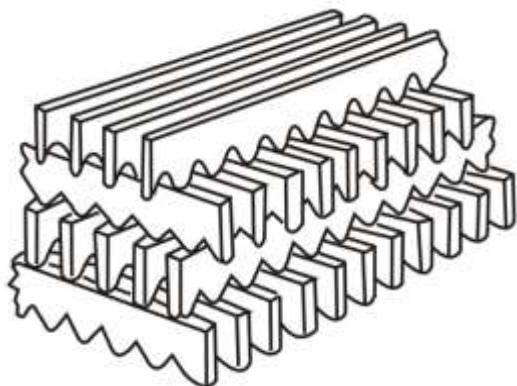
Насадка Глитч-Грид



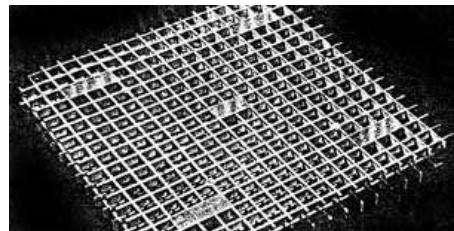
Насадка Инжехим



Из полос с наклонными гофрами



Хордовая насадка



Насадка Polygrid

Рисунок. 1.5 – Решетчатые насадки

1.3 Методы экспериментальных исследований и моделирования тепломассообмена и сепарации аэрозолей в скрубберах

Моделирование тепломассообменных и сепарационных процессов в скрубберах – ключевой этап инженерного анализа, определяющий эффективность очистки газов, энергозатраты и экологические показатели установки. В аппаратах реализуется непосредственный контакт газовой и жидкой фаз, сочетающий дробление капель, динамику аэрозолей, тепло- и массообмен. Для адекватного описания этих взаимосвязанных явлений переноса применяется сочетание эмпирических, аналитических и численных методов, а также гибридных подходов,

целью которых является определение эффективности тепломассообмена и сепарации аэрозольных систем [1–4,6,19].

1.3.1 Аналитические и полуэмпирические модели

Аналитические модели базируются на фундаментальных уравнениях механики сплошной среды (уравнения Навье–Стокса, законы сохранения массы и энергии) с введением эмпирических коэффициентов, определяемых по экспериментальным данным. В отечественных исследованиях [28] разработана детальная численная схема, описывающая тепломассообмен в барботажных колоннах с учетом турбулентной диффузии внутри пузырей и гравитационных эффектов, что позволяет корректно оценивать коэффициент Sh как функцию Re и Sc . Полуэмпирические корреляции – например, зависимости коэффициента массообмена от безразмерных чисел Re , Sh и Sc – обобщены в трудах [8,10,16,29] для барботажных и насадочных аппаратов, что позволяет быстро оценить основные параметры: высоту зоны и расход жидкости.

Однако при анализе скрубберов со сложной геометрией и интенсивными режимами (вихревые, псевдоожижённые процессы и др.) аналитические модели дают лишь приближённые результаты. Для более точного описания взаимодействия фаз и учёта локальных эффектов требуются численные методы и экспериментальные исследования.

С середины прошлого столетия по настоящее время для инженерных расчетов тепломассообмена широко применяются гидродинамические модели структуры потоков [4, 5, 7, 11,16–19]. Более подробно в главах 2–4.

1.3.2 CFD-моделирование двухфазных потоков

Computational Fluid Dynamics (CFD) – основной современный инструмент для анализа гидродинамики, тепло- и массообмена в скрубберах. Решение уравнений Навье–Стокса с учётом межфазных сил и моделей турбулентности

позволяет воспроизводить трёхмерные поля скоростей, температур и концентраций.

Euler–Lagrange: метод отслеживания траекторий отдельных капель или частиц. В работе [30] показано, что учёт столкновений и коалесценции позволяет повысить точность прогноза эффективности улавливания до 95 %.

Euler–Euler: каждая фаза представляется как псевдосплошная среда. Такой подход эффективен при высоких концентрациях дисперсных фракций, что подтверждается обзорными исследованиями. [31].

CFD-моделирование помогает выявить застойные зоны, неравномерность орошения и области обратного потока, что позволяет оптимизировать конструкцию ещё на этапе проектирования.

1.3.3 Моделирование двухфазных сред и гибридные подходы

Для описания поведения аэрозольных фракций применяются Population Balance Models (PBM), учитывающие изменение распределения частиц по размерам вследствие коагуляции, фрагментации и переноса. В работе [32] интегрировали микрофлюидный эксперимент и CFD-моделирование траекторий частиц в зоне конденсационного скруббера, что позволило точно предсказать фракционный состав улавливаемого аэрозоля.

Современные мультифизические задачи (абсорбция растворимых газов + тепло-, массообмен + динамика частиц) решаются с применением инженерных подходов, описанных, в том числе, в отечественных исследованиях [33]

Далее дан краткий обзор некоторых работ в направлении разработки и исследования контактных устройств.

Физическое и математическое моделирование процесса абсорбции аммиака и метиламинов водой в колонне с кольцами Рашига и регулярной ленточной насадки, рассмотрено в работе [34]. Даны расчетные выражения для чисел Нуссельта в газовой и жидкой фазах, а также для высоты единиц переноса (ВЕП) и объемных коэффициентов массопередачи. Получены профили концентраций

аммиака и триметиламина в газовой фазе по высоте ленточной насадки. Установлено, что объемный коэффициент массоотдачи в колонне с ленточной насадкой на 20% больше, чем с кольцами Рашига и на 70% больше, чем с хордовой насадкой.

Аналогичные результаты по эффективности абсорбции многокомпонентной смеси на кольцевой и регулярной ленточной насадке представлены в работе [35]. Удельная поверхность насадки $\text{м}^2/\text{м}^3$ и свободный объем 0,96. Даны профили концентраций аммиака и аминов в газовой фазе по высоте исследованных насадок. Установлено значительное падение (практически до нуля) концентраций при высоте 0,3 – 0,5 м при общей высоте слоя 1,6 м.

В работе [36] представлены результаты моделирования процесса десорбции сероводорода из воды на ленточной регулярной насадке. Дан расчетный профиль концентрации сероводорода по высоте слоя насадки 10 метров в колонне. Установлено, что для процесса десорбции ленточная насадка имеет меньшую эффективность массопередачи, чем кольца Рашига. В отмеченных работах [34–36] нет данных по гидравлическому сопротивлению ленточной насадки.

Таким образом, представленные авторами экспериментальные и расчётные данные недостаточны для проектирования массообменных колонн с ленточной насадкой.

Математическая модель для расчёта гидравлического сопротивления нерегулярной металлической насадки «Инжехим» с номинальными размерами элемента от 16 до 60 мм представлена в работе [37]. Также выполнено экспериментальное исследование перепада давления с указанной насадкой при движении в колонне воды или воздуха. Гидродинамика двухфазных газожидкостных сред не рассматривалась.

Исследования гидравлического сопротивления орошаемого контактного устройства с наклонными пластинами при пленочной режиме представлены в работе [38]. В отверстиях контактных элементов были установлены металлические трубы для циркуляции охлаждения и конденсации парового потока в ректификационной колонне. В результате экспериментальных исследований и

обобщения результатов получены эмпирическая зависимость отношения перепада давления орошаемых наклонных пластин к перепаду давления без орошения. Даны графическая зависимость этого отношения, где показано, что перепад давления орошаемых пластин возрастает от 2 до 6 раз относительно сухих в зависимости от режимных параметров.

Успешное применение регулярной пакетной насадки «Инжехим» для разделения тяжелого вакуумного газоилья представлены в работе [39]. Насадка с волнистой поверхностью и элементами шероховатости (микрорельефом) характеризуется небольшим гидравлическим сопротивлением [23], и что особенно важно для вакуумных колонн ректификации и может применяться в мини градирнях и скрубберах.

Сравнительные гидравлические и массообменные характеристики различных насадок рассмотрены в работах [40,41]. Например, экспериментальные исследования эффективности массопередачи в жидкой и газовой фазах показаны в работе [41], однако без данных по гидравлическому сопротивлению. Исследовались волнообразная, зигзагообразная, сотовообразная и кольца Рашига. Высокая эффективность наблюдается, как по жидкой фазе (87–93%), так и по газовой (75–88%). Причем в отличии от других насадок отмеченная эффективность получена в интервале скорости газа от 1,2 до 4,0 м/с и плотности орошения 10,8–15,48 м³/м²ч.

Рассмотрена гидродинамика нерегулярной насадки с шероховатостью и перспективы ее использования [42]. Математическая модель эффективности и процессы тепло – и массообмена и гидравлическое сопротивление контактного устройства рассмотрены в работах [43–45].

Однако недостаточно внимания в отмеченных работах уделяется исследованию и математическому моделированию регулярных универсальных контактных устройств для градирен, скрубберов и абсорберов.

В работе [46] показано применение комбинированных контактных устройств для охлаждения дымовых газов. Термо–массообмен при контакте газа с пленкой жидкости рассмотрен в работе [47], где также нет решений по очистке

газов от аэрозольных частиц. В работе [48] представлены экспериментальные данные по массообмену в структурированных насадках. Изучено влияние геометрии, скорости газа и орошения на коэффициенты массоотдачи. Разработаны способы охлаждения газа с ресурсосберегающим эффектом, однако это не относится к дымовым газам. Представляет интерес результаты исследований [49] гидродинамических характеристик струйного массообменного аппарата, который может применяться при решении задач тепломассообмена и сепарации аэрозолей. Рассмотрены мокрые скруббера для очистки дизельных выхлопов [50]. Отмечено совместное удаление тепла и загрязняющих веществ при контакте с жидкой фазой. Приведены схемы очистки дымовых газов от NO_x и пыли. Рассмотрено влияние параметров потока и орошения на эффективность работы скрубберов. [51].

В статье [52] рассматривается возможность снижения выбросов загрязняющих веществ за счёт оптимизации тепломассообмена на угольной ТЭС. Автор анализирует экономику топлива и предлагает методики повышения энергоэффективности при одновременном уменьшении выбросов. Использованы методы численного моделирования и экспериментального подтверждения. Работа [53] посвящена эффективности мокрой очистки газов с использованием распылительного скруббера при улавливании наночастиц. Рассматриваются как теоретические модели процесса, так и экспериментальные данные. Основное внимание уделено влиянию параметров распыла и конструкции скруббера на эффективность удаления частиц.

Статья [54] изучает процессы массообмена в циклонном распылительном скруббере. Автор предлагает математические модели и экспериментальные данные, описывающие поведение аэрозолей и жидкости в аппарате. Особое внимание уделено взаимодействию фаз и геометрическим характеристикам оборудования

В работе [55] исследуются процессы массообмена и гидродинамики в барботажном скруббере на пилотной установке. Проведён анализ влияния расхода газа, состава жидкости и геометрии колонны на эффективность удаления газов.

Предложены рекомендации по масштабированию и оптимизации конструкции.

Статья [56] посвящена комплексной мокрой очистке дымовых газов от нескольких видов загрязнений (SO_2 , HCl , пыль). Авторы рассматривают технологии скрубберов с насадками и без, анализируют эффективность удаления при различных условиях. Представлены экспериментальные результаты и предложения по интенсификации.

В работе [57] приведены экспериментальные и модельные результаты эффективности абсорбции SO_2 в колонне с атмосферой, а также pH , сажи, жидкого газа и строительных установок. В статье [58] имеется защита научных данных по гидродинамике и массажу во вращающихся центральных колоннах (вращающихся насадочных слоях) перед химической абсорбцией CO_2 . Анализируются параметры конфигурации режимов, влияющие на коэффициенты. Передача и удаление газа по своей эффективности превосходят традиционные конструкции. В работе [59] изучено формирование капель на неньютоновской жидкости в скруббере, что важно для улавливания загрязняющих частиц; представлены данные о влиянии реологических параметров и структуры пенной жидкости на эффективность массообмена.

Описаны [60] энергосберегающие технологии термообработки и вулканизации в псевдоожиженных слоях с акцентом на управление гидродинамикой и теплообменом, что снижает энергозатраты и увеличивает скорость теплопереноса по сравнению с традиционными методами. Вопросы оптимизации тепломассообменных аппаратов для повышения эффективности утилизации тепла обсуждаются в работе [61], а в работе [62] представлено CFD–моделирование поглощения CO_2 в водном растворе в распылительной колонне со спиральным распылителем; сравнение с классической конструкцией показало значительное улучшение эффективности, что подтверждает полезность численного подхода для оптимизации геометрии контактного устройства. В работе [63] экспериментально измерены распределения капель и перепад давления в современном распылительном скруббере; CFD–расчёты подтвердили данные (расхождение $\leq 7\%$), что позволяет использовать модель для

оптимизации конструкции. В работе [64] исследуется влияние различных типов насадок на эффективность улавливания CO_2 в орошающем скруббере, рассмотрены параметрические зависимости (скорость потока, состав раствора), и даны рекомендации по оптимизации конструкции. Моделирование с использованием моделей пограничного слоя и структуры потоков для тепломассообмена и газоразделения показано в работе [65]. Механизмы турбулентной миграции и осаждения аэрозольных частиц подробно рассмотрены в монографии [66], где представлены аналитические и численные модели для расчёта эффективности разделения дисперсной фазы. Способы интенсификации процессов очистки газов в аппаратах с активными гидродинамическими режимами рассмотрены в работе [67]. Разделение аэрозольных систем с учётом центробежных и турбулентных механизмов осаждения рассмотрено в работе [68], где описана технологическая схема и модель маслосепарации в газоперекачивающем оборудовании. Работа [69] посвящена переносу в теплотехнических системах в аппаратах различных конструкций. В работе [70] представлены результаты экспериментального исследования и анализа тепломассообменных и гидравлических характеристик в пленочных регулярных насадках. Определено влияние геометрических параметров и условий орошения на эффективность тепло- и массообмена при различных режимах течения. В работе [71] обсуждаются теоретические проблемы описания процессов теплообмена, в том числе в насадочных и плёночных аппаратах, с акцентом на нерешённые аспекты моделирования. В работе [72] кроме конструктивных характеристик многих контактных устройств барботажного типа даны экспериментальные исследования гидравлического сопротивления, задержки жидкости, коэффициентов тепло- и массоотдачи, а также математические модели для расчета эффективности тепло- и массообмена. Гидродинамика и массообмен для ряда хаотичных и регулярных насадок представлены в работе [73], где также показаны различные виды неравномерностей распределения газа и жидкости в различных сечениях аппаратов. Применение экспериментальных методов для оценки эффективности мокрой очистки воздуха от молекулярных

загрязнителей с использованием регулярных насадок представлено в работе [74]. Конструктивное решение скруббера с подвижной насадкой представлено в патенте [75], направленное на повышение эффективности улавливания дисперсной фазы. В работе [76] рассматриваются современные гибридные методы мокрой очистки газов от окислов азота и оксидов серы, включая применение интенсивных гидродинамических режимов и обсуждение перспектив интенсификации массообмена. В работе [77] представлена оценка эффективности гибридной системы мокрой очистки газов от многокомпонентных загрязнений с использованием численного моделирования. Рассматриваются конструктивные решения скруббера и влияние параметров потока на эффективность сепарации примесей. В статье [78] представлены численные модели для анализа распределения потока и движения частиц в скрубберах различной конструкции, включая моделирование турбулентных режимов и сепарации. Однако в рассмотренных выше научных работах не учитывается неоднородность газового потока в газосепараторах, поэтому целью данной диссертационной работы является представить математическую модель с методикой расчета тепломассообмена и разделения жидких аэрозольных систем с учетом неравномерного профиля скорости газа.

Следует отметить, что расчет охлаждения и мокрой очистки газов в основном имеет полуэмпирический характер [10,13,79–81].

1.4 Подходы к модернизации скрубберов

В условиях повышения энергоэффективности аппаратов модернизация скрубберных систем становится одной из важных задач в области газоочистных и тепловых технологий. Современные подходы к модернизации скрубберов включают как конструктивные изменения [6,13,20], направленные на улучшение гидродинамических и тепло–массообменных характеристик [17,22,65–69], так и применение реагентных систем, цифровых инструментов моделирования и

автоматизации управления.

Одним из наиболее перспективных направлений модернизации является совершенствование внутренних устройств аппаратов, например, применение высокоэффективных насадок и тарелок [20–23]. Современные насадки обладают повышенной удельной поверхностью, устойчивостью к механическим нагрузкам и улучшают распределение фаз. В работе [82] предложена методология проектирования и CFD–анализа компактного мокрого скруббера с экспериментальной проверкой эффективности сбора субмикронных частиц. Дополнительно внедряются многоступенчатые распределители, вихревые вставки и дефлекторы, которые способствуют равномерному распределению потоков, снижению образования застойных зон и увеличению степени очистки. На этапе проектирования и реконструкции всё шире применяется CFD–моделирование. [83].

Примером является численный анализ скруббера с подвижной насадкой, предложенной в работе [84]. Расчёты подтверждают снижение сопротивления и рост эффективности при высоких запылённостях газа.

Важным компонентом является химическая и реагентная доработка. Добавление коагулянтов и абсорбентов в орошающий раствор способствует лучшему захвату аэрозолей и растворимых газов [85].

В работе [86] показано, что применение теплообменных вставок в скрубберах улучшает эффективность абсорбции и позволяет снижать энергозатраты при сохранении очистки. Цифровизация управления позволяет реализовать адаптивные схемы работы аппаратов в зависимости от текущей нагрузки. Применение цифровых двойников, датчиков давления, уровня и состава потока позволяет оптимизировать эксплуатацию скрубберов [87].

Важным направлением остаётся снижение энергетических и эксплуатационных затрат. Регулярная промывка насадок и контроль состояния оборудования позволяют минимизировать простой и снизить расходы. Автоматизированные системы промывки и диагностики снижают длительность технических пауз на 30–40 % [88,89].

При расчёте эффективности капельной сепарации в насадочных аппаратах необходимо учитывать неравномерность распределения скоростей газа по сечению колонны, что существенно влияет на полноту захвата дисперсной фазы [90].

Следует отметить научные группы, которые с 90-х годов прошлого столетия и по настоящее время активно занимаются физическим и математическим моделированием тепло- и массообменных процессов в насадочных и тарельчатых аппаратах газожидкостного контакта, а также разработкой новых конструкций контактных устройств. В первую очередь это сотрудники Московских университетов – Беренгартен М.Г., Лагуткин М.Г., Пушнов А.С. и др., сотрудники Волгоградского технического университета – Голованчиков А.Б., Меренцов Н.А. и др., сотрудники Казанской научной школы – Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Николаев А.Н., Дмитриев А.В. и др.

Большое внимание модернизации тарельчатых и насадочных аппаратов уделяется фирмами «ПЕТОН», «Инжехим», «Нефть и газ», «ГИПХ», «Волга НИПИТЭК» и ряд зарубежных фирм.

Так, например, сотрудниками Инженерно-внедренческого центра «Инжехим» (г. Казань) за последние 25 лет модернизовано более ста тепло- и массообменных аппаратов в различных отраслях промышленности с применением разработанных нерегулярных и регулярных насадок [17,18,69,90–98]. Значительно снижены энергозатраты на единицу продукции и повышена эффективность тепло- и массообменных процессов. Кроме этого, разработаны и внедрены конструкции аппаратов газоочистки на предприятиях ГАЗПРОМ, нефтехимии и нефтегазопереработки [96–98] и др. Защищен ряд докторских диссертационных работ Башаровым М.М., Фараховым Т.М., Ясавеевым Х.Н., Мальковским П.А. и др., а также более 30 кандидатских диссертаций.

Данная диссертационная работа является развитием и продолжением научных работ Казанского государственного энергетического университета, а также ООО «Инжехим» в области контактного охлаждения газов и разделения аэрозольных систем с применением контактных устройств «Инжехим» и других

конструкций [99–102].

Выводы

В данной главе рассмотрены различные аспекты исследования, моделирования и конструктивного исполнения тепломассообменных аппаратов при непосредственном контакте газа и жидкости. В результате можно сделать следующие краткие выводы. Сочетание экспериментальных методов, аналитических зависимостей, и численных методов обеспечивает комплексное и достоверное описание процессов тепломассообмена и сепарации аэрозолей в скрубберах. Верификация моделей по экспериментальным данным остаётся обязательной задачей для подтверждения точности расчётов и надёжности инженерных решений.

Модернизация скрубберов основывается на комплексном подходе: от конструктивных до режимных решений. Внедрение новых контактных устройств позволяет достигать более высоких показателей эффективности тепломассообмена и очистки газов, устойчивости работы и энергоэкономичности в условиях современного производства. Поэтому развитие рассмотренных подходов является актуальной задачей при модернизации аппаратов охлаждения и разделения аэрозольных систем в различных отраслях промышленности и энергетики.

ГЛАВА 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И МАССООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССОВ В КОЛОННЕ С РЕГУЛЯРНОЙ И КОМБИНИРОВАННОЙ НАСАДКАМИ

Целью данной главы является постановка задачи математического моделирования и представление экспериментальных гидравлических и массообменных характеристик процессов взаимодействия фаз при противоточном движении воды и воздуха в колонне с регулярной рулонной сетчатой насадкой и комбинированным насадочным слоем, а также пример расчета скруббера–охладителя газа.

Введение. Постановка задачи.

Основной прикладной задачей, решаемой в диссертационной работе, является модернизация скруббера охлаждения пирогаза после печей пиролиза на установке газоразделения в производстве этилена. Кроме этого, решается задача при контактном охлаждении пирогаза в скруббере совместной очистки пирогаза от дисперсной фазы (коксы, смолы и др.), которые имеются в пирогазе в относительно небольших концентрациях после пиролиза, но, однако негативно влияют на работу узла компрессирования и последующую технологию выделения из пирогаза товарного этилена. Предполагается, что из–за незначительных концентрации дисперсной фазы в пирогазе она не влияет на процесс тепломассообмена при контактном взаимодействии фаз. Механизм охлаждения газов при контактном взаимодействии намного сложнее, чем через разделяющую стенку, так совместно с теплообменом происходит и массообмен. Это обусловлено разностью температур и парциальных давлений водяных паров. Нагрев охлаждающей воды при контактном теплообмене возможен до температуры мокрого термометра T_m , примерно равным температуре кипения воды при парциальном давлении паров в газах [13]. При температуре воды с точкой росы $T_{жP}$, если $T_{ж} > T_{жP}$, парциальное

давление водяных паров у межфазной поверхности больше, чем в газах, и подогрев воды происходит испарением и увлажнением газов. При $T_{ж} = T_m$ вода испаряется при постоянной температуре, то есть $T_m = const$. При $T_{ж} < T_{жР}$ начинается конденсация водяных паров и происходит осушение газов. Подробно эти механизмы рассмотрены в монографии [13].

Эффективность контактных аппаратов повышается снижением начальной и конечной температуры охлаждающей воды. Целесообразно, чтобы температура воды на входе была не выше $20 - 30$ °C, а конечная не выше точки росы, то есть $50 - 55$ °C. Желательно применение захоложенной воды с температурой $10 - 5$ °C.

Насадочные, а также тарельчатые скруббераы наиболее широко применяются в различных отраслях промышленности и энергетики. В качестве хаотичных насадок используются кольца Рашига, Палля, Лессинга, седла Берля и различные регулярные – INTALOCS, Нортон, Зиг–заг. Начиная с 2000–х годов стали широко применяться в абсорбционных и ректификационных колоннах насадки ГИАП, Петон, Инжехим и другие. Данные насадки также могут применяться в скрубберах мокрой очистки и охлаждения газов. Конструкции насадок представлены в монографиях [16,20–23] и в многочисленных публикациях различных исследователей. В качестве тарелок в основном применяются провальные и ситчатые [10,26,72].

Далее в диссертационной работе рассматриваются процессы конденсационного охлаждения газов и разделения аэрозольных систем в насадочных и барботажных скрубберах. Для расчёта эффективности тепло- и массообмена и сепарации дисперсной фазы рассмотрены несколько вариантов математической модели при непосредственном контакте фаз [99–102].

При математическом моделировании процессов тепломассообмена в двухфазных средах применяются аналитические, численные и приближенные методы. Выбор метода зависит от гидродинамических условий взаимодействия фаз, конструкции аппарата и режима работы. Теоретической основой моделирования является фундаментальные законы сохранения импульса, массы и

энергии совместно с условиями термодинамического равновесия. С учетом пространственно–временных масштабов явлений переноса импульса, массы и энергии, и выявлений определяющих механизмов тепломассобмена и сепарации, всегда можно выполнить сокращение исходного полного математического описания в виде трехмерных моделей до двух – или одномерных. При этом должна сохраняться физическая картина процессов и требуемая точность моделирования.

Рассмотрим стационарное турбулентное движение фаз при противотоке в насадочной колонне. В нижнюю часть колонны поступает газ на охлаждение, который содержит дисперсные частицы. В верхнюю часть колонны на слой насадки подается жидкость на орошение насадки. В слое насадки происходит пленочное течение жидкой фазы по поверхности контактных элементов, а в каналах сложной геометрии в противотоке движется газовый поток. Через межфазную поверхность газ–жидкость происходит обмен импульсом, массой и энергией, а также сепарация дисперсной фазы пленкой жидкости. В качестве насадки могут использоваться регулярные и нерегулярные (хаотичные) элементы различных конструкции и размеров. Первоначальный выбор конструкции насадки определяется исходя из предельных нагрузок, которые обеспечивают пленочный режим, а затем уточняется исходя из полученной эффективности процессов, который удовлетворяет требованиям технического задания на проектирование или модернизацию аппарата.

В трехмерном виде система дифференциальных уравнений переноса импульса (уравнения движения), неразрывности, массообмена, теплообмена и переноса дисперсной фазы в газовом потоке имеет известный вид

$$(\vec{V}_\Gamma \nabla) \vec{V}_\Gamma = \frac{1}{\rho_\Gamma} \nabla P_\Gamma + \nabla \left[(\nu_\Gamma + \nu_{\Gamma\Gamma}) \nabla \vec{V}_\Gamma \right], \quad (1)$$

$$d_{iv} \vec{V}_\Gamma = 0, \quad (2)$$

$$(\vec{V}_\Gamma \nabla) C_\Gamma = \nabla \left[(D_\Gamma + D_{\Gamma\Gamma}) \nabla C_\Gamma \right], \quad (3)$$

$$\rho_\Gamma (\vec{V}_\Gamma \nabla) I_\Gamma = \nabla \left[(\lambda_\Gamma + \lambda_{\Gamma\Gamma}) \nabla T_\Gamma \right], \quad (4)$$

$$(\vec{V}_\Gamma \nabla) C_u = \nabla [(D_\Gamma + D_{\Gamma\Gamma}) \nabla C_u]. \quad (5)$$

Система дифференциальных уравнений движения, неразрывности и теплообмена в жидкой фазе

$$(\vec{V}_\text{ж} \nabla) \vec{V}_\text{ж} = \frac{1}{\rho_\text{ж}} \nabla P_\text{ж} + \nabla [(\nu_\text{ж} + \nu_{\text{тж}}) \nabla \vec{V}_\text{ж}], \quad (6)$$

$$d_{\text{IV}} \vec{V}_\text{ж} = 0, \quad (7)$$

$$\rho_\text{ж} c_{\text{рж}} (\vec{V}_\text{ж} \nabla) T_\text{ж} = \nabla [(\lambda_\text{ж} + \lambda_{\text{тж}}) \nabla T_\text{ж}], \quad (8)$$

Система уравнений (6) – (8) не содержит уравнений переноса влаги и сепарации частиц, так как эти процессы происходят только в газовой фазе. Отсюда следует вывод о том, что основное сопротивление переносу теплоты, массы влаги и частиц сосредоточено в газовой фазе. Это также следует из оценки сопротивлений теплоотдачи в фазах: $1/\alpha_\Gamma \ll 1/\alpha_\text{ж}$, где α_Γ , $\alpha_\text{ж}$ – коэффициент теплоотдачи в газовой и жидкой фазах. Аналогично для массоотдачи.

Система уравнений (1) – (6) записана только для газовой фазы, а (7) – (9) – для жидкой.

Для того, чтобы учесть межфазный перенос к данным системам уравнений применяются граничные условия четвертого рода на поверхности раздела [2]. Однако, такой подход возможен если площадь межфазной поверхности в пространстве распределена фиксировано и известна, например, для пленочных контактных устройств и некоторых регулярных насадок.

В двухфазных и многофазных средах явления переноса значительно усложняются и для математического моделирования применяются модели гомогенного течения (псевдооднородная жидкость), модели раздельного течения с условиями сопряжения на границе, модель потока дрейфа (рассматривается только относительное движение фаз). При решении задач численными методами наибольшее применение получила модель многоскоростного континуума [1], где взаимодействие фаз учитывается межфазными локальными источниками импульса, массы и энергии. Эта модель имеет много частных случаев и упрощений

[4,17–19] и далее используется в третьей главе для определения эффективности явлений переноса в скрубберах с различными насадками. В рассмотренной постановке важными параметрами модели являются локальные или осредненные источниковые члены теплоты и массы, которые связаны с коэффициентами тепло- и массоотдачи двухфазной среды и движущими силами процессов.

В диссертационной работе для математического моделирования тепломассообменных процессов в двухфазной среде газ–жидкость и разделения аэрозольных систем применяются основные теоретические положения модели многоскоростного континуума [1] и метода сопряженного физического и математического моделирования [4,103–105]. При таком подходе процессы переноса в двухфазной среде на промышленных контактных устройствах рассматриваются в виде иерархической системы взаимодействующих явлений различного масштаба. Например, ядро потока, пограничный слой, застойные и циркуляционные зоны, байпасные потоки и т. д. Каждое явление различного масштаба имеет свое математическое описание, в основе которого лежат частные случаи фундаментальных законов сохранения импульса, массы и энергии совместно с условиями термодинамического равновесия. Взаимодействие между физическими явлениями различного масштаба как правило слабое и может учитываться параметрически. Например, тепломассообменные процессы в пограничном слое в общем математическом описании двухфазной среды в масштабе аппарата (контактного устройства) можно учесть в виде параметров, то есть локальных или осредненных источников межфазного переноса. В свою очередь основными параметрами источников являются коэффициенты тепло- и массоотдачи и движущие силы процессов, от которых в основном и зависит эффективность тепло- и массообмена. В ядре потоков основными параметрами являются коэффициенты турбулентного обмена импульсом, массой и энергией (при турбулентном режиме), которые существенно зависят от гидродинамической обстановки двухфазной среды. В связи с этим в диссертационной работе основное внимание сосредоточено на определении коэффициентов тепло- и массоотдачи и гидродинамических характеристик двухфазной среды газ–жидкость в скрубберах с

контактными устройствами в виде регулярных или нерегулярных насадок, а также на тарелках с турбулентным барботажным слоем. Основной целью является определение эффективности проводимых процессов для решения задач модернизации промышленных аппаратов.

2.1 Описание экспериментальной установки, методика экспериментальных исследований и обработки данных.

В колоннах, где требуется небольшой перепад давления, таких как абсорбционные и ректификационные аппараты широко используются регулярные насадки. Не менее распространенное применение насадок наблюдаются в скрубберах–охладителях в процессах очистки технологических и дымовых газов, а также в пленочных градирнях. По сей день известны несколько сотен видов и конструкций вариативных хаотичных (нерегулярных) и регулярных насадок, а также многообразных комбинированных. Нельзя не согласиться с тем, что гидравлическое сопротивление у регулярных насадок меньше, чем у хаотичных с небольшой стоимостью, а также преобладающими удельными гидравлическими нагрузками. Если рассматривать схожие условия работы для хаотичных и регулярных насадок, во время подвисания жидкой фазы наблюдается разная скорость газа (почти в два раза), но за счет меньшей турбулизации газового потока, хаотичные насадки имеют ведущую позицию в эффективности, а также малое обратное перемешивание потоков. Если в регулярных с гладкой поверхностью насадках турбулентный режим газа начинается при $Re_3 > 2300$, то в хаотичных начинается при числе Рейнольдса $Re_3 > 40$ без учета различного рода интенсификаторов поверхности, таких как лепестки, выступы и т.д. [16]. При наличии таковых турбулизация в регулярных насадках начинается при $Re_3 > 300 – 500$, где $Re_3 = w_r d_3 / \nu_r$; w_r – средняя скорость газа в слое, м/с; $w_r = w_o / \varepsilon_{cb}$; w_o – скорость газа на полное сечение аппарата, т.е. без насадки, м/с; $d_3 = 4\varepsilon_{cb} / a_v$ – эквивалентный

диаметр насадки, м; $\varepsilon_{\text{св}}$ – удельный свободный объем; a_V – площадь удельной поверхности, $\text{м}^2/\text{м}^3$. Число Рейнольдса также записывают $Re_r = 4w_o/(a_V v_r)$. Очевидно, что $Re_9 = Re_r$. В расчетах пленочных градиен охлаждения воды и скрубберов охлаждения газов водой применяется подход записи теплового потока с применением по аналогии Льюиса коэффициента массоотдачи, отнесенного к разности влагосодержащий и удельных энталпий газа в виде [15,106] (например, для скруббера–охладителя)

$$Q = G(I_h - I_k) + Q_\pi = \beta_x F \Delta I_{cp}, \quad (2.1)$$

где при тепловых потерях $Q_\pi \approx 0$ число единиц переноса $N_r = \beta_x F/G$.

Данное выражение получено в результате использования аналогии Льюиса и известной зависимости энталпии газа с влагосодержанием и температурой. Это дает возможность упростить методики инженерных расчетов аппаратов охладителей. Таким образом, важной задачей является теоретическое или экспериментальное определение коэффициентов массоотдачи β_x совместно с величиной площади межфазной поверхности F . В экспериментальных исследованиях получают объемный коэффициент массоотдачи β_{xv} , $\text{кг}/(\text{м}^3\text{с})$.

Исследования гидравлического сопротивления и массообменных характеристик при противоточном пленочном режиме взаимодействия фаз в колонне с насадками выполнялись на стенде КГЭУ, подробно описанному в работах [107,108]. Стенд состоит из колонны диаметром 200 мм и высотой два метра, выполненной из оргстекла, а также вспомогательного оборудования – насос, газодувка, буферная емкость для воды, датчики давления, температуры, влагосодержания и расхода фаз. Исследовался процесс увлажнения воздуха водой при нормальных условиях, то есть при атмосферном давлении и с температурами фаз 20 °С. Эксперименты выполнялись при скорости воздуха в сводном сечении колонны (то есть без насадки) от 0,5 до 2,5 м/с и плотности орошения от 4,5 до 20 $\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ [109]. Интервал исследованных режимных параметров примерно

соответствует режимам работы пленочных градирен и насадочных скрубберов–охладителей газов.

Исследовалась рулонная сетчатая полимерная насадка с условной удельной поверхностью $a_v = 240 \text{ м}^2/\text{м}^3$, то есть как выполненная из сплошного листового материала, свёрнутого в рулон. Длина полотна сетки составляет 3,5 м с высотой $H=1,0$ м. Внутренний диаметр колонны 190 мм. Отсюда следует объем насадочного слоя, равный $0,028 \text{ м}^3$. Удельная поверхность $a_v = 2 \cdot 3,5 / 0,0283 = 240 \text{ м}^2 / \text{м}^3$. Удельный свободный объем $\varepsilon_{\text{св}} = 0,90 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Эквивалентный диаметр насадки $d_3 = 4\varepsilon_{\text{св}} / a_v = 0,015 \text{ м}$. Оценка погрешности экспериментальных исследований показала $\pm 8\text{--}12\%$ в зависимости от измеряемых величин. Каждое измерение параметров выполнялось не менее 3–4 раз и брались средние значения. На рисунках 2.1 и 2.2 представлены схема и фотография экспериментальной установки с колонной для исследования процесса массообмена (увлажнение воздуха водой) и гидравлического сопротивления сухой и орошаемой насадки.

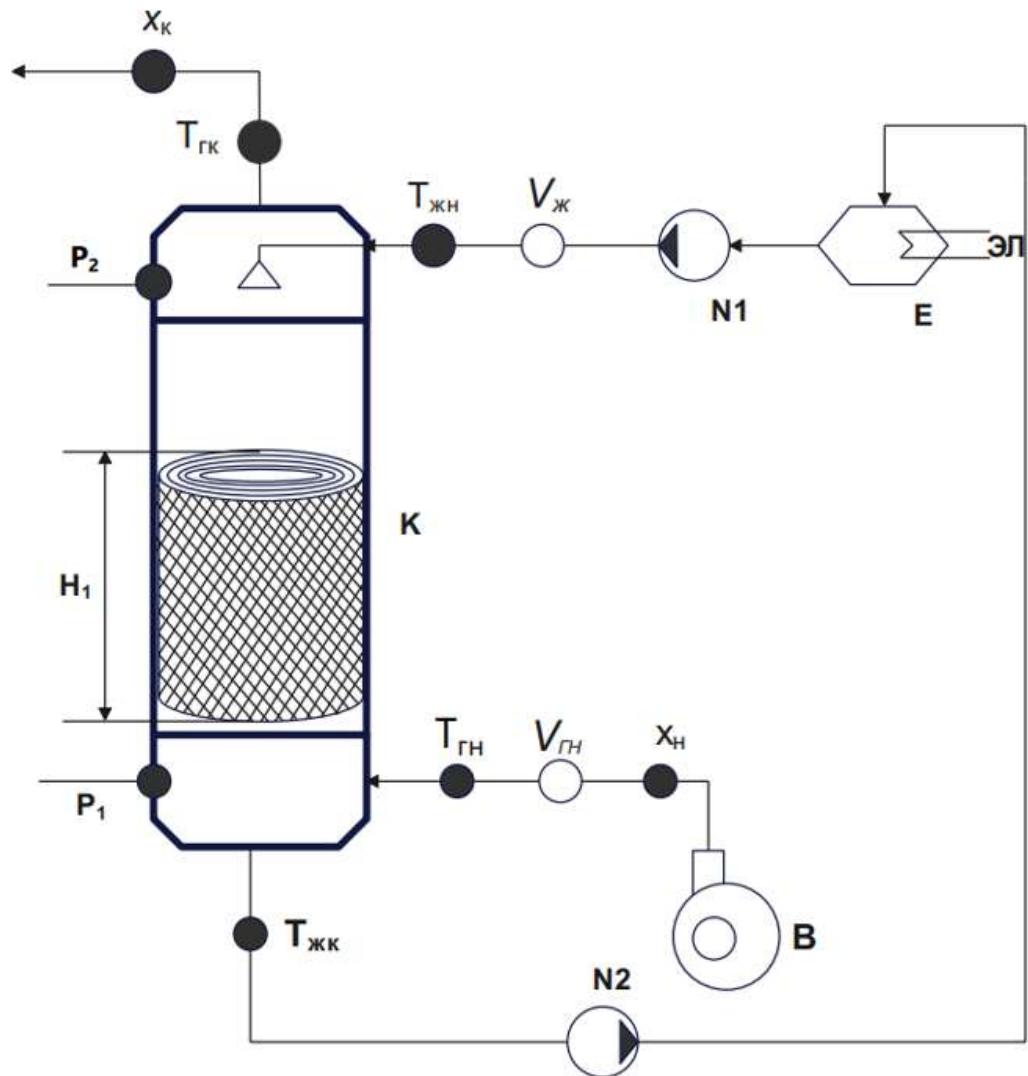


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема экспериментальной установки: К – колонна; В – вентилятор (газодувка); N – насосы; E – емкость; H_1 – высота слоя насадки; ЭЛ – электронагреватель воды, $T_{\text{гн}}$, $T_{\text{жн}}$ – начальные температуры газа и жидкости, P_1 , P_2 – давление в колонне, термопары на входе $T_{\text{жн}}$, $T_{\text{гн}}$ и на выходе $T_{\text{жк}}$, $T_{\text{гк}}$; $V_{\text{ж}}$, $V_{\text{г}}$ – объемные расходы воды и воздуха, $x_{\text{ж}}$, $x_{\text{г}}$ – влагосодержание воздуха.



Рисунок 2.2 – Фото установки «Мини скруббер с насадками»

Вспомогательное оборудование: теплосчетчик Карат компакт, термоанемометр СЕМДТ–618, диффманометр ПРОМА–ИДМ, насос вихревой REDVERGRD–VP40, радиальный вентилятор СовПлимFS–р3400/SP, testo 835–T2 – Высокотемпературный ИК–термометр с 4–х точечным лазерным целеуказателем (оптика 50:1).

На рисунке 2.3 показаны фото и размеры рулонной регулярной сетчатой насадки.

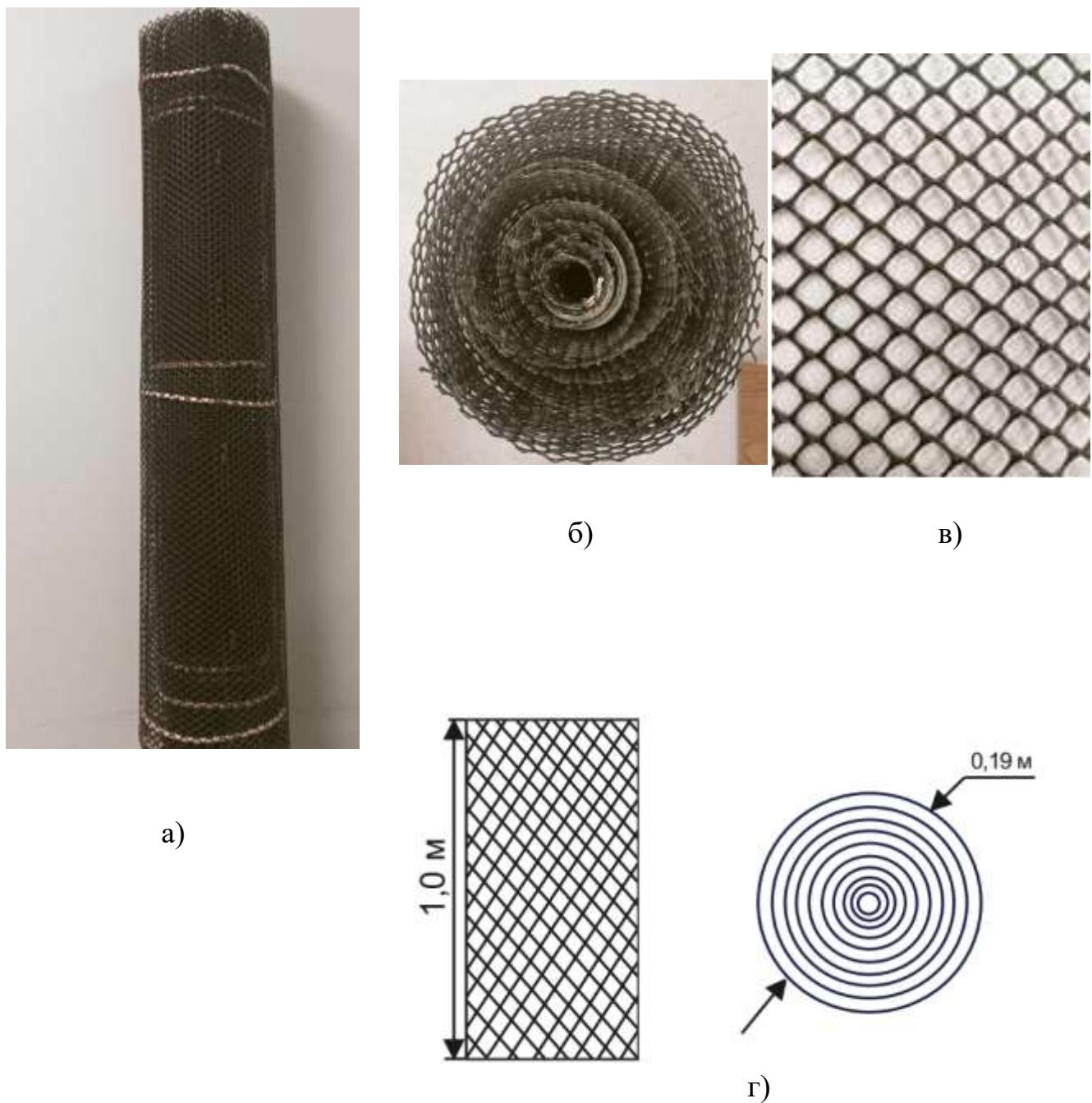


Рисунок 2.3 – Фото элементов рулонной насадки из полимерной сетки

- а) – вид сбоку; б) – вид сверху;
- в) – ячейки рулонной насадки (размер ячеек 8х8 мм); г) – размеры насадки.

2.2 Гидравлические и массообменные характеристики колонны с рулонной сетчатой насадкой

Экспериментальные данные гидравлического сопротивления в колонне с рулонной сетчатой насадкой, $H = 1,0$ м; $a_v=240\text{м}^2/\text{м}^3$ (плотность орошения 4,9, 8,8 и $15,4\text{ м}^3/(\text{м}^2\text{час})$) приведены в таблице 2.1 [109], где $\xi_{\text{сух}}$ и $\xi_{\text{оп}}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления в выражении для перепада давления Дарси–Вейсбаха $\xi = 2d_9 \Delta P_{\Gamma} / (H \rho_{\Gamma} w_{\Gamma}^2)$.

Таблица 2.1 – Экспериментальные данные гидравлического сопротивления в колонне с рулонной сетчатой насадкой (плотность орошения 4,9, 8,8 и $15,4\text{ м}^3/(\text{м}^2\text{час})$)

$w_o, \text{м/с}$	0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
Re_{Γ}	555	833	1078	1333	1700	2155	2511	2778
$\xi_{\text{сух}}$	0,048	0,059	0,07	0,082	0,10	0,123	0,144	0,16
$q_{\text{ж}}=4,9\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
$\xi_{\text{оп}}$	0,065	0,103	0,14	0,133	0,108	0,103	0,108	0,113
$\Delta P_{\text{оп}},$ Па/м	0,9	3,2	6,4	10,6	14,0	21,5	30,6	39,2
$q_{\text{ж}}=8,8\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
$\xi_{\text{оп}}$	0,238	0,173	0,151	0,148	0,115	0,108	0,108	0,089
$\Delta P_{\text{оп}},$ Па/м	3,3	5,4	7,9	11,8	14,9	22,6	30,6	38,4
$q_{\text{ж}}=15,4\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
$\xi_{\text{оп}}$	0,216	0,192	0,172	0,167	0,148	0,139	0,135	0,133
$\Delta P_{\text{оп}},$ Па/м	3,0	6,0	9,0	13,3	16,7	27,2	35,9	42,7

На рисунке 2.4 представлены экспериментальные данные по удельному перепаду давления воздуха для орошающей насадки, при различных плотностях орошения [109].

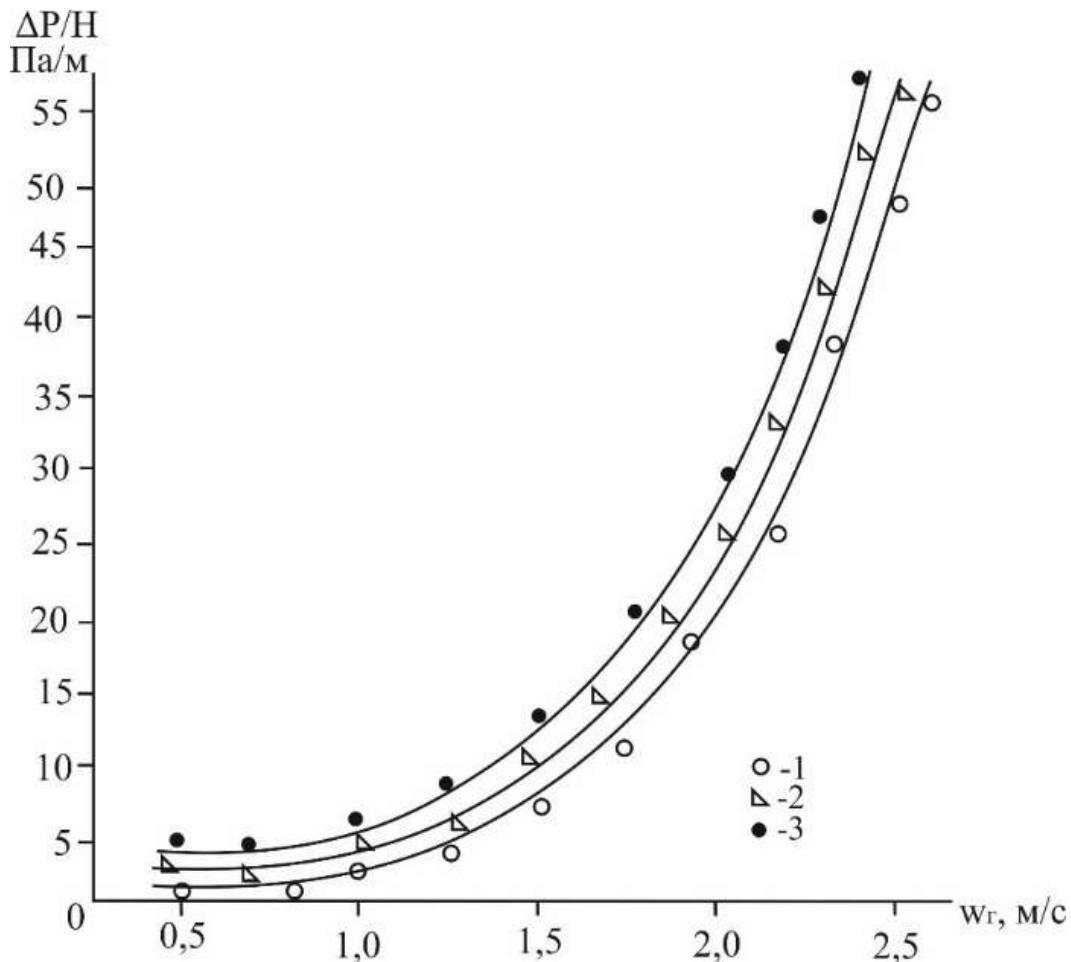


Рисунок 2.4 Зависимость удельного перепада давления орошающей рулонной насадки от скорости воздуха в колонне. Плотность орошения: 1 – $q_{ж}=4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$; 2 – $q_{ж}=8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$; 3 – $q_{ж}=15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$.

Из представленных результатов следует, что перепад давления увеличивается как при повышении скорости воздуха, так и плотности орошения. Причем от скорости воздуха зависимость более сильная, что соответствует характеру изменения $\Delta P/H$ известным опытным данным для различных типов насадок [9,16,21–23].

На рисунке 2.5 показано сравнение $\Delta P/H$ для различных насадок. Насадки 2КР (линии 1–3) [21] ($a_v=115 \text{ м}^2/\text{м}^3$); насадка из вертикальных труб с шероховатой

поверхностью ($a_v=110\text{м}^2/\text{м}^3$) [107,108] (линия – 4); исследованная автором рулонная сетчатая насадка (линия – 5).

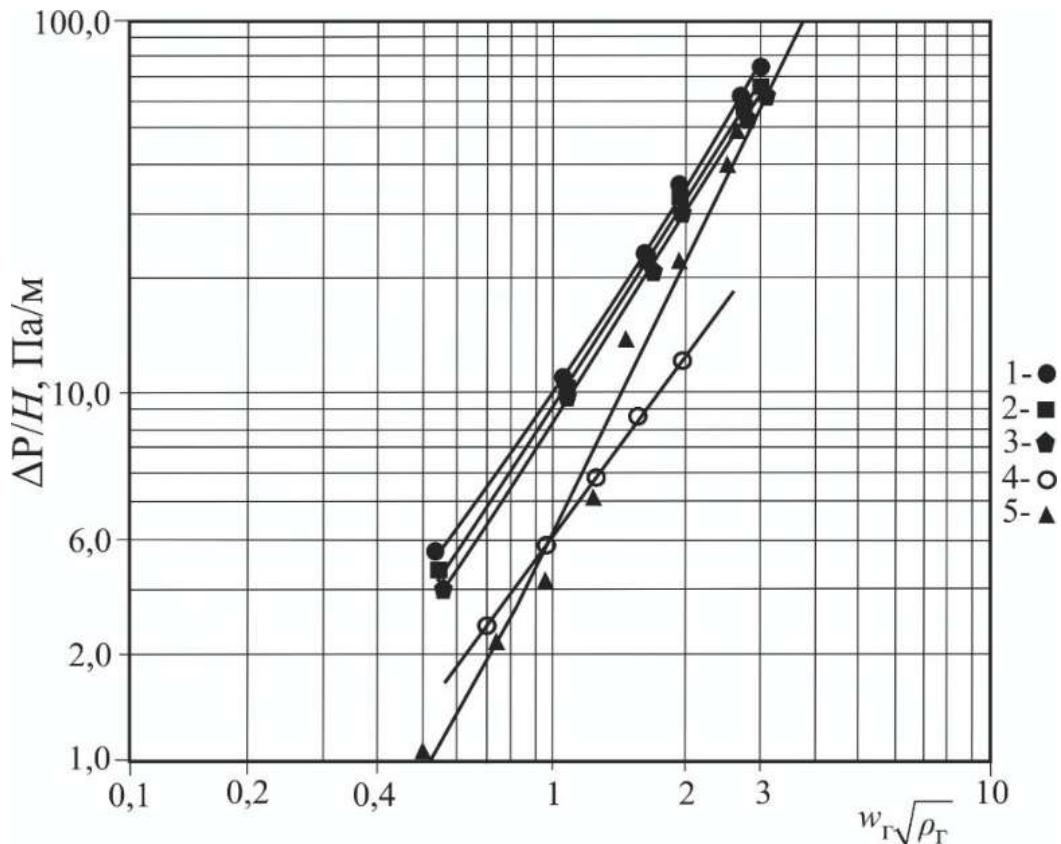


Рисунок 2.5 Зависимость гидравлического сопротивления орошаемой комбинированной насадки 2КР от фактора скорости газа при различных плотностях орошения ($5,10,15 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$) 1 – $q_\text{ж}=5 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$; 2 – $q_\text{ж}=10 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$; 3 – $q_\text{ж}=15 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$; 4 – насадка из труб с шероховатой поверхностью $q_\text{ж} = 12,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$; 5 – рулонная сетчатая насадка $q_\text{ж}=8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$

Из графических зависимостей следует (рисунок 2.5), что рулонная сетчатая насадка имеет небольшой удельный перепад давления газа по сравнению с другими регулярными насадками.

Результаты экспериментальных данных для сухой и орошаемой сетчатой насадки обобщены эмпирическими выражениями ($\pm 12\text{--}15\%$) [109].

$$\xi_{\text{сух}} = 0,015 \text{Re}_\Gamma^{0,15} + 7,1 \cdot 10^{-7} \text{Re}_\Gamma^{3/2}, \quad (2.2)$$

При $500 < \text{Re}_\Gamma < 2500$.

Перепад давления в сухой насадке

$$\Delta P_{\text{сух}} = \xi_{\text{сух}} \frac{H}{d_3} \frac{\rho_\Gamma w_\Gamma^2}{2 \varepsilon_{\text{св}}^2} . \quad (2.3)$$

Перепад давления орошающей насадки получен в виде ($\pm 12\text{--}15\%$)

$$\Delta P_{\text{оп}} = \Delta P_{\text{сух}} \left(1 + 0,13q_{\text{ж}}^{0,18} \right) . \quad (2.4)$$

При $4,8 < q_{\text{ж}} < 16,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$. Доверительный интервал 0,95.

Процесс массообмена изучался при увлажнении воздуха водой. В таком случае основное сопротивление массопередачи сосредоточено в газовой фазе и коэффициент массопередачи практически равен коэффициенту массоотдачи $K_\Gamma = \beta_\Gamma$. На основе измеренных влагосодержаний воздуха ($x_{\text{H}}, x_{\text{K}}$) и объемного расхода воздуха V_Γ находилось количество переданной влаги (поток массы)

$$M = V_\Gamma (x_{\text{K}} - x_{\text{H}}) \rho_\Gamma , \text{ кг/с.} \quad (2.5)$$

Определялась средняя движущая сила массообмена как средняя логарифмическая

$$\overline{\Delta x} = \frac{\Delta x_0 - \Delta x_M}{\ln \frac{\Delta x_0}{\Delta x_M}} , \quad (2.6)$$

где $\Delta x_0 = x_{\text{H}}^* - x_{\text{H}}$ – большая движущая сила на входе воздуха; $\Delta x_M = x_{\text{K}}^* - x_{\text{K}}$ – меньшая движущая сила, кг/кг.

При постоянной температуре воздуха и воды имеем $x_{\text{H}}^* = x_{\text{K}}^*$. Например, при $T_\Gamma = T_{\text{ж}} = 20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 100\%$ значение по справочным данным $x^* = 0,0147 \text{ кг/кг}$.

Объемный коэффициент массоотдачи вычисляется по выражению из уравнения массоотдачи, где поток массы M (2.5)

$$\beta_{\text{хв}} = \frac{M}{V_{\text{нас}} \overline{\Delta x}} , \quad (2.7)$$

Где $V_{\text{нас}}$ – объем насадочного слоя, м^3 .

На таблице 2.2 представлены экспериментальные данные объемных коэффициентов массоотдачи $\beta_{\Gamma v}$ и числа единиц переноса N_{Γ} в колонне с рулонной сетчатой насадкой высотой $H = 1,0$ м, $a_v=240\text{м}^2/\text{м}^3$ [109], где $N_{\Gamma} = \beta_{\Gamma v} S_k H / G$; $G = w_{\Gamma} S_k \rho_{\Gamma}$, кг/с.

Число единиц переноса далее применяется в математических моделях для расчета массообменной эффективности процессов.

Таблица 2.2 Экспериментальные данные объемных коэффициентов массоотдачи $\beta_{\Gamma v}$ и числа единиц переноса N_{Γ} в колонне с рулонной сетчатой насадкой высотой $H = 1,0$ м, $a_v=240\text{м}^2/\text{м}$

W _Γ , м/с							
0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
$q_{jk}=4,9\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
$\beta_{\Gamma v}$, кг/(м ³ с)							
0,905	1,244	1,71	2,18	2,75	3,58	4,37	4,46
Число единиц переноса N_{Γ}							
1,82	1,65	1,75	1,81	1,79	1,85	1,93	1,80
$q_{jk}=8,8\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
$\beta_{\Gamma v}$, кг/(м ³ с)							
1,09	1,613	1,878	2,40	2,979	3,946	4,718	5,10
Число единиц переноса N_{Γ}							
2,18	2,14	2,0	2,0	1,94	2,03	2,08	2,06
$q_{jk}=15,9\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
$\beta_{\Gamma v}$, кг/(м ³ с)							
1,095	1,605	1,897	2,41	2,99	3,98	4,79	5,11
Число единиц переноса N_{Γ}							
2,30	2,20	2,20	2,16	2,10	2,22	2,21	2,22

Зависимости объёмного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различных расходах воды и сравнения с короткоствольной регулярной насадкой КСН [110] дана на рисунке 2.6.

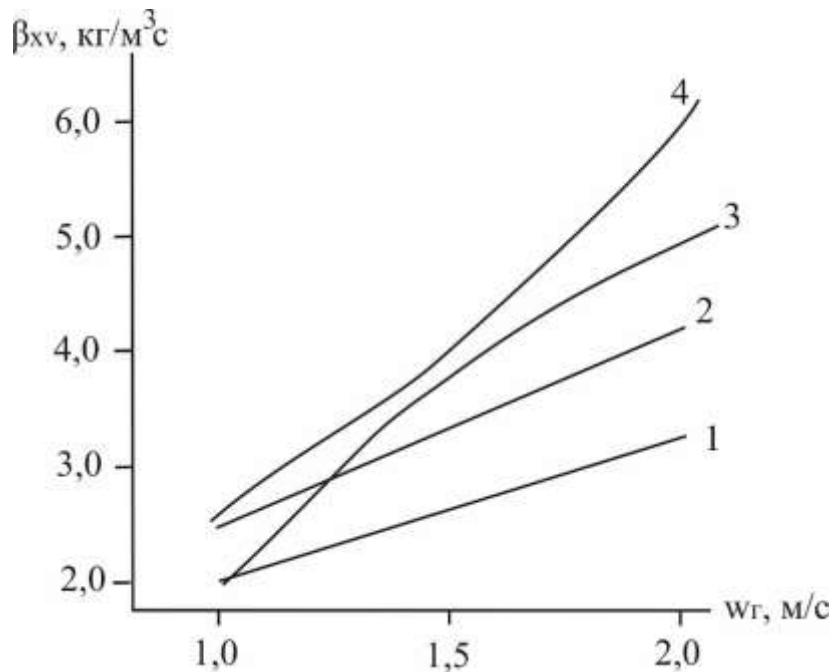


Рисунок 2.6 Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха 1,2 – насадка КСН [110]; 3,4 – рулонная сетчатая насадка. 1 – $q_{ж}=7,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$; 2 – $q_{ж}=11,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$; 3 – $q_{ж}=8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$; 4 – $q_{ж}=15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$. 3,4 – осредненные экспериментальные данные автора диссертации.

Из полученных экспериментальных данных (кривые 3,4) следует, что при увеличении скорости воздуха объемный коэффициент массоотдачи значительно повышается, что связано как с турбулизацией воздуха, так и снижением толщины пограничного слоя на границе раздела фаз. Зависимость от плотности орошения более слабая, так как основное сопротивление переносу сосредоточено в газовой фазе. Повышение коэффициента массоотдачи в зависимости от плотности орошения связано с увеличением смоченной поверхности насадки и перепада давления.

Получено эмпирическое выражение ($\pm 12\%$) для рулонной сетчатой насадки

$$\beta_{xv} = 1,43 q_{ж}^{0,18} w_r^{0,97}. \quad (2.8)$$

При $w_{\Gamma} = 0,5 \dots 2,5$ м/с; $q_{\text{Ж}} = 4,9 \dots 15,9$ м³/(м²ч).

Выражение (2.8) справедливо для системы воздух–вода при температуре 20 °C в исследованном интервале нагрузок по фазам с доверительным интервалом 0,96. При охлаждении воды в градирнях обычно температура воды, подаваемая на охлаждение, составляет $T_{\text{ЖН}} = 38 \dots 42$ °C, а температура и влажность воздуха зависит от метеорологических условий. В скрубберах–охладителях температура газа может составлять до 200–300 °C, а воды 10–50 °C. Следует отметить, что применение полимерных насадок ограничивается температурами до 100–130 °C. Для расчета коэффициентов массоотдачи при указанных температурах газа и жидкости на основе выражения (2.8) ниже установлено критериальное выражение [109].

Известно, что для расчетов тепло– и массообменных процессов теория подобия получила самое широкое применение. Для насадочных колонн известны зависимости $Sh_{\Gamma} = f(Re_{\Gamma}, Re_{\text{Ж}}, Sc_{\Gamma})$ [16,19,23], где коэффициент массоотдачи в критерии Шервуда отнесен к смоченной или активной площади контакта фаз (к площади межфазной поверхности пленки).

Этим обусловлена трудность применения данной критериальной зависимости, так как коэффициент активной поверхности для многих насадок не известен. При обобщении экспериментальных данных для барботажных тарелок, когда площадь контакта фаз также не известна, применяется подход записи коэффициентов массоотдачи, отнесенных к рабочей площади тарелок [5,10,16], то есть $\beta_{\Gamma f} = \beta_{\Gamma} F / S_{\text{тар}}$, м/с. Следует отметить, что экспериментально находится объемный коэффициент (2.7), а затем имеем $\beta_{\Gamma f} = \beta_{\text{XV}} S_{\text{K}} H / (S_{\text{K}} \rho_{\Gamma}) = \beta_{\text{XV}} H / \rho_{\Gamma}$, м/с.

Используем этот подход для обобщения полученных экспериментальных данных для рулонной насадки. В результате на основе выражения (2.8) получена критериальная зависимость при $H=1,0$ м, обобщающая экспериментальные данные ($\pm 10 \dots 12\%$) [109]

$$Sh_{\Gamma f} = 0,88 Re_{\Gamma}^{0,97} Re_{\text{Ж}}^{0,18} Sc_{\Gamma}^{1/3}, \quad (2.9)$$

где $Sh_{\Gamma f} = \beta_{\Gamma f} d_{\vartheta}/D_{\Gamma}$ – число Шервуда.

Показатель степени при числе Шмидта Sc_{Γ} взят на основе многочисленных экспериментальных данных различных авторов [16,22,23] по массоотдаче в газовой фазе для насадочных колонн.

На основе измеренных влагосодержаний воздуха на входе x_{H} , выходе x_{K} и равновесного значения x^* записана массообменная эффективность процесса, как отношение достигнутых величин к максимально возможным (аналог эффективности по Мерфи)

$$E_{\Gamma} = \frac{x_{\text{H}} - x_{\text{K}}}{x_{\text{H}} - x^*}. \quad (2.10)$$

Пример определения профиля влагосодержания по высоте насадки.

При увлажнении воздуха водой при постоянных температурах жидкой и газовой фаз для расчета профиля влагосодержания воздуха можно использовать дифференциальные уравнения конвективной диффузии, записанные только для газовой фазы, т.к. термодинамические параметры (T_{Γ} , $T_{\text{ж}}$ и x) второй фазы практически постоянные.

Тейлор еще в 1953 году показал, что трехмерное уравнение конвективной диффузии можно свести к одномерной форме при применении эффективного коэффициента $D_{\vartheta\phi}$, который косвенно учитывает перенос по другим координатам.

Тогда в данной постановке уравнение массообмена с источниками межфазового переноса влаги от границы раздела в ядро потока запишется в виде

$$w_{\Gamma} \frac{dx_{\Gamma}}{dz} = D_{\vartheta\phi} \frac{dx_{\Gamma}^2}{dz^2} + \frac{\beta_{xv}}{\rho_{\Gamma}} (x^* - x_{\Gamma}), \quad (2.11)$$

где размерность x_{Γ} , кг/кг.

Коэффициент $D_{\vartheta\phi}$ в насадочном слое при турбулентном режиме можно вычислить по выражению [9]

$$D_{\phi} = 1,92 \nu_r \text{Re}_r^{0.75} \xi^{0.25}. \quad (2.12)$$

Границные условия к уравнению (2.12)

При $z = 0, x_r = x_h$ (на входе газа);

При $z = H, dx_r/dz = 0$ – условие Данквертса (на выходе); H – высота насадки, м.

Уравнение (2.10) решено численно для заданных условий эксперимента в данной экспериментальной работе, т.е. при w_r от 0,5 до 2,5 м/с; $x_h \approx 0,016$ кг/м³; $c^* \approx 0,0175$ кг/м³ при $T_r \approx T_{\infty} \approx 20$ °C.

Плотность орошения $q_{\text{ж}}$ от 4,9 до 15,9 м³/(м²ч).

В источнике $\beta_{xv} (x_r^* - x_r) / \rho_r$ использовалось экспериментальное значение объемного коэффициента массоотдачи β_{xv} , кг/(м³с).

Результаты решения представлены в безразмерном виде на рисунок 2.7.

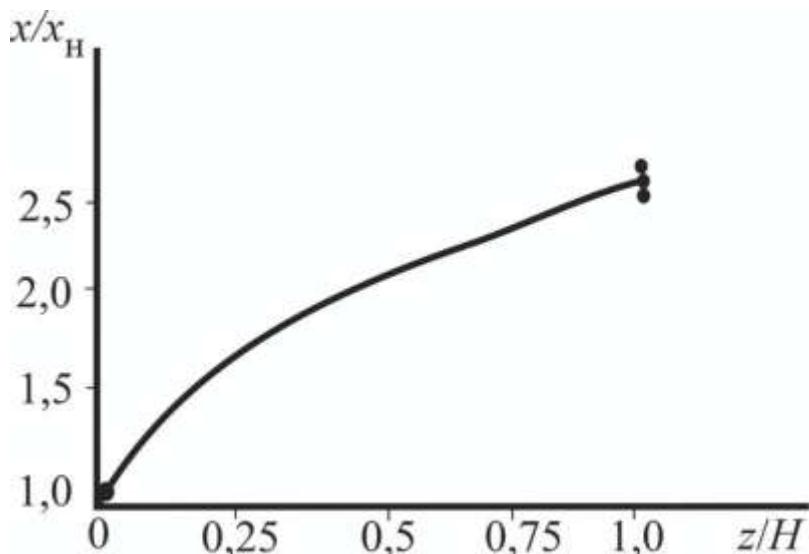


Рисунок 2.7 Расчетный профиль влагосодержания на высоте насадки. Точки – экспериментальные данные на выходе, при $z = H$. Увлажнение воздуха водой в колонне с сетчатой насадкой. $w_r = 1,5$ м/с, $q_{\text{ж}} = 10$ м³/(м²ч).

Из расчетов следует удовлетворительное согласование ($\pm 3\text{--}4\%$) по значениям x/x_h при $z/H = 1$ с экспериментальными данными.

При тепло- и массообмене со второй фазой (жидкостью) к уравнению (2.11) необходимо добавить уравнения тепло- и массообмена с учетом переноса через межфазную поверхность. Система уравнений в такой постановке представлена в третьей главе.

На таблице 2.3 представлены экспериментальные (2.10) и расчетные значения эффективности массообмена в колонне с рулонной сетчатой насадкой $H = 1,0$ м; $a_v=240\text{м}^2/\text{м}^3$ [109].

Таблица 2.3 Экспериментальные и расчетные значения эффективности массообмена в колонне с рулонной сетчатой насадкой $H = 1,0$ м; $a_v=240\text{м}^2/\text{м}^3$

W _Г , м/с							
0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
$q_{ж}=4,9\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
E _Г эксп.							
0,830	0,815	0,812	0,820	0,815	0,822	0,837	0,819
E _Г расч.							
0,838	0,810	0,826	0,836	0,833	0,873	0,855	0,835
$q_{ж}=8,8\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
E _Г эксп.							
0,879	0,856	0,855	0,846	0,835	0,851	0,849	0,851
E _Г расч.							
0,887	0,882	0,865	0,865	0,856	0,869	0,875	0,873
$q_{ж}=15,9\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$							
E _Г эксп.							
0,878	0,854	0,852	0,846	0,835	0,850	0,847	0,850
E _Г расч.							
0,900	0,891	0,890	0,885	0,878	0,891	0,890	0,891

На рисунке 2.8 представлены зависимости эффективности массообмена в газовой фазе от скорости воздуха при различных плотностях орошения водой. Эффективность E_{Γ} при скорости воздуха от 0,5 до 2,5 м/с и плотности орошения от 4,9 до 15,9 $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ находится в интервале от 0,8 до 0,87 и при повышении скорости воздуха, незначительно снижается, а при увеличении плотности орошения увеличивается.

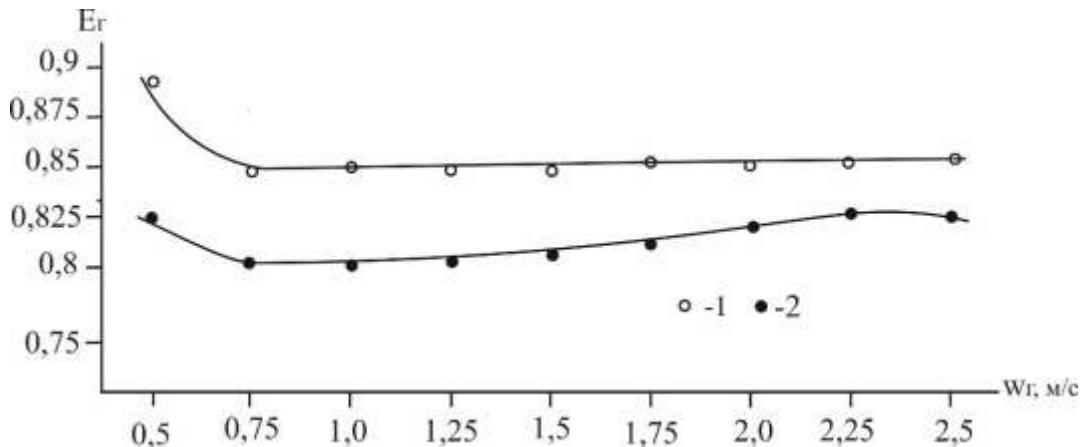


Рисунок 2.8 Зависимость эффективности увлажнения воздуха от скорости воздуха в колонне с рулонной сетчатой насадкой. 1 – $q_{\text{ж}} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; 2 – $q_{\text{ж}} = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Точки – осредненные экспериментальные данные.

Для расчета эффективности E_{Γ} теоретическим путем следует сделать оценку гидродинамической структуры потока воздуха в слое насадки с применением модифицированного числа Пекле (критерий Боденштейна) [9]

$$Re_{\Gamma} = 0,52 \frac{H}{d_3} (Re_{\Gamma} / \xi_{\text{оп}}), \quad (2.13)$$

Где $Re_{\Gamma} = w_{\Gamma} d_3 / D_{\Pi_{\Gamma}}$ – число Пекле, $D_{\Pi_{\Gamma}}$ – коэффициент обратного перемешивания, $\text{м}^2/\text{с}$.

Известно, что при $Re_{\Gamma} > 40-50$ газ движется практически в режиме идеального вытеснения. Тогда для расчета локальной эффективности E_{Γ} можно

использовать известные выражение при условии $x_{\text{H}}^* \approx x_{\text{K}}^* (T_{\Gamma} \approx \text{const})$

$$E_{\Gamma} = 1 - \exp(-N_{\Gamma}), \quad (2.14)$$

где $N_{\Gamma} = \beta_{xv} H / (w_{\Gamma} \rho_{\Gamma})$ – числа единиц переноса в газовой фазе, записанные при условии, что основное сопротивление переносу массы влаги в газовой фазе.

Расчет E_{Γ} (2.14) с экспериментальными значениями $\beta_{\Gamma v}$ (табл. 2.2) в N_{Γ} показывает хорошее согласование с опытными значениями эффективности E_{Γ} с расхождениями не более $\pm 3\text{--}5\%$ относительных (рис.2.8). Причем выражение (2.14) дает большие значения эффективности E_{Γ} , чем экспериментальные. Это связано с гидродинамической структурой потока газовой фазы. Известно, что при идеальном вытеснении потока достигается максимальная движущая сила процесса, и отсюда максимальная эффективность. Однако применение выражения (2.14) ограничено, когда термодинамические характеристики второй фазы по высоте колонны постоянные, например, как для исследованного процесса увлажнения воздуха водой. В градирнях и скрубберах–охладителях термодинамические параметры значительно изменяются по высоте слоя насадки, поэтому при расчёте общей эффективности необходимо учитывать и гидродинамическую структуру потока жидкой фазы (пленки). В результате выполненных экспериментальных исследований при противотоке воздуха и воды в рулонной сетчатой насадке получены гидравлические и массообменные характеристики, которые обобщены в виде эмпирических выражений. Установлено низкое гидравлическое сопротивление насадки и довольно большая (80–90%) массообменная эффективность в широком интервале нагрузок по фазам. Показано применение выражений ячеичной модели для расчета тепловой эффективности охлаждения воздуха водой. Данная насадка является альтернативой для многих устаревших контактных устройств в пленочных градирнях и скрубберах – охладителей газов. При высоких температурах сред насадку можно изготавливать из металлической сетки.

2.3 Модифицированный метод единиц переноса

Метод единиц переноса в основном применяется в расчетах массообменных процессов в аппаратах с непрерывным взаимодействием фаз. Академик В. В. Кафаров предложил этот метод использовать также и для теплообменных аппаратов [11], что получило развитие в работах [17,18,69,107,111] для теплообменников с интенсификаторами, а также для газосепараторов разделения аэрозольных систем и градирен. Далее рассмотрено применение данного метода для расчета массообмена и теплообмена в колонне с исследованной рулонной сетчатой насадкой в режимах идеального вытеснения потоков, а также с учетом гидродинамической структуры потоков, то есть с обратным перемешиванием жидкой и газовой фаз. Известно, что обратное (продольное) перемешивание потоков снижает эффективность процессов.

Для противоточного насадочного аппарата при увлажнении воздуха водой уравнение массопередачи

$$M = G(x_K - x_H) = K_\Gamma F \rho_\Gamma \overline{\Delta x}, \quad (2.15)$$

где M – поток массы, кг/с; F – площадь поверхности контакта фаз, м^2 ; $\overline{\Delta x}$ – средняя движущая сила массопередачи, кг/кг. Напомним, что при увлажнении воздуха водой практически все сопротивление сосредоточено в газовой фазе, поэтому коэффициент массопередачи равен коэффициенту массоотдачи, $K_\Gamma = \beta_\Gamma$, β_Γ – коэффициент массоотдачи, м/с.

Из выражения (2.15) записывают

$$\frac{\beta_\Gamma F \rho_\Gamma}{G} = \frac{x_K - x_H}{\overline{\Delta x}} = N_\Gamma, \quad (2.16)$$

где N_Γ – число единиц переноса в газовой фазе.

В насадочных колоннах площадь межфазной поверхности выражают через удельную поверхность насадки $F = S_K H a_v \Psi_a$, где S_K – площадь поперечного

сечения колонны, м^2 ; H – высота насадки, м; Ψ_a – коэффициент активной поверхности массопередачи (иногда используется коэффициент смоченной поверхности Ψ_w , но при пленочном режиме $\Psi_w > \Psi_a$ примерно на 10–15 % [16,23]).

Из выражения (2.16) находят высоту насадки при заданном режиме и концентрациях x_K, x_H

$$H = \frac{G}{\beta_{xv} S_K} \frac{(x_K - x_H)}{\Delta x}, \quad (2.17)$$

где $\beta_{xv} = \beta_\Gamma a_v \rho_\Gamma \Psi_a$ – объемный коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^3\text{с})$.

В выражении (2.17) $G / (\beta_{xv} S_K) = h_{ox}$ – высота единиц переноса, м.

Приведенный метод единиц переноса получен при условии идеального вытеснения потоков, что далеко не всегда соответствует реальной гидродинамической обстановке при противотоке фаз в насадке. Известно [5,7,16], что обратное перемешивание газовой и жидкой фазы снижает движущую силу массопередачи, эффективность массообмена понижается и требуемая высота насадки будет больше, чем дает расчет по (2.17). Для учета структуры потоков применяются однопараметрическая диффузационная модель, ячечная модель и комбинированные модели [4,5,7,11,18]. В данных математических моделях основной эмпирической информацией является коэффициент обратного (продольного) перемешивания, который характеризует дисперсию потока. Следует отметить, что все эти модели являются приближенными и в основном применяются в инженерных расчетах аппаратов при предпроектной разработке конструкций.

В инженерных расчетах находит применение подход учета обратного перемешивания потоков в выражении (2.17) за счет дополнительных слагаемых к высоте единиц переноса в виде [5,16]

$$h'_{ox} = h_{ox} + \frac{D_{pg}}{w_\Gamma} + \frac{D_{pj}}{u_j}, \quad (2.18)$$

где $D_{\text{пг}}$, $D_{\text{пж}}$ – коэффициенты обратного перемешивания в газовой и жидкой фазах, $\text{м}^2/\text{с}$; $w_{\text{г}}$ и $u_{\text{ж}}$ – средние скорости фаз, м/с .

Тогда высота насадки имеет вид [111]

$$H = \left(\frac{G}{\beta_{xv} S_k} + b_{\text{г}} \frac{D_{\text{пг}}}{w_{\text{г}}} + b_{\text{ж}} \frac{D_{\text{пж}}}{u_{\text{ж}}} \right) \frac{x_k - x_H}{\Delta x}, \quad (2.19)$$

где $b_{\text{г}}$ и $b_{\text{ж}}$ – эмпирические коэффициенты.

В теории математического моделирования гидродинамической структуры потоков применяются модифицированные числа Пекле (критерий Боденштейна) $Pe_{\text{ЭГ}} = w_{\text{г}} d_{\text{Э}} / D_{\text{пг}}$ и $Pe_{\text{ЭЖ}} = u_{\text{ж}} d_{\text{Э}} / D_{\text{пж}}$, которые показывают отклонение от модели идеального вытеснения. Принимается, что если $Pe_H > 50$, то можно принять идеальное вытеснение, где число Пекле записывается с высотой насадки, то есть $Pe_H = Pe_{\text{Э}} H / d_{\text{Э}}$. Если $Pe_H \rightarrow 0$, то модель идеального смешения (на практике $Pe_H < 0,2$).

Выражение (2.19) с числами Pe примет вид

$$H = \left(\frac{G}{\beta_{xv} S_k} + d_{\text{Э}} \left(\frac{b_{\text{г}}}{Pe_{\text{ЭГ}}} + \frac{b_{\text{ж}}}{Pe_{\text{ЭЖ}}} \right) \right) \frac{x_k - x_H}{\Delta x}. \quad (2.20)$$

Если высоту насадки H разделить на выражение в квадратных скобках, то получим так называемое фиктивное число единиц переноса [16], то есть

$$N'_{\text{г}} = H \left(\frac{G}{\beta_{xv} S_k} + d_{\text{Э}} \left(\frac{b_{\text{г}}}{Pe_{\text{ЭГ}}} + \frac{b_{\text{ж}}}{Pe_{\text{ЭЖ}}} \right) \right)^{-1}. \quad (2.21)$$

В такой постановке эффективность массообмена можно вычислить по известному выражению, только с учетом перемешивания потоков [16]

$$E_{\text{г}} = 1 - \exp(-N'_{\text{г}}). \quad (2.22)$$

Очевидно, что значение E_Γ будет меньше, чем без учета обратного перемешивания газа и жидкости.

Для расчета чисел Пекле с коэффициентами обратного перемешивания можно использовать эмпирические и полуэмпирические выражения различных авторов, полученных для насадочных колонн. Например, при интенсивном турбулентном режиме для хаотичных насадок и регулярных с интенсификаторами (турбулизаторами–завихрителями) выражение, полученное с применением модели Тейлора [9].

$$Pe_{\text{ЭГ}} = 0,52(Re_\Gamma / \xi). \quad (2.23)$$

В жидкой фазе критериальное выражение, рекомендуемое как для хаотичных, так и регулярных насадок [16]

$$Pe_{\text{НЖ}} = 0,068 Re_{\text{Ж}}^{0,78} Ga^{-0,33} Ha_\nu, \quad (2.24)$$

которое приведенное к эквивалентному диаметру насадки получит вид

$$Pe_{\text{ЭЖ}} = 0,272 Re_{\text{Ж}}^{0,78} Ga^{-0,33} \varepsilon_{\text{св}}, \quad (2.25)$$

где Ga – критерий Галилея; $Ga = (a_\nu \theta)^{-3}$; $\theta = (\nu_{\text{Ж}}^2 / g)^{1/3}$ – приведенная толщина пленки, м.

Расчеты по выражениям (2.23) и (2.25) показывают, что перемешивание в жидкой фазе (то есть в пленке) на один–два порядка больше, чем в газовой.

Идентификация эмпирических коэффициентов b_Γ и $b_{\text{Ж}}$ с применением экспериментальных данных для рулонной сетчатой насадки показывает, что $b_\Gamma \approx 4d_\text{Э} / 2$ и $b_{\text{Ж}} \approx d_\text{Э} / 2$. Тогда выражение (2.22) с N'_Γ (2.21) для расчета эффективности массообмена исследованной в диссертации насадки при заданном гидродинамическом режиме получит вид

$$E_g = 1 - \exp \left\{ -H \left(\frac{G}{\beta_{xv} S_k} + \frac{d_3}{2} \left(\frac{4}{Pe_{\vartheta g}} + \frac{1}{Pe_{\vartheta j}} \right) \right)^{-1} \right\}, \quad (2.26)$$

и для расчета высоты насадки (2.20) по заданным концентрациям имеем

$$H = \left(\frac{G}{\beta_{xv} S_k} + \frac{d_3}{2} \left(\frac{4}{Pe_{\vartheta g}} + \frac{1}{Pe_{\vartheta j}} \right) \right) \frac{x_k - x_H}{\Delta x}. \quad (2.27)$$

На рисунке 2.9 даны результаты расчета эффективности (2.26) и сравнение с экспериментальными данными, полученными в данной диссертации.

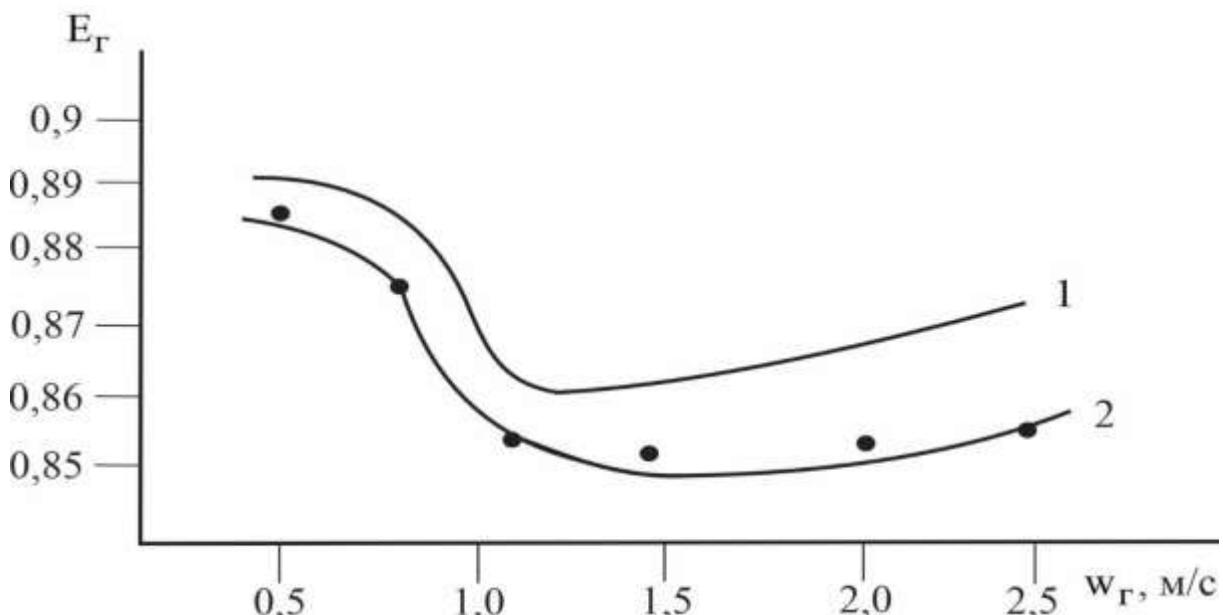


Рисунок 2.9. Зависимость эффективности увлажнения воздуха водой от скорости воздуха в колонне сетчатой рулонной насадкой при $H=1,0$ м и $q_k = 8,8$ $\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$. Точки – экспериментальные данные; 1 – расчет по модели идеального вытеснения газа; 2 – расчет по выражению с учетом структуры потоков

Получено удовлетворительное согласование расчета с экспериментом.

Пример расчета скруббера охлаждения газа водой.

Задано: охладить воздух при $T_{gh} = 90$ $^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 50\%$ водой при $T_{jkh} = 15$ $^{\circ}\text{C}$ и $T_{jkk} = 45$ $^{\circ}\text{C}$ в скруббере с рулонной сетчатой насадкой высотой $H=1,0$ м при

скорости воздуха $w_\Gamma = 1,1$ м/с. Площадь поперечного сечения скруббера $S_K = 1,0$ м².

Определить: расход воды на охлаждение и температуру воздуха на выходе при заданных режимных и конструктивных характеристиках работы аппарата с данной насадкой.

1. По справочным данным находим теплофизические свойства воздуха, а именно $I_H = 968,2$ кДж/кг; $x_H = 0,33$ кг/кг; $\rho_\Gamma = 0,84$ кг/м³; $v_\Gamma = 1,9 \cdot 10^{-5}$ м²/с при средней ожидаемой температуре $T_{Гср} \approx 0,5(T_{ГН} + T_{ГК})$, $T_{ГК} \approx 30$ °С. Значение энталпии газа при $T_{ЖН} = 15$ °С (на входе в насадку) на линии насыщения, при $\varphi = 100\%$, имеем $I_K^* = 42,0$ кДж/кг.

2. На основании полученных экспериментальных данных (рис. 2.8) в качестве первого приближения принимаем эффективность процесса $E_\Gamma = 0,85$.

3. Определяем энталпию газа на выходе из скруббера

$$I_K = I_H - E_\Gamma (I_H - I_K^*) = 180,9 \text{ кДж/кг.}$$

4. Находим поток теплоты

$$Q = G(I_H - I_K) = 620 \text{ кВт,}$$

где $G = w_\Gamma S_K \rho_\Gamma = 0,924$ кг/с при $S_K = 1,0$ м².

5. Вычисляем требуемый расход воды

$$L = \frac{Q}{c_{pж}(T_{жк} - T_{жн})} = 4,94 \text{ кг/с}$$

или объемный расход $V_{ж} = 17,8$ м³/час.

При $S_K = 1,0$ м² плотность орошения $q_{ж} = 17,8$ м³/(м²ч).

6. С значениями $w_g = 1,1 \text{ м/с}$ ($G = \rho_g w_g S_k = 0,924 \text{ кг/с}$) и $q_* = 17,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ вычисляем коэффициент массоотдачи (2.8), получаем $\beta_{xv} = 2,61 \text{ кг}/(\text{м}^3\text{с})$.

7. Эффективность массообмена (2.26) $E_g = 0,9$.

8. Значение $I_k = 134,6 \text{ кДж/кг}$.

9. Поток теплоты $Q = 770,2 \text{ кВт}$.

10. Расход воды $L = 6,14 \text{ кг/с}$ или $q_* = 22,1 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$.

11. Коэффициент массоотдачи $\beta_{xv} = 2,72 \text{ кг}/(\text{м}^3\text{с})$.

12. Эффективность массообмена $E_g = 0,915$. Так как эффективности различаются незначительно, то расчет E_g закончен.

13. Температура воздуха на выходе

$$T_{gk} = T_{gh} - E_g (T_{gh} - T_{kh}) = 21,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом определены все необходимые параметры работы скруббера охлаждения воздуха водой с применением эффективности процесса E_g по формуле (2.26).

На рисунке 2.10 даны графические зависимости безразмерного профиля температуры газа от эффективности процесса.

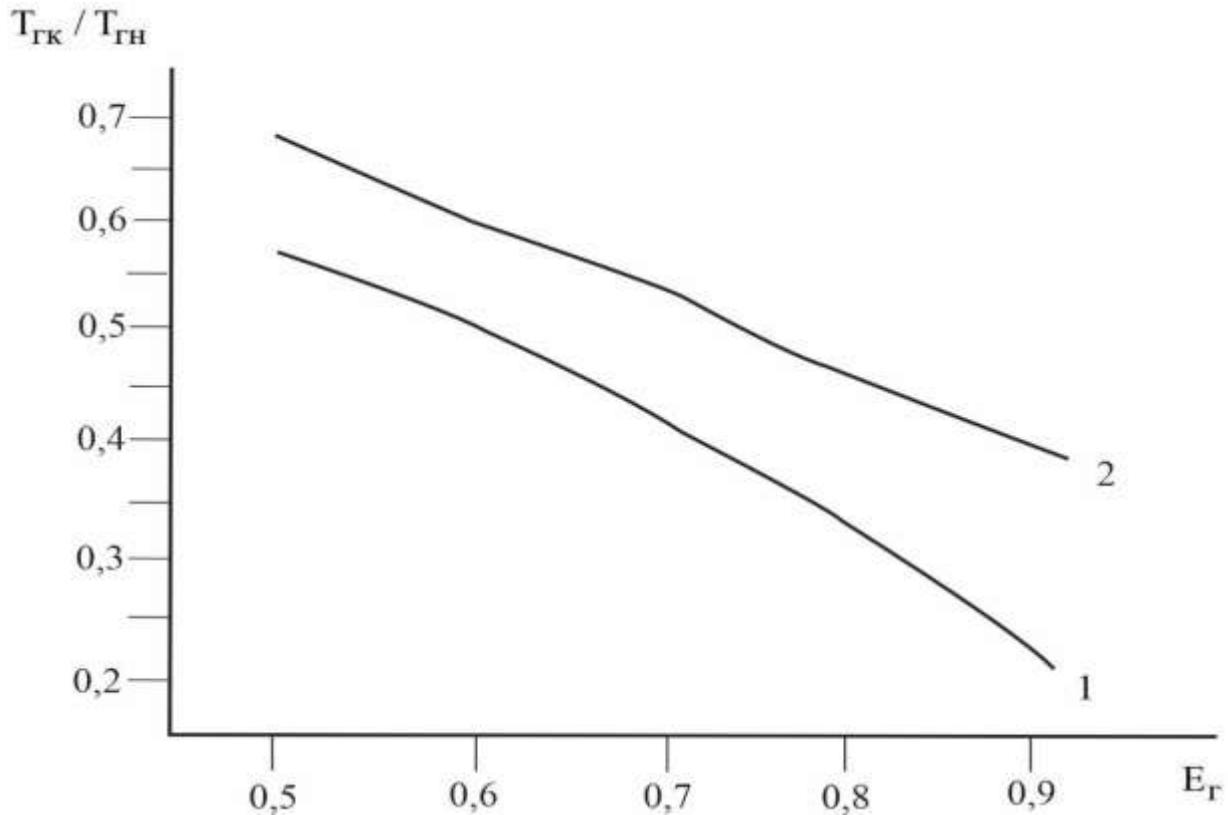


Рисунок 2.10. Зависимость безразмерного профиля температуры газа на выходе от эффективности процесса охлаждения воздуха. 1 – начальная температура воды $T_{ЖН} = 15^{\circ}C$; 2 – $T_{ЖН} = 30^{\circ}C$. Начальная температура воздуха $T_{ГН} = 90^{\circ}C$

Очевидно, что при увеличении E_r температура $T_{ГК}$ снижается.

2.4 Гидравлические и массообменные характеристики в колонне с комбинированной рулонной и нерегулярной насадками

Целью данного раздела является представление экспериментальных гидравлических и массообменных характеристик процессов при противоточном движении воды и воздуха в колонне с регулярной сетчатой насадкой, а также при комбинации с хаотичной [112].

В верхнюю часть колонны через сетчатый распределитель на насадку подавалась вода с числом точек орошения около $1000/m^2$. В нижнюю часть колонны

газодувкой подавался воздух (Рис. 2.1). Температура воды и воздуха составляли около 20 °С и слабо изменялись в ходе экспериментов. Влагосодержание воздуха измерялось на входе и выходе. Также измерялись объемные расходы воды и воздуха и перепад давления воздуха слоя насадки. Скорость воздуха на полное сечение колонны (т.е. без насадки) составляла в интервале $w_g=0,5-2,5$ м/с, плотность орошения $q_j=4,9$ до $15,9$ м³/(м²ч). Расходные характеристики соответствуют работе пленочных градирен, а также абсорбера и скруббера—охладителей газов при пленочном режиме. Причем такой режим, в отличие от колонн с нерегулярной насадкой, характеризуется небольшим гидравлическим сопротивлением и, следовательно, энергозатратами на подачу газа.

Известно, что при увлажнении воздуха водой практически всё сопротивление массопередачи сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициент массопередачи равен коэффициенту массоотдачи в газе. Причем, при постоянной температуре фаз по высоте слоя насадки равновесное значение влагосодержания x^* , т.е. на линии насыщения, имеет постоянное значение, что значительно упрощает обработку экспериментальных данных по массообмену, т.е. переносу влаги от жидкой фазы в газовую.

Поток массы влаги записывается в виде

$$M = V_g \rho_g (x_k - x_h) = \beta_g F \rho_g \Delta x_{cp}, \quad (2.28)$$

где M – поток массы, кг/с; V_g – объемный расход воздуха, м³/с; x_k , x_h – начальное и конечное влагосодержание, кг/кг; ρ_g – плотность газа, кг/м³; β_g – коэффициент массоотдачи, м/с; F – площадь поверхности контакта фаз, м²; Δx_{cp} – средняя движущая сила массоотдачи, кг/кг, значение которое имеет форму $\Delta x_{cp} = (\Delta x_b - \Delta x_m) / \ln(\Delta x_b / \Delta x_m)$, т.е. записывается как средняя логарифмическая, где $\Delta x_b = x^* - x_h$; $\Delta x_m = x^* - x_k$ – большая и меньшая движущие силы на входе и выходе насадочного слоя. Значение x^* зависит от температуры, давления и влагосодержания и (т.е. при $\phi=100\%$) дается в справочной литературе.

При измеренных из эксперимента значениях x_h и x_k , а также расхода воздуха V_r из выражения (2.28) находится объемный коэффициент массоотдачи в виде

$$\beta_{rv} = \frac{V_r (x_k - x_h)}{\Delta x_{cp} V_{nac}}, \quad (2.29)$$

где β_{rv} – объемный коэффициент массоотдачи, с^{-1} ; $V_{nac} = S_k H$ – объем насадочного слоя, м^3 ; S_k – площадь поперечного сечения колонны, м^2 ; H – высота слоя насадки, м.

Для удобства сравнения с известными экспериментальными данными различных авторов для градирен с скрубберами объемный коэффициент далее представляется как $\beta_{xv} = \beta_{rv} \rho_r$, $\text{кг}/(\text{м}^3 \text{с})$.

На первом этапе исследований эксперименты выполнялись только с рулонной насадкой высотой один метр, а на втором этапе в нижней части колонны засыпалась нерегулярная насадка из металлических элементов «Инжехим 2012» (аналог 2000) [23,97,113] с номинальным размером 16 мм; удельной поверхностью $a_v = 270 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и свободным объемом $\varepsilon_{cb} = 0,95$. Высота нижнего слоя составляла $H_2 = 0,2$ м, верхнего $H_1 = 1,0$ м, таким образом общая высота комбинированного насадочного слоя $H = 1,2$ м.

Вид рулонной и хаотичной насадок дан на рисунке 2.9.



а)

б)

Рисунок 2.9 Общий вид регулярной и нерегулярной насадок.

а) – регулярная насадка; б) – элементы нерегулярной насадки

Результаты экспериментальных исследований

В таблице 2.4 представлены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению рулонной сетчатой насадки, т.е. без нижнего хаотичного слоя при плотности орошения $q_{*} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$ [109].

Таблица 2.4 Гидравлические характеристики рулонной насадки

№	w_g , м/с	ξ_{cyx}	ξ_{op}	$\Delta P_{op} / H$, Па/м
1	0,5	0,048	0,216	3,0
2	0,75	0,059	0,192	6,0
3	0,97	0,07	0,172	9,0
4	1,2	0,082	0,167	13,3
5	1,53	0,1	0,148	16,7
6	1,94	0,123	0,139	27,2
7	2,26	0,144	0,135	35,9
8	2,5	0,16	0,133	42,7

В таблице 2.4 w_g – скорость газа, м/с; ξ_{cyx} , ξ_{op} – коэффициенты гидравлического сопротивления сухого и орошаемого насадочного слоя; $\Delta P_{op} / H$ – удельный перепад давления, Па/м.

Аналогичные результаты по гидравлическому сопротивлению получены при плотности орошения $q_{*} = 4,9, 8,8$ и $12,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$.

Экспериментальные данные обобщены в виде эмпирического выражения

$$\xi_{cyx} = 0,015 \text{Re}_g^{0,15} + 7,1 \cdot 10^{-7} \text{Re}_g^{\frac{3}{2}}, \quad (2.30)$$

где $\xi_{cyx} = 2\Delta P_{cyx} d_g / (H \rho_g (w_g / \varepsilon_{cb})^2)$; $\text{Re}_g = 4w_g / (a_v v_g)$ – число Рейнольдса для насадки; v_g – кинематический коэффициент вязкости газа, м²/с. Средние расхождения ξ_{cyx} (2.30) с экспериментальными данными $\pm 12\%$, т.е. в пределах погрешности измерений.

Для орошаемой рулонной насадки установлено [109].

$$\Delta P_{op} = \Delta P_{cux} \left(1 + 0,13 Re_{\text{ж}}^{0,18} \right), \quad (2.31)$$

где $Re_{\text{ж}} = 4 q_{\text{ж}} / (a_v v_{\text{ж}})$ – число Рейнольдса; $q_{\text{ж}} \sim \text{м}^3 / (\text{м}^2 \text{с})$; $v_{\text{ж}}$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Следует отметить на несколько аномальную экспериментальную зависимость (2.30) и табл. 2.4 $\xi_{cux} = f(Re_r)$, т.е. при увеличении числа Re_r коэффициент сопротивления незначительно, но увеличивается. Чаще всего зависимость обратная. Однако такая зависимость, аналогичная (2.30), установлена для рулонных насадок и в работах [105.113].

Коэффициент гидравлического сопротивления для нерегулярной насадки «Инжехим 2012» получен в виде [113] $\xi_{cux} = 6,5 / Re_r^{0,08}$. Для орошаемой насадки $\Delta P_{op} = \Delta P_{cux} 10^{b q_{\text{ж}}}$, где для насадок с размерами 8 и 16 мм $b = 0,035$; для 24–60 мм, $b = 0,002$; $q_{\text{ж}} \sim \text{м}^3 / (\text{м}^2 \text{ч})$. Экспериментальные данные гидравлического сопротивления в колонне с нерегулярной насадкой «Инжехим–2012», $H = 1,0\text{м}$ даны в таблице 2.5 [112].

Таблица 2.5 Экспериментальные данные гидравлического сопротивления в колонне с нерегулярной насадкой «Инжехим–2012», $H = 1,0\text{м}$

$w_o, \text{м}/\text{с}$	0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
Re_r	498	747	966	1195	1524	1933	2252	2491
ξ_{cux}	3,93	3,72	3,60	3,49	3,38	3,22	3,21	3,16
при $q_{\text{ж}} = 8,8 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \text{ч})$, β_{xv}								
ξ_{op}	4,09	3,87	3,75	3,63	3,52	3,40	3,34	3,29
$\Delta P_{op}, \text{Па}/\text{м}$	40,9	101,9	165,1	245,0	384,6	600,0	665,9	962,6
при $q_{\text{ж}} = 8,8 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \text{ч})$, β_{xv}								
ξ_{op}	4,23	4,0	3,87	3,76	3,64	3,51	3,49	3,40
$\Delta P_{op}, \text{Па}/\text{м}$	49,2	105,3	170,6	253,1	397,3	619,7	688,0	994,5

Для комбинированного слоя общий удельный перепад давления

$$\Delta P_r = (\Delta P_{r1} H_1 + \Delta P_{r2} H_2) / (H_1 + H_2). \quad (2.32)$$

где P_{r1}, P_{r2} – удельный перепад давления, Па/м.

Результаты обработки экспериментальных данных по объемному коэффициенту массоотдачи для рулонной сетчатой насадки (без хаотичной) представлены в таблице 2.6 [112].

Таблица 2.6 Экспериментальные объемные коэффициенты массоотдачи для рулонной сетчатой насадки ($H=1$ м)

$w_r, \text{м/с}$							
0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
при $q_{\text{x}} = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,09	1,49	2,04	2,61	3,30	4,30	5,24	5,37
при $q_{\text{x}} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,31	1,93	2,32	2,88	3,56	4,73	5,65	6,17
при $q_{\text{x}} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,39	1,98	2,56	3,11	3,86	5,18	5,98	6,68

Экспериментальные данные по объемным коэффициентам массоотдачи обобщены в виде эмпирического выражения, принятого при исследовании процесса в градирнях [109]

$$\beta_{\text{xv}} = 1,75 L^{1,16} (G / L)^{0,98}, \quad (2.33)$$

где L , G – массовые расходы жидкости и газа, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

Для насадочного слоя («Инжехим 2012» $H_2 = 0,2$ м) экспериментальные данные приведены в таблице 2.7 [112].

Таблица 2.7 Экспериментальные объемные коэффициенты массоотдачи для насадок «Инжехим–2012» – 16мм.

$w_g, \text{ м/с}$							
0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
при $q_{ж} = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
2,19	2,92	3,66	4,17	5,12	5,91	6,62	7,03
при $q_{ж} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
2,73	3,78	4,65	5,32	6,41	7,68	8,67	9,29
при $q_{ж} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
3,24	4,47	5,33	6,07	7,53	8,78	9,95	10,70

Для комбинированного насадочного слоя (сетка $H_1 = 1 \text{ м}$ и «Инжехим 2012» $H_2 = 0,2 \text{ м}$) экспериментальные данные приведены в таблице 2.8

Таблица 2.8 Экспериментальные объемные коэффициенты массоотдачи для комбинированного насадочного слоя

$w_g, \text{ м/с}$							
0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
при $q_{ж} = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,25	1,73	2,25	2,75	3,41	4,3	5,28	5,39
при $q_{ж} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,51	2,21	2,59	3,16	3,98	4,89	5,88	6,42
при $q_{ж} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, β_{xv}							
1,58	2,8	2,75	3,15	4,01	5,28	6,09	6,69

В нерегулярном насадочном слое при противотоке фаз для вычисления коэффициента массоотдачи в газовой фазе для различных конструкций элементов

на основе применения модели турбулентного пограничного слоя получено выражение [18,23,113].

$$Sh_r = 0,175 Re_r^{0,75} \left(\xi_{op} / 2 \right)^{0,25} Sc_r^{0,33}, \quad (2.34)$$

где $Sh_r = \beta_r d_s / D_r$ – число Шервуда; D_r – коэффициент молекулярной диффузии компонента, m^2/s ; $Sc_r = v_r / D_r$ – число Шмидта.

При вычисленном из выражения (2.32) значении среднего коэффициента массоотдачи β_r записывается объемный коэффициент массоотдачи

$$\beta_{xv} = \beta_r \rho_r a_v \psi_a, \quad (2.35)$$

где ψ_a – коэффициент активной поверхности массообмена.

Для расчета ψ_a применяются эмпирические выражения [16,23]. Для насадки «Инжехим 2012», форма которой близка к кольцам Палля можно использовать приближенное выражение [23] ($\psi_a \leq 1$)

$$\psi_a = \frac{q_{jk}}{a_v (0,01 + 0,008 q_{jk})}, \quad (2.36)$$

где размерность $q_{jk} \sim m^3/(m^2 \cdot s)$.

При известных значениях объемных коэффициентов массоотдачи для рулонной насадки (2.31) β_{xv1} и хаотичной (2.33) β_{xv2} общий объемный коэффициент массоотдачи всего комбинированного слоя будет равен

$$\overline{\beta_{xv}} = \frac{\beta_{xv1} H_1 + \beta_{xv2} H_2}{H_1 + H_2}. \quad (2.37)$$

Расчеты $\overline{\beta_{xv}}$ по выражению (2.37) удовлетворительно ($\pm 8-12\%$) согласуются с экспериментальными данными (таблица 2.7).

Из экспериментов и расчетов следует, что объемные коэффициенты массоотдачи комбинированного насадочного слоя при $w_r = 0,5 \text{ м/с}$ больше, чем у рулонной на 10–13%, а при $w_r = 1,53 \text{ м/с}$ – на 2–4%. Если принять модель идеального вытеснения газа, тогда массообменная эффективность в газовой фазе вычисляется по известному выражению $E_r = 1 - \exp(-N_r)$, где число единиц

переноса $N_r = \beta_{xv} H / (\rho_r w_r)$. Тогда для комбинированного насадочного слоя при $w_r = 0,5 \text{ м/с}$ эффективность E_r выше на 9–10%, а при $w_r = 1,53 \text{ м/с}$ – на 7–8%, чем только у рулонной. При $w_r = 0,5 \text{ м/с}$ для комбинированной насадки получено $E_r = 0,918$ (91,8%), а при $w_r = 1,53$ имеем $E_r = 0,892$ (89,2%).

Массообменная эффективность комбинированной насадки: E_{r1} – рулонная из сетки ($H = 1,0\text{м}$) и E_{r2} – «Инжехим–2012» ($H = 0,2\text{м}$), суммарная E_r представлены в таблице 2.9 [112].

Таблица 2.9 Массообменная эффективность комбинированной насадки: E_{r1} – рулонная из сетки ($H = 1,0\text{м}$) и E_{r2} – «Инжехим–2012» ($H = 0,2\text{м}$), суммарная E_r

$w_r, \text{м/с}$								
$w_r, \text{м/с}$	0,5	0,75	0,97	1,2	1,53	1,94	2,26	2,5
при $q_{ж} = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
E_{r1}	0,83	0,812	0,821	0,821	0,815	0,822	0,837	0,812
E_{r2}	0,52	0,48	0,47	0,44	0,43	0,40	0,39	0,38
E_r	0,918	0,902	0,905	0,900	0,894	0,893	0,900	0,883
при $q_{ж} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
E_{r1}	0,880	0,878	0,848	0,854	0,852	0,855	0,862	0,859
E_{r2}	0,60	0,57	0,55	1,22	0,50	0,48	0,47	0,46
E_r	0,952	0,947	0,931	0,929	0,926	0,924	0,926	0,923
при $q_{ж} = 15,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$								
E_{r1}	0,878	0,854	0,852	0,846	0,835	0,850	0,847	0,850
E_{r2}	0,66	0,63	0,60	0,57	0,56	0,53	0,52	0,51
E_r	0,958	0,945	0,941	0,927	0,927	0,929	0,926	0,926

На рисунке 2.10 даны экспериментальные зависимости объемного коэффициента массоотдачи для комбинированных насадок при одинаковой высоте

слоя и плотности орошения при увлажнении воздуха водой, а также для металлической пакетной насадки IRG ($a_v = 162 \text{ м}^2 / \text{м}^3$) из гофрированных пластин [23,90]. Первая кривая – исследованная насадка в данной работе, а вторая комбинированная насадка из вертикального пучка полимерных труб 50 мм ($a_v = 110 \text{ м}^2 / \text{м}^3$) с дискретно – регулярной шероховатостью ($H=1,0$ м) в комбинации с хаотичной в виде колец Рашига ($H=0,2$ м), где цилиндры 50×50 мм выполнены из таких же труб [107,108]. Из результатов следует, что коэффициент β_{xv} больше примерно в два раза у сетчатой насадки в комбинации с «Инжехим 2012». У насадки IRG объемный коэффициент массоотдачи (кривая 3) больше сетчатой комбинированной при скорости воздуха от 0,7 до 1,7 м/с примерно 5–20%. При $w_r > 1,9$ м/с объемный коэффициент массоотдачи (кривая 3) снижается по сравнению с сетчатой комбинированной насадкой (кривая 1). Таким образом эффективность массообмена в комбинированном насадочном слое довольно высокая по сравнению с некоторыми другими регулярными насадками.

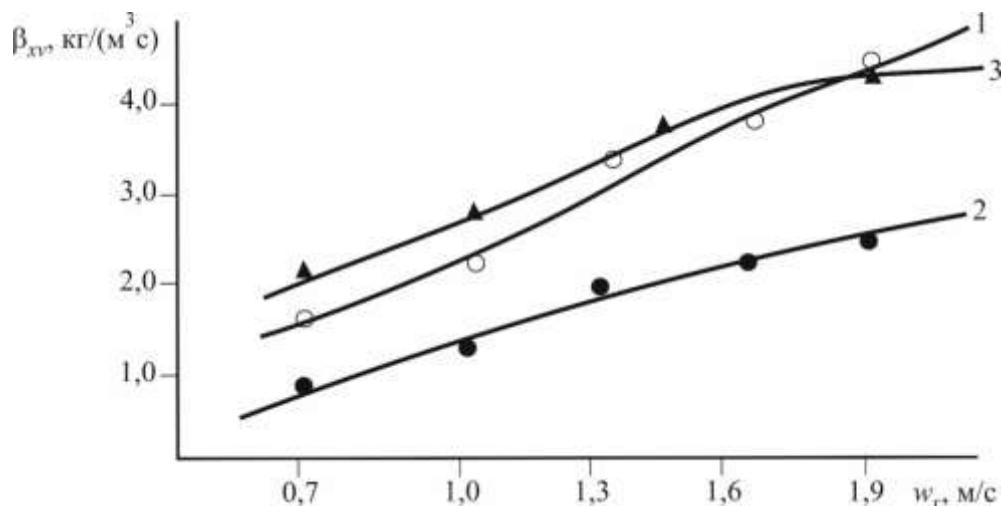


Рис. 2.10 Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при плотности орошения $q_* = 4,9 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$. 1 – комбинированная рулонная насадка из сетки ($H=1,0$ м) и хаотичная «Инжехим 2012» ($H=0,2$ м); 2 – комбинированная насадка из вертикальных полимерных труб с шероховатой поверхностью ($H=1,0$ м) и хаотичной из колец 50 мм ($H=0,2$ м); 3 – пакетная металлическая насадка IRG ($H=1,0$ м) без хаотичной.

Выводы

В результате проведенного исследования массообменных процессов в колоннах с рулонной сетчатой насадкой и комбинированными насадками, включая нерегулярные элементы, были получены экспериментальные данные для расчета эффективности увлажнения воздуха водой, а также конденсационного охлаждения влажного воздуха при контакте с водой. Экспериментальные данные показали, что объемные коэффициенты массоотдачи значительно зависят от скорости газа и в меньшей степени от плотности орошения, что также подтверждается эмпирическими зависимостями и экспериментальными данными различных авторов для различных типов насадок.

Комбинированные насадки, состоящие из рулонной сетки и нерегулярных элементов, продемонстрировали высокие показатели тепло массообмена, что позволяет утверждать о преимуществах их применения в системах охлаждения и очистки газов. Экспериментальные данные по объемным коэффициентам массоотдачи для различных конструкций насадок, включая «Инжехим 2012», подтвердили, что комбинированные насадки обеспечивают более высокую эффективность по сравнению с некоторыми другими типами. Это особенно заметно при увеличении скорости воздуха, где комбинированные насадки показали прирост эффективности на 9–10% по сравнению с регулярной пакетной.

На основе численного решения дифференциального уравнения массообмена в одномерной постановке с эффективным коэффициентом диффузии и объемным межфазным источником показали удовлетворительное согласование с экспериментальными данными по профилю влагосодержания в рулонной сетчатой насадке. Таким образом, одномерную модель можно применять при условии равномерной подачи жидкой и газовой фаз.

Для упрощенных расчетов высоты насадки показано применение модифицированного метода единиц переноса с учетом обратного перемешивания фаз, что повышает точность расчета насадочных скрубберов.

В результате выполненных исследований и обобщения результатов получены следующие расчетные выражения для рулонной сетчатой насадки:

- Коэффициент гидравлического сопротивления сухой насадки (2.2);
- Коэффициент гидравлического сопротивления орошаемой насадки (2.4);
- Объемный коэффициент массоотдачи (2.8);
- Критериальное выражение для числа Шервуда (2.9);
- Эффективность массообмена (2.26);
- Высота насадки (2.27).

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА И СЕПАРАЦИИ АЭРОЗОЛЬНЫХ СИСТЕМ В НАСАДОЧНЫХ СКРУББЕРАХ

3.1 Численное моделирование контактного охлаждения и очистки газов

Межфазный тепломассообмен в аппаратах с хаотичными и регулярными насадками применяется для процессов абсорбции, ректификации, а также охлаждения газов и нагрева жидкостей в скрубберах. Газовая фаза подается в нижнюю часть скруббера, а жидкая – в верхнюю часть, создавая процесс противотока. Скорость газа варьируется от 0,5 до 2,0 м/с, а плотность орошения – от 10 до 50 м³/м²ч и более в зависимости от технологии. Охлаждение газов часто сопровождается мокрой очисткой от дисперсной фазы. Разработка математических моделей таких процессов важна для энергетики и химической технологии.

Насадочные аппараты рассчитываются с использованием модели идеального вытеснения фаз или диффузионной модели потока, однако существующие модели могут содержать ряд неизвестных параметров не всегда подходят для новых типов контактных устройств.

Целью данного раздела является численное решение системы уравнений переноса теплоты и массы, а также уравнения турбулентного переноса частиц в скруббере с различными насадками и сравнительные характеристики контактных устройств.

3.1.1 Теоретические основы моделирования

При моделировании явлений переноса в двухфазных средах насадочных колонн применяется подход, основанный на составлении макроскопического баланса с осреднением локальных однофазных уравнений сохранения импульса,

массы и энергии, и условий сопряжения на границе – двухжидкостная модель. При таком подходе дифференциальные уравнения записываются для каждой фазы отдельно, но так как макроскопические поля в фазах не являются независящими друг от друга, то в уравнениях применяются локальные по элементарному объему межфазные источниковые члены, учитывающие перенос субстанций между фазами [1].

Известно, что в нерегулярной (хаотичной) насадке турбулентный режим движения газа начинается при числах Рейнольдса Re , более $15 - 40$, а в регулярной с интенсификаторами (просечки, выступы, гофры и т.д.) больше 500, где число Рейнольдса вычисляется по средней действительной скорости газа в насадке и эквивалентному диаметру насадки. Движение стекающей пленки жидкости по поверхности насадочных тел чаще всего происходит при числе Рейнольдса менее 2000, т.е. режим течения ламинарный волновой [16].

В рассмотренной ниже постановке уравнения совместного переноса теплоты и массы записываются в цилиндрических координатах для всей колонны с насадкой с фиктивными скоростями фаз, отнесенных ко всему поперечному сечению колонны с применением в правой части объемных локальных источников переноса тепла, массы влаги и тонкодисперсной фазы [102].

При равномерном распределении фаз объемные источники осредняются по всему объему слоя, а при неравномерном для локальных областей с учетом реальной гидродинамической обстановкой и движущих сил процессов переноса.

Данный подход успешно применяется при моделировании явлений переноса в пленочных градирнях [18,65,69,107], насадочных ректификационных и абсорбционных колоннах [90,92,93] и газосепараторах аэрозолей [8,91,95].

Для скруббера с регулярными или хаотичными насадками ниже представлена система уравнений совместного переноса теплоты и массы, а также дисперсной фазы в цилиндрической системе координат колонны [102].

Уравнение конвективного теплообмена в жидкой фазе

$$u_{\text{ж}}(r)\rho_{\text{ж}}c_{\text{ж}} \frac{\partial T_{\text{ж}}}{\partial z} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T_{\text{ж}}}{\partial r} \right] + \lambda_{\text{ж}} \frac{\partial^2 T_{\text{ж}}}{\partial z^2} + \frac{qdF}{dV}. \quad (3.1)$$

В газовой фазе

$$W_r(r) \frac{\partial I}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{г}}}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{г}}}{\partial z} - \frac{qdF}{dV}. \quad (3.2)$$

Уравнение переноса влаги в газовой фазе

$$W_r(r) \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r D_{\text{тр}} \frac{\partial x}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} D_{\text{тр}} \frac{\partial x}{\partial z} + \frac{j_x dF}{dV}. \quad (3.3)$$

Уравнение переноса тонкодисперсной фазы

$$W_r(r) \frac{\partial C}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r D_{\text{тд}} \frac{\partial C}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} D_{\text{тд}} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{j_c dF}{dV}, \quad (3.4)$$

где dF/dV – удельная поверхность контакта фаз в локальном объеме слоя, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
при $z = 0$ – вход газа и выход жидкости в нижней части колонны.

В уравнениях (3.1) – (3.4) скорости $u_{\text{ж}}(r)$, $W_r(r)$ – как функции радиальной координаты, (r) .

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

- основной тепло – и массообмен и сепарация дисперсной фазы (более 90%) происходит в насадочной зоне при пленочном режиме;
- основное сопротивление тепломассообмену сосредоточено в газовой фазе (более 99%);
- движение фаз стационарное и стабилизированное;
- режим движения газа в слое насадки турбулентный;
- срыв и унос капель жидкости с поверхности стекающей пленки незначителен;
- стенки колонны теплоизолированные от окружающей среды.

Профиль скорости жидкой фазы зависит от числа точек орошения и при применении хороших распределителей может быть принят в верхнем сечении слоя $u_{\text{ж}}(r) = u_{\text{жн}}$ – равномерным. Однако при стекании жидкости по насадке

постепенно происходит перераспределение жидкой фазы к стенке колонны, особенно в хаотичной насадке. Известно, что существенное перераспределение жидкости к стенке происходит при $H > 4D_k$, учитывая, что в скрубберах охлаждения газов значение $H < 4D_k$, а в случае при $H > 4D_k$ насадка располагается секциями с перераспределителями фаз. Таким образом, профиль скорости жидкости можно принять условно равномерным.

Профиль скорости газа существенно зависит от условий входа в аппарат и гидравлического сопротивления насадки по поперечному сечению. Экспериментальные исследования показывают сложную зависимость $W_\Gamma(r)$ для различных насадок [5,9,23,114]. В первом приближении можно принять $W_\Gamma(r) = W_{cp}$, затем уточнить по экспериментальным данным или из численного решения системы уравнений движения газа.

Перенос теплоты при конденсационном охлаждении газа ($x > x^*$) происходит за счет соприкосновения фаз (конвективный и молекулярный механизмы переноса), а также за счет конденсации влаги из газов на поверхность стекающей пленки воды (или иной жидкости), что может обеспечивать охлаждение ниже точки росы [13]. Режимы охлаждения газов рассмотрены в разделе 1.1.

Тепловой баланс при коэффициенте испарения близком к единице записывается в виде

$$Q = Gc_{pr}(T_{ng} - T_{kg}) + G(I_{ph}x_n - I_{pk}x_k) - G(x_n - x_k)c_{prj}T_{jk}. \quad (3.5)$$

Также поток теплоты, переданный от газа в жидкую фазу можно представить, используя уравнения тепло- и массопередачи при противотоке.

Поток теплоты при охлаждении газа жидкостью при противоточном движении фаз в колонне

$$Q = KF\Delta T + I_n F \beta_r \Delta x \rho_r, \quad (3.6)$$

где ΔT – движущая сила теплопередачи, $^{\circ}\text{C}$; Δx – движущая сила массоотдачи, $\text{кг}/\text{кг}$; I_n – энталпия пара, $\text{Дж}/\text{кг}$.

При охлаждении газа жидкостью практически всё сопротивление теплопередачи сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициент теплопередачи принимается равным коэффициенту теплоотдачи $K = \alpha_\Gamma$.

Применяя аналогию Льюиса в газовой фазе и известные выражения для энталпии, связанные с температурой газа и влагосодержанием, выражение (3.6) представляют в форме [15]

$$Q = \beta_x F \Delta I_{cp}. \quad (3.7)$$

В газовой фазе плотность потока теплоты можно выразить с применением коэффициента массоотдачи, отнесенного к разности влагосодержаний и движущей силы теплообмена в виде разности энталпий, тогда

$$q = \beta_x (I - I^*), \quad (3.8)$$

Плотность потока массы водяного пара

$$j_x = \beta_\Gamma \rho_\Gamma (x - x^*), \quad (3.9)$$

где I^* и x^* – на линии насыщения при T_∞ .

Локальный поток массы осаждающих частиц на межфазную поверхность пленки на поверхности насадки

$$j_c = u_t (C - C_{ep}). \quad (3.10)$$

На межфазной поверхности $C_{\text{тр}} = 0$, т.к. частица покинула газовую фазу и прилипла к пленке.

Для расчета скорости турбулентно–инерционного переноса u_t (турбулентной миграции) далее представлены выражения Медникова В.П.

Коэффициент массоотдачи в газовой фазе можно вычислить по выражению [18,113] при $Re_s > 40$ для хаотичных насадок

$$Sh_\Gamma = 0,175 Re_s^{0,75} (\xi_{op} / 2)^{0,25} Sc_\Gamma^{0,33}, \quad (3.11)$$

а коэффициент турбулентной диффузии в ядре потока газовой фазы в хаотичных и регулярных насадках с интенсификаторами по формуле [9]

$$D_{tr} = 3,87 v_r \sqrt{\xi_{op} Re_s}. \quad (3.12)$$

В уравнении (3.2) принимается $\lambda_{\text{тг}} \approx \rho_{\text{г}} c_{\text{рг}} D_{\text{тг}}$.

Коэффициент турбулентной диффузии частиц в ядре потока газа [14]

$$D_{\text{тд}} = \frac{D_{\text{тг}}}{1 + \omega_{\text{E}} \tau_{\text{p}}}. \quad (3.13)$$

Многочисленные экспериментальные исследования различных авторов турбулентной миграции аэрозольных частиц, показали, что при турбулентном режиме движения газа скорость осаждения частиц на стенки каналов на несколько порядков выше скорости диффузионного осаждения тех же частиц из ламинарного потока. Причем, при турбулентном режиме эффективность осаждения увеличивается с повышением скорости газа. Это характеризует инерционную природу явления переноса частиц. Такая форма осаждения получила название турбулентно – инерционного механизма осаждения аэрозолей [14,67].

Турбулентная миграция представляет собой форму поперечного движения частиц в сдвиговом турбулентном потоке. Эта форма, открытая Фортье, Флетчером и независимо от них Медниковым, имеет в механике аэрозолей фундаментальное значение [14].

При теоретическом анализе всех форм движения аэрозольных частиц в турбулентном потоке обычно принимаются следующие предположения и допущения: [14].

1. Диаметр частиц небольшой, сравнительно с масштабом несущих их пульсационных вихрей.
2. Обтекания частиц происходит при малых числах Рейнольдса.
3. Частицы имеют форму близкой к сферической. Полидисперсность частиц аэрозоля рассматривается пофракционно.
4. Кроме этого:
 - а) частицы не стесняют движение друг друга в ходе взаимных перемещений;
 - б) не соударяются, не коагулируют друг с другом;
 - в) не оказывают ощутимого влияния на турбулентные характеристики среды.

Значения концентраций частиц при выполнении отмеченных условий, согласно экспериментальным данным Россетки и Пфефера, принимаются < 200 г/м³, т.е. примерно $\leq 0,17$ кг/кг (для воздуха при атмосферном давлении).

5. Электростатические и другие силы не гидродинамической природы незначительные.

6. Срыв осаждённой дисперсной фазы и капель воды с поверхности пленки жидкости незначительный.

Известен ряд эмпирических и полуэмпирических зависимостей для расчета приведенной (безразмерной) скорости турбулентного осаждения частиц $u_t^+ = \frac{u_t}{u_*}$, связанных с временем релаксации скорости частиц [14]:

$$\tau_p = \frac{d_\chi^2 \rho_\chi}{18 \rho_\Gamma v_\Gamma}. \quad (3.14)$$

В расчетах используется безразмерное время релаксации:

$$\tau^+ = \frac{\tau_p u_*^2}{v_\Gamma}. \quad (3.15)$$

где $u_* = \sqrt{\tau_{\Gamma p} / \rho_\Gamma}$ – динамическая скорость, м/с; $\tau_{\Gamma p}$ – касательное напряжение на стенке или на границе раздела фаз газа с пленкой жидкости, Па.

Для расчета u_t^+ в математических моделях чаще используются выражения Ужова и Медникова, обобщающие большое количество экспериментальных данных для трубок без орошения [14]:

при $\mu_p^2 \tau^+ \leq 16,6$

$$u_t^+ = 7,25 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\tau^+}{1 + \omega_E \tau_p} \right)^2, \quad (3.16)$$

при $\mu_p^2 \tau^+ > 16,6$

$$u_t^+ = 0,2, \quad (3.17)$$

где безразмерный параметр $\mu_p = 1/(1 + \omega_E \tau_p)^{0,5}$; $\omega_E = u_*/(0,05d_3)$ – частота энергоемких пульсаций, с^{-1} .

Из приведенных выше выражений следует, что размерная скорость турбулентной миграции частиц $u_t = u_t^+ u_*$ существенно зависит от значения динамической скорости u_* или касательного напряжения на поверхности раздела фаз $\tau_{\text{ст}}$.

Среднее значение динамической скорости на поверхности хаотичных насадок ($Re_s > 40$), а также регулярных с интенсификаторами ($Re_s > 500$) вычисляется по выражению [9] $u_* = 1,55 W_r (\xi_{op} / Re_s)^{0,25}$.

Границные условия к системе уравнений (3.1) – (3.3):

при $z = H$ (вход воды и выход газа):

$$u_{jk}(r) = u_{jkh}(r); \quad T_{jk} = T_{jkh}; \quad \partial I / \partial z = 0; \quad \partial x / \partial z = 0;$$

при $z = 0$ (выход воды и вход газа):

$$W_r(r) = W_{rH}(r); \quad I = I_h; \quad x = x_h; \quad \partial T_{jk} / \partial z = 0$$

при $r = 0$ (на стенке колонны):

$$\partial x / \partial r = 0; \quad \partial T_{jk} / \partial r = 0; \quad \partial I / \partial r = 0.$$

3.1.2 Результаты расчетов

Решение системы уравнений (3.1) – (3.3) выполнялось методом прогонки с релаксацией. Число ячеек в сетке задавалось 10^6 на 1 м^2 . На рисунках 3.1, 3.2 для проверки адекватности математической модели представлены профиль температуры газа и профиль влагосодержания, полученные из численного решения системы уравнений (3.1)–(3.3) при равномерном распределении газа и жидкости и экспериментальные данные [13]. При решении использовалась известное выражение, связывающие энталпию I , влагосодержание x , температура газа T_g и удельные теплоемкости сухого газа $c_{p, \text{сух}}$ и теплоемкость пара $c_{p, \text{пар}}$:

$I = (c_{\text{pcyx}} + c_{\text{pp}}x)T_{\Gamma} + R_{\text{ж}}x$. Получено удовлетворительное согласование с экспериментом ($\pm 15\%$) для колец Рашига при $W_{\Gamma} = 0,4$ до $1,9$ м/с и плотности орошения $q_{\text{ж}} = 3$ – 55 м³/м² час [102].

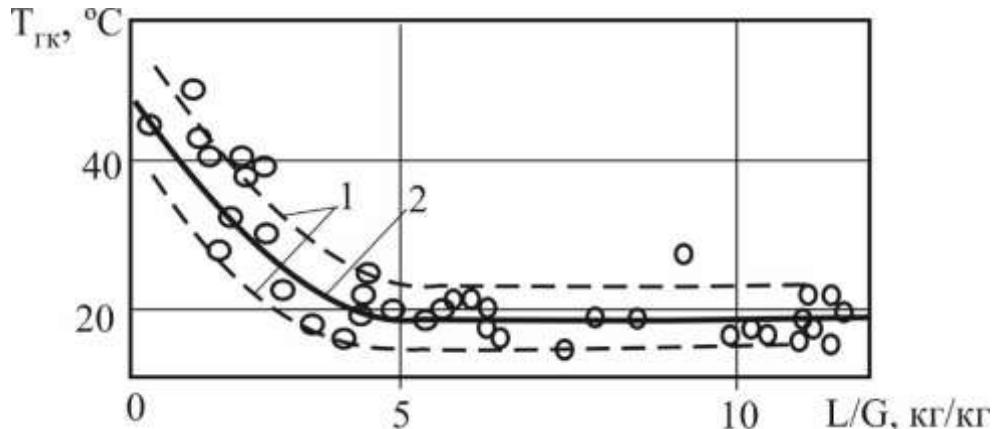


Рисунок 3.1 – Зависимость температуры уходящих газов от коэффициента орошения для насадки из керамических колец размерами 35x35x4 мм при начальной температуре газов $T_{\Gamma H} = 250$ – 280 °C и воды $T_{ЖH} = 12$ °C. Высота насадки – 1000 мм. 2 – осредненная кривая; 1–1 – область расчетных значений; Сплошная линия – расчет; точки – эксперимент [13]

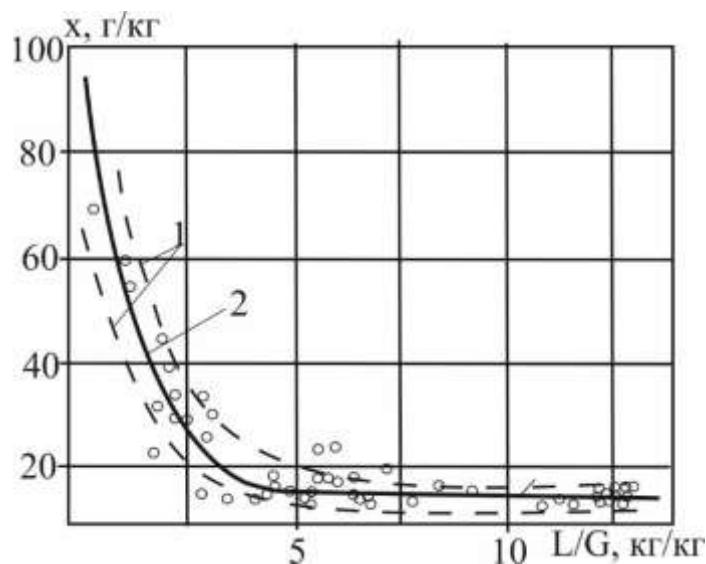


Рисунок 3.2 – Зависимость влагосодержания уходящих газов от коэффициента орошения. Обозначения на рисунке 3.1

Таким образом показана адекватность представленной математической модели тепломассообмена в насадочном скруббере, которую можно применять при проектировании или модернизации.

3.1.3 Тепловая и сепарационная эффективность

При известном профиле температуры газа по высоте слоя и ее значения на выходе можно определить тепловую эффективность охлаждения газа.

Тепловую эффективность процесса в газовой фазе запишем в форме

$$E_{\Gamma} = \frac{T_{\text{нг}} - T_{\text{кг}}}{T_{\text{нг}} - T_{\text{нж}}}. \quad (3.18)$$

Тепловая эффективность записывается также в виде отношения разности энталпий

$$E_{\Gamma} = \frac{I_{\text{H}} - I_{\text{K}}}{I_{\text{H}} - I_{\text{K}}^*}. \quad (3.19)$$

где $I_{\text{K}}^* = f(T_{\text{жн}} \text{ при } u = 100\%)$ – на линии насыщения.

Значения E_{Γ} (3.18) и (3.19) записаны исходя из реально достигнутых показателей охлаждения газа, относительно максимально возможных.

Тепловая эффективность нагрева воды

$$E_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{кж}} - T_{\text{нж}}}{T_{\text{нг}} - T_{\text{нж}}}. \quad (3.20)$$

Эффективность конденсации влаги

$$E_{\Gamma} = \frac{x_{\text{H}} - x_{\text{K}}}{x_{\text{H}} - x_{\text{K}}^*}. \quad (3.21)$$

где $x_{\text{K}}^* = f(T_{\text{жн}} \text{ при } \varphi = 100\%)$.

Эффективность сепарации дисперсной фазы

$$\eta = \frac{C_{\text{H}} - C_{\text{K}}}{C_{\text{H}}}. \quad (3.22)$$

Конечные значения температур $T_{\text{кг}}$, $T_{\text{кж}}$, влагосодержания x_{K} и концентрация дисперсной фазы C_{K} находятся из решения системы уравнений (3.1) – (3.4).

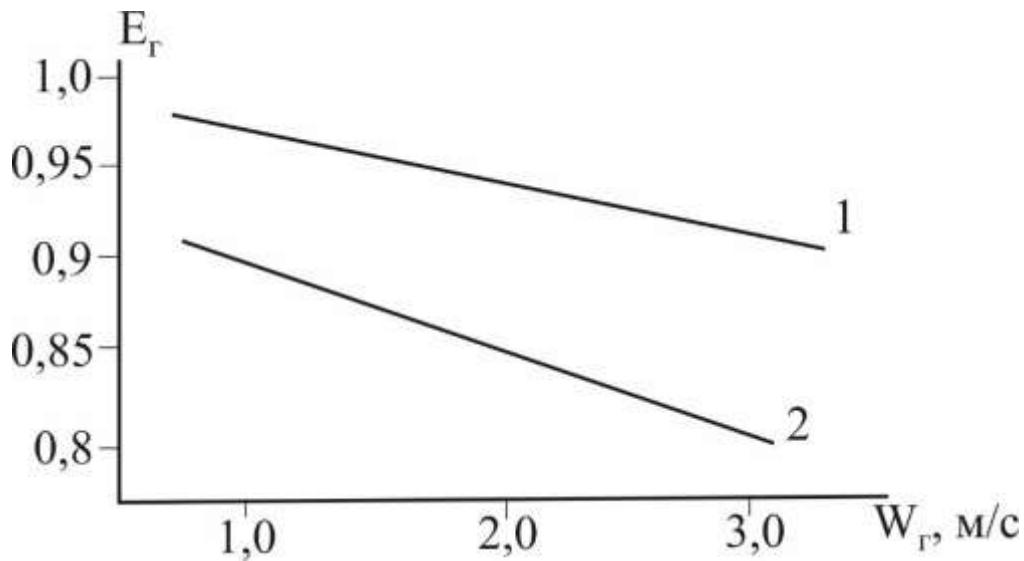


Рисунок 3.3 – Зависимость тепловой эффективности в газовой фазе от скорости газа в колонне: 1 – насадка «Инжехим – 2012» 45 м; 2 – 60 мм. Плотность орошения воды $q_{ж} = 25 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$. Высота слоя насадки $H = 2,0 \text{ м}$. Охлаждение дымовых газов.

На рисунке 3.3 представлены результаты расчетов тепловой эффективности E_{Γ} (3.18) при охлаждении дымовых газов ($T_{нГ} = 150^{\circ}\text{C}$) водой ($T_{нЖ} = 15^{\circ}\text{C}$) в скруббере с хаотичной металлической насадкой «Инжехим 2012» высотой $H = 2,0 \text{ м}$ с номинальным раствором элементов 45 мм ($a_v = 166 \text{ м}^2/\text{м}^3$) и 60 мм ($a_v = 70 \text{ м}^2/\text{м}^3$) [23]. Насадка 45 мм при скорости газа $W_{\Gamma} = 3 \text{ м/с}$ и плотности орошения $25 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ близка к началу подвисания жидкой фазы. Поэтому при таком режиме рекомендуется применение более крупной насадки 60 мм [102].

Снижение тепловой эффективности при увеличении скорости газа в насадочном скруббере при пленочном режиме объясняется снижением числа единиц переноса, т.к. $N_{\Gamma} = \beta_X F / (S_K w_{\Gamma} \rho_{\Gamma})$. Если $\beta_X \sim w_{\Gamma}^{0,7-0,8}$, то знаменатель $w_{\Gamma}^{1,0}$. Отсюда снижение тепловой эффективности примерно в степени минус 0,2.

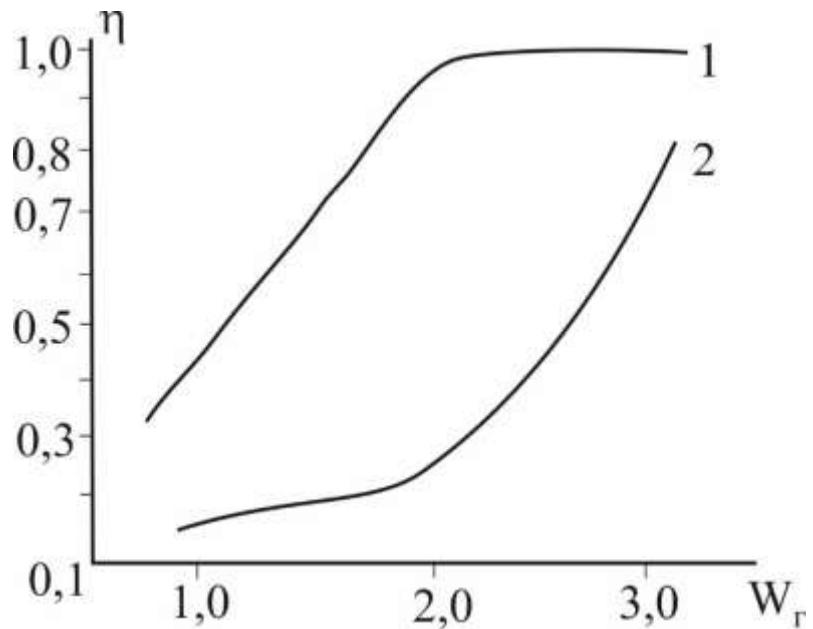


Рисунок 3.4 – Зависимость эффективности сепарации дисперсной фазы $d_u = 5$ мкм от скорости газа. 1 – Насадка «Инжехим – 2012» 45 мм; 2 – 60 мм. Плотность орошения $q_{ж} = 25$ м³/м² час.

На рисунке 3.4 даны результаты расчетов [115] сепарационной эффективности (3.22) для частиц $d_u = 5$ мкм и плотностью $\rho_u = 3000$ кг/м³ из дымовых газов в слое $H = 2,0$ м для насадок 45 мм и 60 мм. Из расчетов следует значительное повышение эффективности сепарации при $W_g > 2,5$ м/с, что как было отмечено выше характеризует инерционно–турбулентный механизм переноса частиц.

3.1.4 Расчет тепловой эффективности с учетом неоднородного профиля скорости газа

Далее представлен алгоритм расчета тепловой эффективности с учетом неравномерности распределения фаз в насадочном слое.

Точно описать математическое моделирование профиля скорости газа в насадке затруднительно из-за разнообразия конструкций насадок и режимов

работы [9,17,18,23]. При известном перепаде давления газа по сечению насадки можно использовать выражение Бермана

$$\frac{w_{\Gamma i}}{w_{\Gamma i+1}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{i+1}}{\Delta P_i}}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.23)$$

Следовательно, чем больше перепад давления $i+1$ области, тем меньше там скорость газа.

Выражение (3.23) решается с уравнением расхода газа

$$S_k w_o = \sum_{i=1}^n S_i w_{\Gamma i} \quad (3.24)$$

где $S_k w_o = V_{\Gamma}$ – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$.

При совместном решении (3.23), (3.24) должен выполняться баланс энергии (механической мощности)

$$V_{\Gamma} \Delta P_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n V_{\Gamma i} \Delta P_i \quad (3.25)$$

Перепад давления записывается по известному выражению

$$\Delta P_{\Gamma} = \xi \frac{H}{d_3} \frac{\rho_{\Gamma} w_o^2}{2 \varepsilon_{\text{св}}^2}; \quad \Delta P_i = \xi(r) \frac{H}{d_3} \frac{\rho_{\Gamma} w_o^2(r)}{2 \varepsilon_{\text{св}}^2}; \quad (3.26)$$

где $\xi(r)$ вычисляется для каждой i -ой области, $i = 1, 2, \dots, n$.

Расчет средней эффективности всего аппарата при наличии неравномерностей выполняется по осредненной энталпии газа на выходе из насадки

$$I_k = \frac{\sum_{i=1}^n I_{ki} G_i}{G}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.27)$$

где I_{ki} и G – энталпия и массовый расход газа на выходе из i -ой области; n – число областей в поперечном сечении аппарата. Очевидно, что при равномерном распределении фаз $n = 1$. При наличии неравномерностей число областей n

выбирается исходя из аппроксимации профиля скорости газа в поперечном сечении аппарата (3.23).

При известной средней энталпии газа на выходе вычисляется тепловая эффективность (3.19) и затем тепловая эффективность (3.20) по жидкой фазе.

Согласно известным исследованиям многочисленных авторов (Кафарова В.В., Розена А.М., Дильмана В.В., Аэрова М.Э., Павленко А.Н., Пушнова А.С., Porter K.E., Furzer I.F. и др.) распределение газа и жидкости по сечению и высоте насадочной колонны имеет сложный характер и зависит от многих факторов [5,20,22,23]. В насадке с кольцами Рашига [22] неравномерности могут находиться от $w_m / w_o = 0,4$ (в центре аппарата) до $w_m / w_o = 1,6$ (у стенок аппарата). По данным различных авторов, обобщенных в монографиях [23], профили скорости газа в насадочных колоннах показаны на рисунке 3.5.

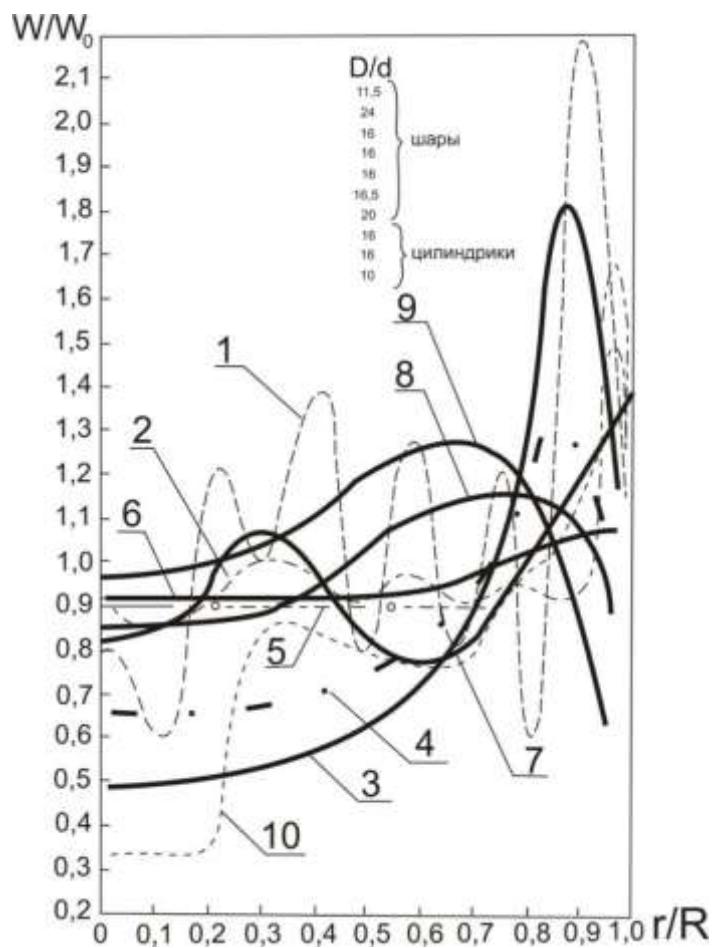


Рисунок 3.5 – Профили скорости в аппаратах с насадками по данным различных авторов.

Неравномерности являются одной из основных причин снижения эффективности тепломассообмена. Математические модели и расчетные выражения для вычисления профиля скорости газа, в зависимости от условий подачи и различного гидравлического сопротивления слоя насадки от стенок к центру, даны в работе [9]. Далее из численного решения системы уравнений (3.1)–(3.3), на рисунке 3.6 показаны результаты зависимости тепловой эффективности охлаждения газа E_r (3.19) при наличии неравномерностей распределения жидкой и газовой фаз. При равномерном распределении жидкой фазы (кривая 1) и увеличении неравномерности распределения газовой от $w_m / w_0 = 1$ до $w_m / w_0 = 1,5$ (локальная скорость w_m в центре скруббера больше на 50 % средней скорости w_0), снижение эффективности E_r составляет от 0,8 до 0,75, т.е. примерно 6–7 %.

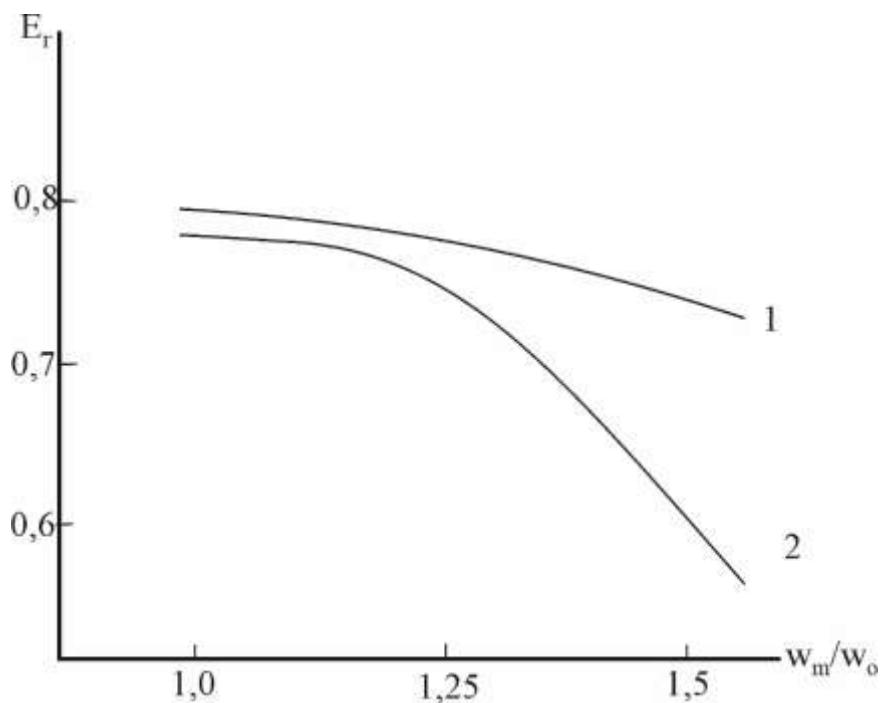


Рисунок 3.6 – Влияние неравномерности газового потока на тепловую эффективность охлаждения газа водой в колонне с кольцами Рашига 50 мм; 1 – равномерное распределение жидкой фазы; 2 – скорость жидкости в пристенной зоне в 1,6 раза выше средней по колонне; $W_0=1$ м/с; $q=30$ м³/(м²час)

Если же скорость жидкой фазы в пристенной области колонны в 1,6 раз выше средней скорости в колонне, то при $w_m / w_o = 1,5$ наблюдается более значительное снижение эффективности E_T с 0,8 до 0,6, т.е. примерно на 30%, что необходимо учитывать при проектировании насадочных скрубберов–охладителей. Для устранения равномерностей следует использовать специальные перераспределители и выравниватели профилей скоростей газа и жидкости, а также современные конструкции насадок. Следует отметить, что характер снижения тепловой эффективности E_T в газовой фазе в скруббере с кольцами Рашига очень близок к зависимостям массообменной эффективности при абсорбции аммиака водой и в градирнях, установленным в работе А.Г. Лаптева, М.М. Фарахова, Е.Ю. Столяровой и др. [18, 107], т.к. эти процессы характеризуются сопротивлением переносу в газовой фазе.

3.1.5 Сравнительные характеристики контактных устройств

На основе применения представленной математической модели выполнены численные исследования и получены сравнительные характеристики различных типов металлических регулярных и нерегулярных насадок [16, 21–23, 90, 105] при заданной тепловой эффективности $E_T = 0,8$ и идентичном температурном и гидродинамическом режимах и равномерном распределении фаз.

1. Кольца Рашига 25 мм: $a_v = 220 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon_{cb} = 0,92$.
2. Кольца Рашига 50 мм: $a_v = 110 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon_{cb} = 0,95$.
3. Кольца Мебиуса – 40 мм: $a_v = 190 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon_{cb} = 0,88$.
4. Насадка «Инжехим – 2012» – 24 мм: $a_v = 166 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon_{cb} = 0,96$.
5. Насадка «Инжехим – 2012» – 45 мм: $a_v = 100 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon_{cb} = 0,97$.
6. Сегментно – регулярная рулонная «Инжехим»: $a_v = 380 \text{ м}^2/\text{м}^3$;
 $\varepsilon_{cb} = 0,94$.

7. Рулонная гофрированная с шероховатой поверхностью:

$$a_v = 280 \text{ м}^2/\text{м}^3; \varepsilon_{cb} = 0,95.$$

На гистограмме рисунке 3.7 представлены расчетные данные высоты насадки, которая необходима для достижения тепловой эффективности в газовой фазе $E_\Gamma = 0,8$ при плотности орошения $15 \text{ м}^3/\text{м}^2$ час и средней скорости газа $W_\Gamma = 1,5 \text{ м/с}$. Также даны значения перепада давления [102].

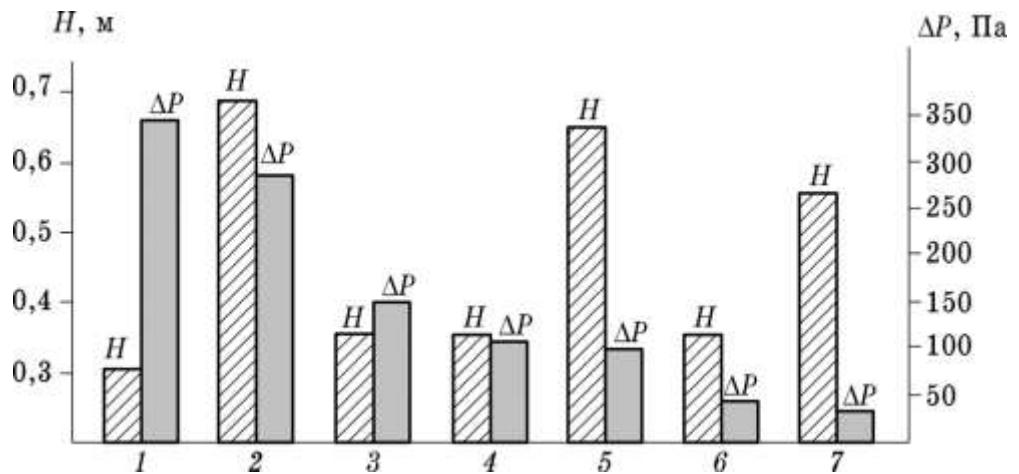


Рисунок 3.7 – Требуемая высота насадочного слоя и перепад давления при заданной эффективности $E_\Gamma = 0,8$. Хаотичные насадки: 1 – кольца Рашига – 25 мм; 2 – кольца Рашига – 50 мм; 3 – кольца Мебиуса – 40 мм; 4 – «Инжехим – 2012» – 24 мм; 5 – «Инжехим – 2012» – 45 мм. Регулярные насадки: 6 – сегменто–регулярная; 7 – рулонная гофрированная.

Из полученных в диссертации результатов следует, что насадки с номерами 3, 4 и 6 обеспечивают заданную тепловую эффективность при высоте слоя $H = 0,35$ – 0,4 м и перепаде давления от 50 до 170 Па, т.е. с небольшими габаритами скруббера и энергетическими характеристиками.

Таким образом, в данном разделе 3.1 получена математическая модель совместного тепломассообмена в насадочном слое, решение которой численно позволяет прогнозировать эффективность охлаждения и очистки газа и нагрева воды (или иных жидкостей) в зависимости от режимных и конструктивных характеристик пленочного скруббера. Получены численные решения системы уравнений переноса теплоты и массы, а также уравнения турбулентного переноса

частиц в скруббере с различными насадками и даны сравнительные характеристики контактных устройств. Математическая модель позволяет вычислять параметры источников, коэффициенты тепло- и массообмена и поля температур и концентраций, что значительно сокращает затраты при разработке и моделировании контактных устройств газ–жидкость.

3.2 Поликанальная математическая модель разделения жидких аэрозольных систем в насадочных скрубберах–охладителях

3.2.1 Уравнение переноса аэрозольных частиц

Рассматривается стационарное стабилизированное движение газа с жидкими аэрозольными тонкодисперсными частицами (< 20 мкм) в вертикальном канале [99]. Режим движения газа в канале без внутренних устройств турбулентный ($Re_{\Gamma} > 10^4$, где $Re = w_{\Gamma} d_{\varnothing} / \nu_{\Gamma}$ – число Рейнольдса; w_{Γ} – средняя скорость газа, м/с; d_{\varnothing} – эквивалентный диаметр канала, м; ν_{Γ} – кинематический коэффициент вязкости газа, м²/с). За счет турбулентного–инерционного механизма происходит миграция аэрозольных частиц к стенке канала и достигая поверхности аэрозольные частицы прилипают к стенке и образуется тонкая пленка, которая за счет силы тяжести стекает вниз. Пленка, как правило, имеет волновую поверхность, что увеличивает касательное напряжение газового потока на межфазной границе, за счет этого повышается гидравлическое сопротивление канала и эффективность сепарации увеличивается.

Для вертикальных каналов дифференциальное уравнение массопереноса аэрозольных частиц записывается в виде [14]

$$w_{\Gamma}(y) \frac{\partial C_{\varnothing}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left[D_{T\varnothing}(y) \frac{\partial C_{\varnothing}}{\partial y} \right] - [C_{\varnothing} u_t(y)] \right\}, \quad (3.28)$$

где $w_{\Gamma}(y)$ – скорость газа, как функция поперечной координаты, м/с; x – продольная координата, м; C_{\varnothing} – концентрация частиц, кг/м³; $D_{T\varnothing}$ – коэффициент

турбулентной диффузии частиц, $\text{м}^2/\text{с}$; u_t – коэффициент скорости турбулентной миграции частиц к стенке канала, $\text{м}/\text{с}$.

Границные условия к уравнению (3.28) записываются в виде:

при $x = 0$, $C_u = C_{\text{нч}}$ (вход газа);

при $x = l$, $C_u = C_{\text{кч}}$ (выход газа);

при $y = R$, $w_r(y) = 0$; $\partial C_u / \partial y = 0$; $j_u = u_t C_u$ (на стенке канала),

при $y = 0$, $\partial C_u / \partial y = 0$ (на оси симметрии канала).

где l – длина канала, м; R – радиус канала, м; h , k – начальное и конечное значение; j_u – плотность потока частиц, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

На стенке канала принимается $C_u = 0$ так как частица аэрозоля покинула газовую фазу и прилипла к стенке (к пленке). Локальный поток массы частиц в теории турбулентной миграции записывается в виде $j_u = u_t C_u$, где C_u – средняя концентрация частиц в поперечном сечении канала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В канале (аппарате) заполненным нерегулярными (хаотичными) насадками задать граничные условия на поверхности каждого хаотично расположенного элемента не представляется возможным, так как таких элементов может быть несколько десятков и сотен тысяч с неизвестной функцией распределения в объеме аппарата. В таких случаях при математическом моделировании используется объемный межфазный источник переноса, который записывается в виде $R_u = j_u F / V_{\text{н}}$, где F – площадь поверхности насадки, м^2 , $V_{\text{н}}$ – объем насадки, м^3 . Отношение $F / V_{\text{н}} = a_v$ – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$, значение которой для каждой конструкции и типоразмера дается в специальной литературе [7,16,20–23]. Тогда $R_u = j_u a_v$ и уравнение массопереноса получит вид

$$w_r(y) \frac{\partial C_u}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} D_{\text{тч}}(y) \frac{\partial C_u}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} D_{\text{тч}}(x) \frac{\partial C_u}{\partial x} + j_u a_v, \quad (3.29)$$

где конструктивные характеристики насадки, скорость переноса и осаждения аэрозолей учитывается за счет коэффициентов $D_{\text{тч}}(y)$ и $D_{\text{тч}}(x)$ источника массы $j_u a_v$, где $j_u = u_t C_u$, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

Можно считать, что такая форма записи уравнения (3.29) является упрощенной формой частного случая модели многоскоростного континуума, [1] где допускается, что фазы заполняют один и тот же объем аппарата с учетом взаимодействий с помощью межфазных источников.

Коэффициент турбулентной диффузии частиц можно вычислить по выражению [14]

$$D_{tu} = \frac{D_t}{1 + \omega_E \tau_p}, \quad (3.30)$$

где D_t – коэффициент турбулентной диффузии в газовой фазе, $\text{м}^2/\text{с}$; обычно принимается $D_t \approx \nu_t$, где ν_t – коэффициент турбулентной вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; $\omega_E = u_* / (0,1R)$ – частота энергоемких пульсаций, с^{-1} ; u_* – динамическая скорость (скорость трения), м/с ; $\tau_p = d_u^2 \rho_u / (18 \mu_t)$ – время релаксации частицы, с ; d_u – диаметр частицы, м ; ρ_u – плотность частицы, кг/м^3 ; μ_t – коэффициент динамической вязкости, Па с .

Для определения скорости турбулентной миграции частиц применяются полуэмпирические выражения, связанные с безразмерным временем релаксации $\tau^+ = u_*^2 \tau_p / \nu_t$. Как правило, это степенные зависимости вида $u_t^+ = u_t / u_* = A(\tau^+)^2$, где A – эмпирический коэффициент.

Наибольшие применения получили выражения В.П. Медникова [14]

$$\text{при } \mu_p^2 \tau^+ \leq 16,6, \quad u_t^+ = 7,25 \cdot 10^{-4} \left[\tau^+ / (1 + \omega_E \tau_p) \right]^2;$$

$$\text{при } \mu_p^2 \tau^+ > 16,6, \quad u_t^+ = 0,2; \quad \text{где } u_t^+ = u_t / u_*; \quad \mu_p = 1 / (1 + \omega_E \tau_p)^{0,5}.$$

Уравнение (3.28) при известных значениях $D_{tu}(y)$ и u_t может решаться численно с заданными граничными условиями. Результаты решения даны в работах [9,14,67].

Представленные выражения для u_t^+ получены для вертикальных каналов при развитом турбулентном режиме движения аэрозольных систем. В хаотичном

насадочном слое извилистость каналов для прохождения газа можно учесть за счет поправки Дэвитсона $k = \pi / 2$. Тогда для насадочного слоя запишем $\bar{u}_t^+ = \pi u_t^+ / 2$.

3.2.2 Одномерная математическая модель

В данном разделе представлена одномерная модель разделения аэрозольных систем с учетом неоднородного профиля скорости газа, что является упрощенным решением уравнения (3.29) [99].

В аппаратах химической технологии получили применение комбинированные, структурные и поликанальные математические и другие модели, которые применяются для инженерных расчетов массообменных аппаратов с двухфазными средами (насадочные, барботажные и другие) [4,7,10,11,16,23] и другие работы.

Рассмотрим применение поликанальной модели для расчета насадочного газосепаратора аэрозолей с учетом неравномерного (неоднородного) профиля скорости газа в слое хаотичной насадки. Неравномерность скорости газа может быть вызвана условиями подачи в аппарат и неоднородностью размещения контактных элементов. Известно [5,22,23], что у стенок аппарата порозность (удельный свободный объем) меньше, чем в центре. Это вызывает повышенную скорость газа в пристенной области, чем в центре аппарата. Такие неравномерности могут достигать w_{tm} / w_{ro} от 1,2 до 2,2, где w_{tm} – максимальное значение скорости в локальной области, м/с; w_{ro} – средняя скорость в насадочном слое, м/с. Отношение w_{tm} / w_{ro} иногда называют коэффициентом неравномерности. Экспериментальные данные профиля скорости представлены на рис. 3.8 и 3.9 [22,23], а также на рисунке 3.5 (раздел 3.1.4).

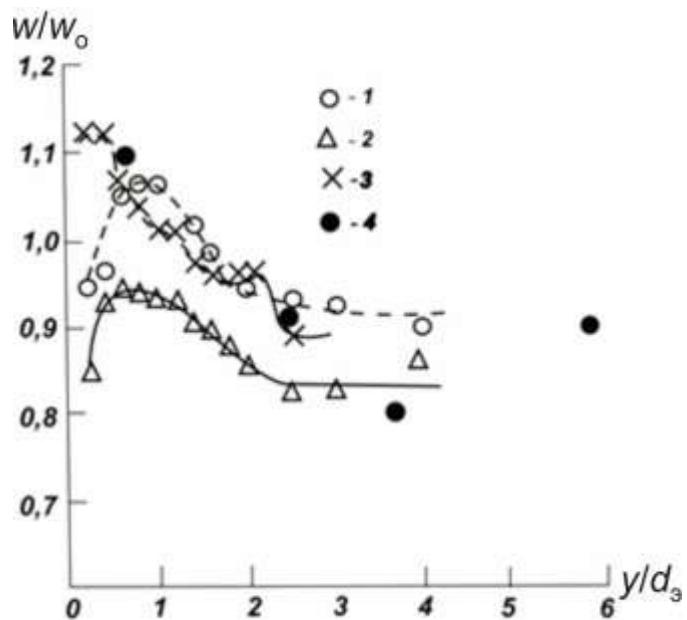


Рисунок 3.8 – Профили скорости в аппарате, загруженном различными насадками:
1 – кольца Рашига; 2 – насадка типа N1; 3 – насадка типа MS; 4 – кольца Рашига [22]

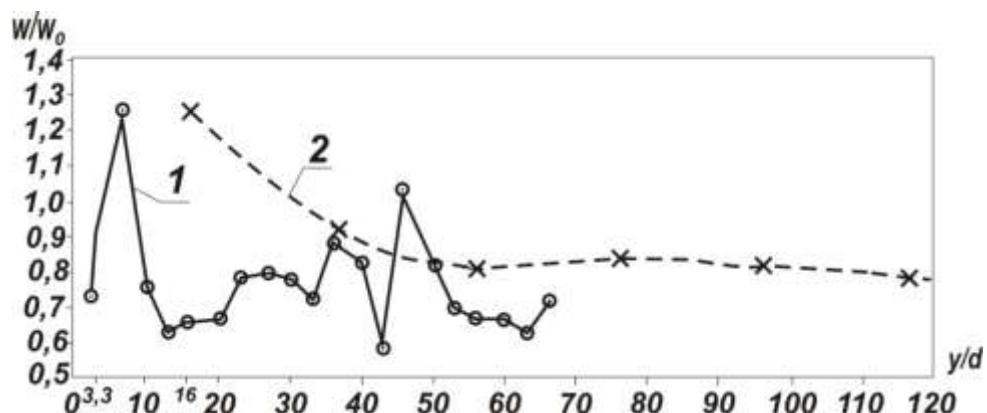


Рисунок 3.9 – Безразмерные профили скорости в аппаратах большого размера при обычной загрузке по данным [23]: 1 – $D/d=133,3$ – Клёнова; 2 – $D/d=280$ – Попова.

Известно, что неравномерности распределения фаз значительно снижают эффективность как тепломассообменных, так и сепарационных процессов [4,5,18,114,116].

Для математического моделирования профилей концентраций дисперсной фазы в газах и расчета локальной и средней эффективности разделения аэрозольных систем представим насадочный слой в виде параллельных каналов по высоте (рисунок 3.10). Используем одномерные уравнение массопереноса

частиц с источниками массы. В каждом канале в зависимости от профиля скорости газа вычисляются соответствующие значения коэффициента турбулентной диффузии частиц D_{tq} и источника массы R_c . Следует отметить, что в канале (аппарате) заполненным хаотичными элементами (насадкой) турбулентный режим начинается уже при $\text{Re}_r > 40$ [16].

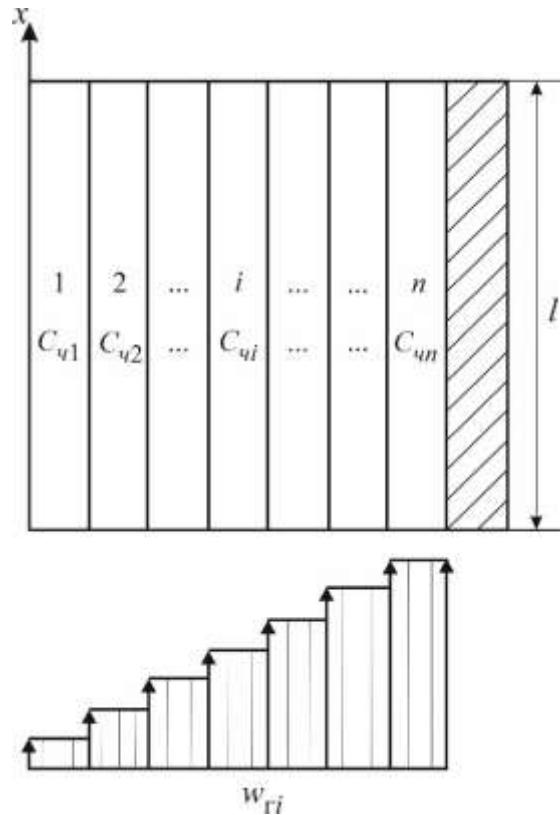


Рисунок 3.10 – Условное деление насадочного слоя на ряд параллельных каналов в направлении движения аэрозольной системы.

Одномерное уравнения массопереноса частиц в ядре потока аэрозольной системы для i -го канала имеет вид

$$w_{ri} \frac{dC_{qi}}{dx} = D_{\text{tqi}} \frac{d^2 C_{qi}}{dx^2} + R_{qi}, \quad (3.31)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$; n – число каналов (рис. 3.10); $R_{qi} = u_{ti} C_{qi} a_{vi}$, кг/(м³с).

При решении задачи совместного «мокрого» охлаждения газа с сепарацией дисперсной фазы аналогичные уравнения записываются для теплообмена между газовой и жидккой фазами и массообмена влаги.

Уравнение (3.31) решается при $x=0$, $w_{\Gamma i} = w_{\text{тн}i}$; $C_{\Gamma i} = C_{\text{тн}}$: при $x=l$, $dC_{\Gamma i} / dx = 0$; $C_{\text{тн}}$ принимается средней по сечению перед входом в слой.

На выходе из насадочного слоя усреднения концентрация частиц будет равна

$$\bar{C}_{\text{тк}} = \frac{\sum_{i=1}^n (V_{\Gamma i} C_{\Gamma i})}{V_{\Gamma}}, \quad (3.32)$$

где V_{Γ} – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$.

Локальная эффективность сепарации в канале и всего насадочного слоя будет

$$\eta_i = \frac{C_{\text{тн}} - C_{\Gamma i}}{C_{\text{тн}}}, \quad \eta = \frac{C_{\text{тн}} - \bar{C}_{\text{тк}}}{C_{\text{тн}}}. \quad (3.33)$$

Средний коэффициент турбулентной диффузии частиц в ядре газовой фазы на основе выражения (3.3) для хаотичной насадки записывается в виде [9,14]

$$D_{\text{тн}i} = \frac{3,86 \nu_{\Gamma} \sqrt{\xi_i \text{Re}_{\Gamma i}}}{1 + \omega_{Ei} \tau_p}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.34)$$

где $\text{Re}_{\Gamma i} = w_{\Gamma i} d_{\text{тн}} / \nu_{\Gamma}$ – число Рейнольдса в канале; $d_{\text{тн}}$ – эквивалентный диаметр насадки, м ; ξ_i – коэффициент гидравлического сопротивления канала, $\xi_i = f(\text{Re}_{\Gamma i})$ вычисляется по эмпирическим выражениям в зависимости вида и характеристик насадки [16,23].

Расчет средней динамической скорости u_{*i} для вычисления ω_{Ei} и u_{ti} выполняется по выражению для хаотичной насадки ($\text{Re}_{\Gamma} > 40$) [9]

$$u_{*i} = 1,56 w_{\Gamma i} (\xi_i / \text{Re}_{\Gamma i})^{0,25}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.35)$$

Дифференциальное уравнение (3.34) решается численно методом прогонки при заданных начальных условиях и вычисленных значениях $D_{\text{тн}i}$ и $R_{\text{тн}i}$, $i = 1, 2, \dots, n$. Результаты решения уравнения (3.34) с учетом неравномерного

профиля скорости газа даны ниже [99].

3.2.3 Результаты решения

В качестве примера использована трехканальная модель сепарации мелких капель воды ($d_u = 5$ мкм) из воздуха при средней скорости воздуха $w_\Gamma = 6$ м/с и высоте насадки $H = 1,0$ м. Рассматривается симметрическая задача от оси симметрии до стенки (т.е. от $r = 0$, до $r = R$). Каналы имеют одинаковую ширину, равную R/n ($n = 3$). Для наглядности принято в канале ($i = 1$) у оси симметрии скорость воздуха $w_{1\Gamma} = 3$ м/с, в центральном канале ($i = 2$) $w_{2\Gamma} = 6$ м/с, в канале у стенки ($i = 3$) $w_{3\Gamma} = 9$ м/с [99].

Таким образом, коэффициент неравномерности профиля скорости газа в канале у оси симметрии составляет $w_\Gamma / w_0 = 0,5$, в среднем канале $w_{2\Gamma} / w_0 = 1,0$ и у стенки $w_{3\Gamma} / w_0 = 1,5$. Принимается, что насадка распределена в объеме слоя однородно, однако математическая модель позволяет учесть и неоднородность распределения поверхности в аппарате за счет локальной удельной поверхности в каналах.

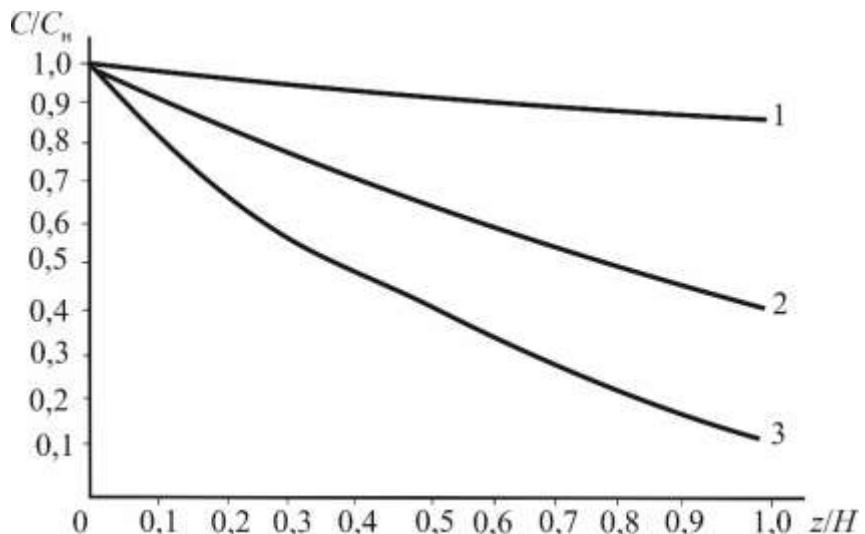


Рисунок 3.11 – Профили концентрации аэрозольных частиц воды диаметром 5 мкм ($\rho_\text{ж} = 10^3$ кг/м³) в воздухе в трех сечениях насадочного газосепаратора с кольцами Рашига 50 мм по высоте слоя: кривые 1 – в центре аппарата ($i = 1$); 2 – при $i = 2$ и 3 – при $i = 3$ (у стенки).

Скорости газа в каналах 1 – $w_{1\Gamma} = 3$ м/с; 2 – $w_{2\Gamma} = 6$ м/с и 3 – $w_{3\Gamma} = 9$ м/с.

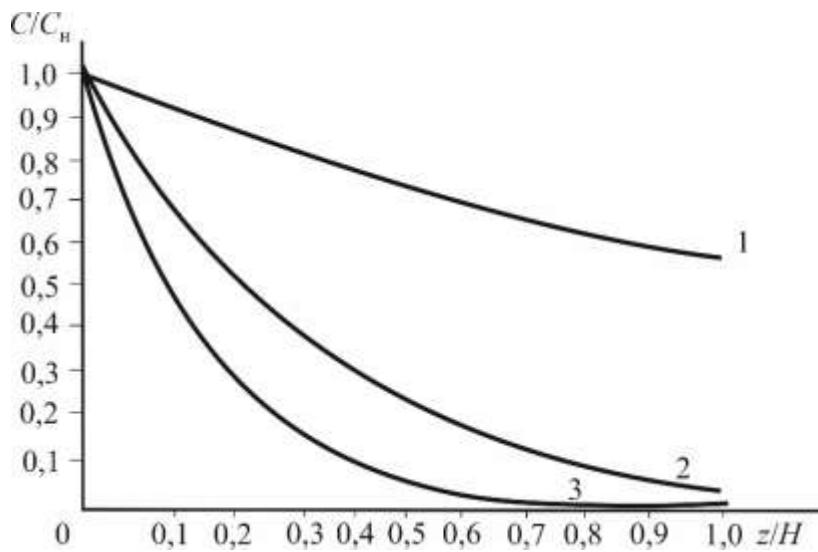


Рис. 3.12 Профили концентрации частиц по высоте слоя для насадки из колец Рашига 25 мм – кривые 1 – в центре аппарата; при $i = 1$; 2 – при $i = 2$ и 3 – $i = 3$. Скорость газа 1 – $w_{1\Gamma} = 3$ м/с; 2 – $w_{2\Gamma} = 6$ м/с и 3 – $w_{3\Gamma} = 9$ м/с

Результаты решения (3.34) в виде безразмерных профилей C_i/C_h по высоте каналов даны на рисунках 3.11 и 3.12. На рисунке 3.11 насадка из металлических колец Рашига 50 мм, на рисунке 3.12 из колец 25 мм. Очевидно, что чем меньше размер элемента насадки, тем более удельная поверхность a_v (кольца 50 мм, $a_v = 110 \text{ м}^2/\text{м}^3$; 25 мм, $a_v = 220 \text{ м}^2/\text{м}^3$;) и происходит более резкое падение профиля концентрации частиц по длине и выше эффективность сепарации. Причем, чем меньше скорость воздуха в канале, тем ниже эффективность разделения аэрозолей. Это связано с зависимостью коэффициента скорости турбулентной миграции u_t мелких капель от скорости газа, т.е. $u_t \sim w_\Gamma^4$, что указывает на турбулентно–инерционный механизм переноса. В насадке из колец 50 мм эффективность сепарации в первой зоне (канале, где $w_\Gamma = 3 \text{ м/с}$) эффективность составляет $\eta_1 = 0,118$. Во втором канале при $w_\Gamma = 6 \text{ м/с}$ $\eta_2 = 0,585$, и в третьем у стенки при $w_\Gamma = 9 \text{ м/с}$ $\eta_3 = 0,852$. Средняя эффективность сепарации при таких неравномерностях составляет $\eta = 0,518$. При

равномерном профиле скорости, равным средней скорости в колонне (т.е. $w_r = 6$ м/с) эффективность сепарации как в среднем канале, т.е. $\eta_2 = 0,585$. Отсюда следует, что с учетом неравномерностей средняя эффективность разделения в газосепараторе с кольцами 50 мм снижается на 12 % относительных при высоте насадочного слоя $H = 1,0$ м.

В аппарате с насадкой 25 мм при $H = 1,0$ м эффективность в каналах составляет $\eta_1 = 0,488$; $\eta_2 = 0,970$; $\eta_3 = 0,9998$. Средняя эффективность с учетом неравномерностей $\eta = 0,819$, при равномерном профиле скорости $\eta = 0,970$, т.е. снижение составляет 18 %. Средняя эффективность сепарации, с учетом неравномерностей также зависит от высоты насадочного слоя.

На рисунке 3.13 представлены результаты расчета при высоте слоя от 0,5 до 2,0 м. Установлено, что для насадки 50 мм при $H = 2,0$ м снижение эффективности составляет около 33 %, при $H = 0,5$ м – около 5 %. Для насадки 25 мм снижение эффективности сепарации от 11% ($H = 2,0$ м) до 18% ($H = 0,5$ м) [99].

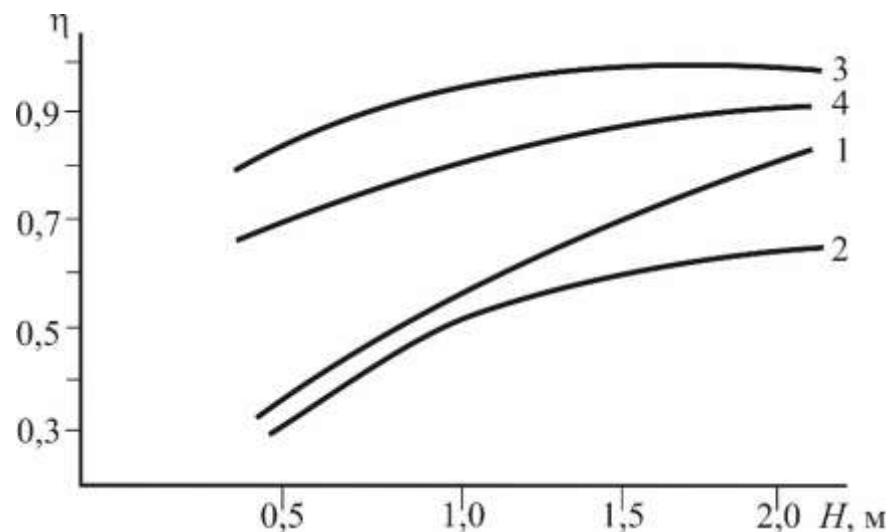


Рисунок 3.13 – Зависимость эффективности сепарации ($d_u = 5$ мкм) от высоты насадочного слоя. 1,2 – кольца Рашига 50 мм; 3,4 – 25 мм. 1, 3 – равномерное распределение газа; 2,4 – неравномерный профиль скорости: в зоне у стенки $w_m / w_o = 1,5$ в центре $w_m / w_o = 0,5$. Средняя скорость газа $w_r = 6$ м/с.

Таким образом, разработанная упрощенная математическая модель сепарации аэрозольных систем позволяет прогнозировать снижение эффективности разделения при неоднородном профиле скорости газа в слое. Для снижения неравномерности следует применять специальные перераспределители фаз.

Данный подход можно применять для учета снижения тепловой эффективности охлаждения газов при записи дифференциальных уравнений теплообмена и массообмена с источниками.

3.3 Ячеичная модель тепломассообмена при охлаждении газа с противотоком фаз

При проектных расчетах тепломассообменных колонн инженеры-проектировщики не всегда используют численные методы, которые больше применяются для научных исследований и разработки новых конструкций контактных устройств. Для выбора из известных типоразмеров насадок при заданном тепловом и гидродинамическом режиме больше подходит упрощенные математические модели, например, ячеичные структуры потока и другие [4,11,16,17,118].

При применении ячеичных моделей гидродинамической структуры потоков принимается, что газовая и жидккая фаза условно делятся на ряд последовательных ячеек с полным перемешиванием сред, в жидкой фазе – m , а в газовой – n . Число и размер ячеек по фазам, как показывают эксперименты различных авторов, почти всегда различные. Если получаются $n = m = 1$, имеем полное смешивание в фазах и минимальную эффективность процессов. Это связано снижением движущих сил тепло- и массопередачи. Если $n > 20$, $m > 20$ то структура потока – практически идеальное вытеснение по фазам и эффективность явлений переноса будет максимальной для заданных условий. Преимуществом ячеичных моделей является возможность в явном виде получать значения профилей физических полей и

вычислять эффективность тепло- и массообмена. Схема аппарата с делением на ячейки показана на рисунке 3.14.

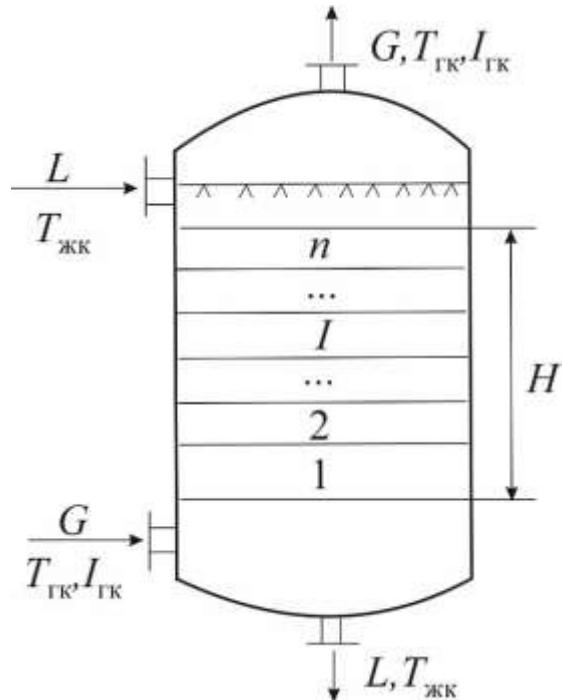


Рисунок 3.14 – Схема условного деления насадочного слоя на ячейки полного перемешивания

Известна приближенная связь между числами Пекле и количеством ячеек, например по газовой фазе ($Re_h > 3$)

$$n = (Re_{H\Gamma} + 1,25) / 2,5, \quad (3.36)$$

где $Re_{H\Gamma} = Re_\Gamma H/d_3$ – число Пекле, отнесенное к высоте слоя насадки.

Аналогичные выражения справедливы и для жидкой фазы для ячеек с числом m , $m = (Re_{H\text{Ж}} + 1,25) / 2,5$; $Re_{H\text{Ж}} = Re_\text{Ж} H/d_3$.

Условно разделим по высоте насадочный слой на ряд ячеек полного перемешивания (рис. 3.14). Причем число ячеек в газовой фазе n чаще всего не совпадает с числом ячеек в жидкой фазе m .

Тепловая эффективность охлаждения газа в насадочном слое и в ячейке, записанные с применением энталпий и температур газа имеют форму

$$E_{\Gamma} = \frac{T_{\Gamma H} - T_{\Gamma K}}{T_{\Gamma H} - T_{\text{жн}}}; \quad E_{\Gamma} = \frac{I_{\Gamma H} - I_{\Gamma K}}{I_{\Gamma H} - I_{\Gamma K}^*}, \quad (3.37)$$

$$E_{\Gamma i} = \frac{T_{\Gamma i-1} - T_{\Gamma i}}{T_{\Gamma i-1} - T_{\text{жи}}}; \quad E_{\Gamma i} = \frac{I_{\Gamma i-1} - I_{\Gamma i}}{I_{\Gamma i-1} - I_{\Gamma i}^*}, \quad (3.38)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$; при $i = 1$, имеем $T_{\Gamma H}$ (вход газа в слой насадки в нижней секции); $i = n$; $T_{\Gamma H} = T_{\Gamma K}$ (выход газа из верхней секции).

Тепловые эффективности (3.37), (3.38) записаны исходя из реально достигнутых показателей процессов к максимально возможным.

Аналогично запишем массообменную эффективность по конденсации паров влаги из газа на межфазной поверхности пленки

$$E_X = \frac{x_H - x_K^*}{x_H - x_K}, \quad E_{Xi} = \frac{x_{i-1} - x_i^*}{x_{i-1} - x_i^*}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.39)$$

Тепловая эффективность нагрева воды

$$E_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}}{T_{\Gamma H} - T_{\text{жн}}}; \quad E_{\text{ж}i} = \frac{T_{\text{ж}i-1} - T_{\text{ж}i}}{T_{\Gamma i-1} - T_{\text{ж}i}}, \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (3.40)$$

Массообменная эффективность переноса влаги и тепловая эффективность ячейки как известно имеют вид при идеальном смешении

$$E_{Xi} = \frac{N_{Xi}}{1 + N_{Xi}}; \quad E_{\Gamma i} = \frac{N_{\Gamma i}}{1 + N_{\Gamma i}}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.41)$$

Число единиц переноса для ячеек

$$N_{Xi} = \frac{\beta_x F_i}{G}; \quad N_{\Gamma i} = \frac{\beta_{\Gamma} \rho_{\Gamma} F_i}{G}, \quad (3.42)$$

где поверхность контакта фаз в ячейке $F_i = \alpha_v S \Psi_w H / n$, м^2 .

Из выражений (3.40) и (3.42) запишем формулу для расчета температурного профиля газа по ячейкам

$$T_{\Gamma i} = T_{\Gamma i-1} - (T_{\Gamma i-1} - T_{\text{ж}i}) \frac{N_{\Gamma i}}{1 + N_{\Gamma i}}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (3.43)$$

и профиль концентрации влагосодержания

$$x_i = x_{i-1} - (x_{i-1} - x_i^*) \frac{N_{xi}}{1 + N_{xi}}, i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.44)$$

Профиль температуры в жидкой фазе найдем из уравнения теплового баланса, записанного для i -ой ячейки

$$Lc_{pj}(T_{j,i} - T_{j,i-1}) = K F_i (T_{g,i} - T_{g,i-1}) + I_n \rho_g F_i \beta_g (x_i - x_i^*) \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (3.45)$$

Отсюда имеем температуру жидкости в ячейке

$$T_{j,i} = \frac{Lc_{pj} T_{j,i-1} + K F_i T_{g,i} + I_n \rho_g F_i \beta_g (x_i - x_i^*)}{Lc_{pj} K F_i}, \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (3.46)$$

Для упрощения вычислений профилей температур и влагосодержания число ячеек примем $n = m$, исходя из меньшего значения n или m в фазах, т.е. из наихудших условий переноса.

Таким образом получили систему уравнений (3.43), (3.44) и (3.46) с тремя неизвестными, которая решается итерационным методом при заданных условиях на входе по газовой фазе ($i = 1$) и на выходе по жидкой фазе ($i = n$).

В выражении (3.46) коэффициент теплопередачи K практически равен коэффициенту теплоотдачи в газовой фазе ($K = \alpha_g$), где α_g находится по выражению из работы [18], так как основное сопротивление переносу сосредоточено в газовой фазе.

Решение системы уравнений (3.43), (3.44) и (3.46) для рассмотренных примеров на рисунке 3.15 показывает хорошее ($\pm 7-8\%$) согласование по экспериментальным профилям [13] температур и влагосодержания.

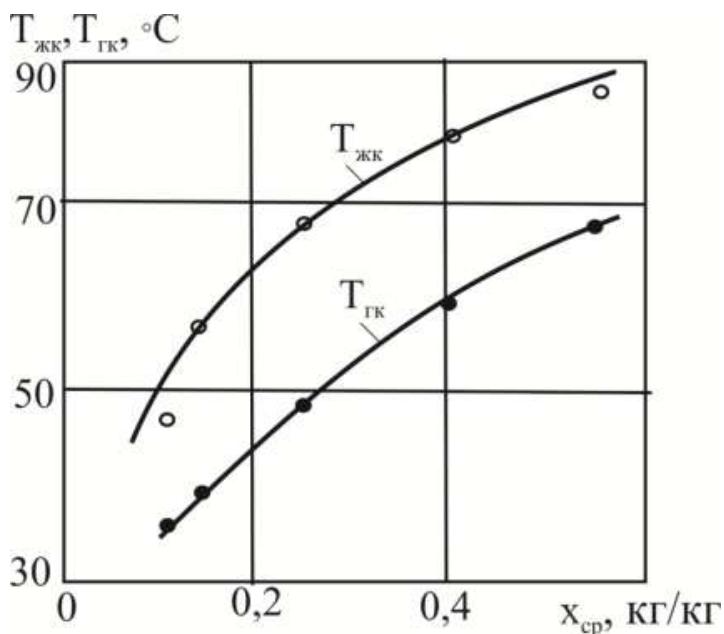


Рисунок 3.15 – Зависимость температуры воды и уходящих газов на выходе от среднего влагосодержания парогазовой смеси при противоточном нагреве воды в насадочном аппарате с керамическими кольцами размерами $50 \times 50 \times 5 \text{мм}$, ($H = 0,484 \text{ м}$) при температуре $100\text{--}170 \text{ }^\circ\text{C}$ и скорость газа $w_{\text{г}} = 2,3\text{--}2,9 \text{ м/с}$. Точки – эксперимент [13]; сплошные линии расчет

Далее представлены результаты расчетов тепловой эффективности в газовой фазе для двух регулярных насадок с интенсификаторами тепломассообмена.

1. Металлическая рулонная сегментная регулярная насадка, образованная сдвоенными лентами, одна из которых имеет гофры треугольной формы. На сторонах гофров выполнены лепестки в виде круговых сегментов, при этом хорды сегментов смежных сторон гофров расположены под углом друг к другу, что приводит к дополнительной турбулизации газового потока [23].

Удельная поверхность насадки $a_v = 380 \text{ м}^2/\text{м}^3$, свободный объем $\varepsilon_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$, эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = 0,0079 \text{ м}$.

2. Металлическая рулонная гофрированная насадка, состоит из ленты с шероховатой поверхностью или просечками, которые обеспечивают турбулизацию газового потока при $Re_{\text{э}} > 500$ [23,119]. Удельная поверхность насадки $a_v = 250 \text{ м}^2/\text{м}^3$; свободный объем $\varepsilon_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$; эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = 0,015 \text{ м}$.

В работах [23,119] приведены результаты гидравлических характеристик данных насадок, необходимые для расчета чисел $Sh_{\text{Г}}$.

На рисунках 3.16, 3.17 даны результаты расчетов тепловой эффективности в газовой фазе для рассмотренных насадок в зависимости от плотности орошения $q_{ж}$ при фиксированной скорости газа и от скорости газа при фиксированной плотности орошения.

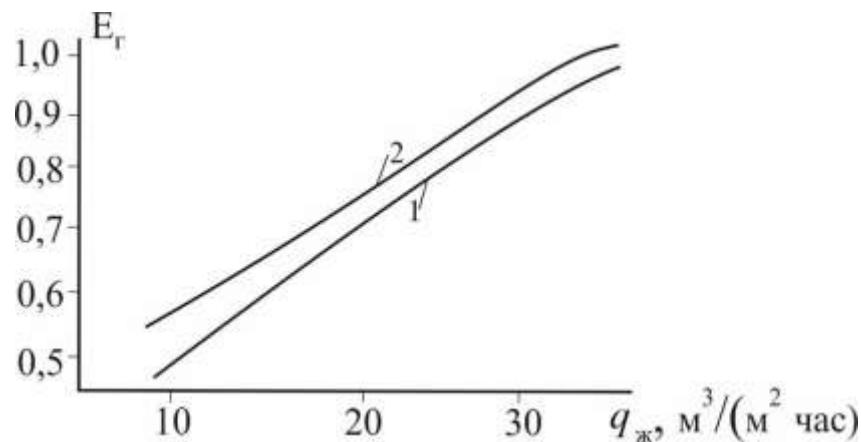


Рисунок 3.16 – Зависимость тепловой эффективности в газовой фазе от плотности орошения для регулярных насадок с интенсификаторами. 1 – рулонная сегментная насадка; 2 – рулонная гофрированная насадка. Скорость газа $W_g = 2 \text{ м/с}$; высота насадки $H = 0,5 \text{ м}$.

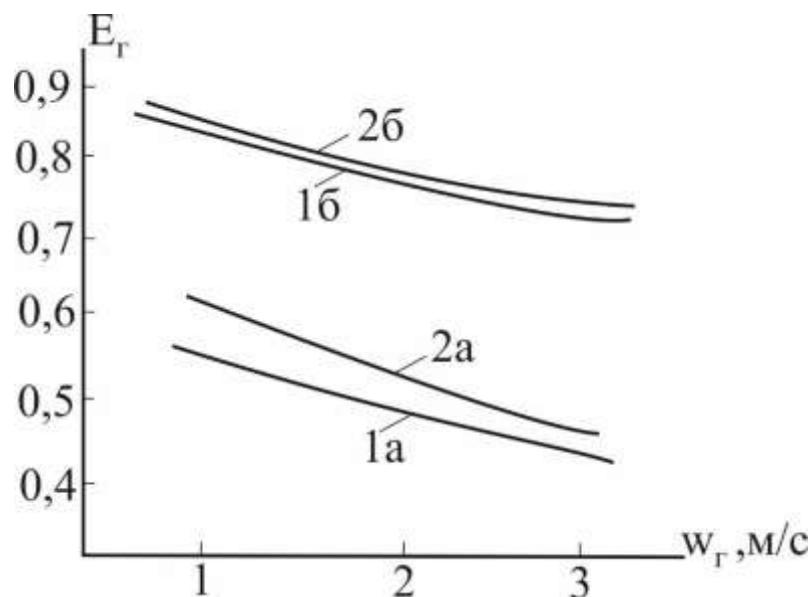


Рисунок 3.17 – Зависимость тепловой эффективности в газовой фазе от скорости газа.

1 – рулонная сегментная насадка; 2 – рулонная гофрированная насадка;
 а – плотность орошения $q_{ж} = 10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ час})$; б – $q_{ж} = 20 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ час})$; высота насадки $H = 0,5 \text{ м}$.

Из представленных результатов расчетов по приведенной математической модели следует, что при фиксированной скорости газа и при увеличении плотности орошения тепловая эффективность E_Γ повышается. Например, при $w_\Gamma = 2 \text{ м/с}$ и $q_{ж} = 30 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{час}$ $E_\Gamma > 0,9$ и составляет значения для первой насадки $E_\Gamma = 0,917$, а для второй $E_\Gamma = 0,938$, а при $q_{ж} = 10 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{час}$: $E_\Gamma = 0,48$, $E_\Gamma = 0,54$, соответственно для первой и второй насадок (рисунок 3.16). Аналогичный характер зависимостей E_Γ установлен на рисунке 3.17.

Выводы

В данной главе представлены приближенные методы моделирования и расчета насадочных скрубберов в виде системы дифференциальных уравнений и ячеичных моделей тепломассообмена, которые являются важными инструментами для проектирования и модернизации аппаратов очистки газов и теплообмена в промышленных установках.

В результате численного решения системы уравнений (3.1) – (3.3) показана адекватная модель тепломассообмена в насадочном скруббере, что подтверждается полученными профилями температуры газа и влагосодержания и сравнением с экспериментальными данными.

Установлено, что увеличение удельной поверхности насадки приводит к снижению необходимой высоты слоя, однако это также вызывает увеличение перепада давления, что важно учитывать при проектировании. Показано, что многие насадки обеспечивают высокую эффективность при относительно малых габаритах и перепадах давления, что делает их предпочтительными для применения в скрубберах. Математическая модель позволяет прогнозировать эффективность процессов в зависимости от конструктивных и режимных характеристик, что может значительно сократить сроки и затраты на проектирование и модернизацию контактных устройств.

Ячеичная модель позволяет упростить расчет тепломассообменных колонн, деля газовую и жидкую фазы на ячейки с полным перемешиванием. Это упрощает анализ и позволяет получать профили температур и концентраций. Установлено, что эффективность тепло- и массообмена зависит от числа ячеек и их размеров, что подтверждается экспериментальными данными. Разработанная система уравнений позволяет итерационно решать задачи, связанные с температурными и концентрационными профилями, что обеспечивает достаточную точность расчетов.

Приведенные результаты расчетов тепловой эффективности для различных типов насадок показывают, что увеличение плотности орошения и выбора рациональной конструкции насадок (например, использование гофрированных и сегментных насадок) значительно повышают эффективность процессов теплообмена. Эти результаты подчеркивают важность выбора правильных конструктивных решений для достижения максимальной эффективности в системах очистки газов и теплообмена на промышленных предприятиях.

На основе математического моделирования разработана конструкция комбинированного насадочного скруббера охлаждения и очистки газов, получен патент (приложение 2).

ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В СКРУББЕРАХ С БАРБОТАЖНЫМИ ТАРЕЛКАМИ

В данной главе представлены математические модели для расчета тепловой и сепарационной эффективности скрубберов с барботажными тарелками различных конструкций.

4.1 Эффективность охлаждения жидкостей в турбулентном барботажном слое на ситчатых тарелках

4.1.1 Гидравлические характеристики барботажа

В промышленности многие десятилетия применяются ситчатые, провальные, колпачковые, клапанные, струйные и комбинированные тарелки, которые постоянно совершенствуются и модернизируются, например с дисперсно–кольцевыми потоками, струйно–направленные и ситчато–клапанные тарелки [4,7,10,16].

Наиболее конструктивно простыми, наряду с провальными, являются ситчатые тарелки. Однако, по сравнению с провальными они имеют более широкий интервал устойчивой работы. Например, при нормальных условиях для системы воздух–вода и других двухфазных сред с близкими к ним теплофизическими свойствами, средняя скорость газа в колонне примерно составляет от 0,6 до 1,2 м/с, а высота статического столба жидкости (т.е. без учета газа) от 0,01 до 0,05 м, газосодержание от 0,5 до 0,8 м³/м³, высота пены до 0,2 м.

При относительно небольших скоростях газа на ситчатой тарелке не все отверстия участвуют в процессе барботажа, а часть из них занята провалом (утечкой) жидкости. Преимущественно это происходит в зоне у приемной планки, где высота статического столба жидкости больше на несколько миллиметров из–за градиента к сливной планке. Схема процесса барботажа в колонне с ситчатыми тарелками показана на рисунке 4.1.

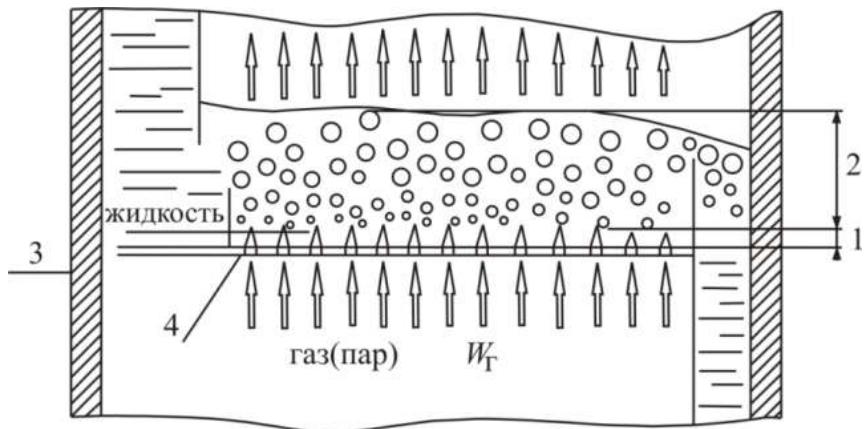


Рисунок 4.1 – Схема движения потоков на барботажной тарелке и структура барботажного слоя: 1 – область струй; 2 – пенный слой; 3 – стенка колонны; 4 – тарелка.

Минимальная скорость газа в отверстиях тарелки, при которой прекращается утечка жидкости, находится по полуэмпирическому выражению [16]

$$W_{\text{omin}} = \left(1 - \frac{V_{\text{жв}}}{\alpha_0 \sqrt{2 g h_w}} \right) \left(\frac{2(\rho_{\text{ж}} g h_w - \Delta P_{\sigma})}{\rho_{\text{г}} (2\xi + 1)} \right)^{0,5}, \quad (4.1)$$

где $V_{\text{жв}}$ – приведенный объемный расход жидкости на длину сливной планки, $\text{м}^3/(\text{м с})$; $\alpha_0 = 0,62$ – коэффициент расхода; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления тарелки без жидкости ($\xi \approx 1,8$); $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{г}}$ – плотности жидкости и газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; ΔP_{σ} – перепад давления, вызванный силами поверхностного натяжения, Па ; $h_w = h_{\text{сп}} + \Delta h$ – высота слоя жидкости при отсутствии провала, м ; $h_{\text{сп}}$ – высота сливной планки, м Δh – высота жидкости над сливной планкой (подпор жидкости), м .

Высота статического столба жидкости вычисляется по выражению [9,16]

$$h_{\text{ст}} = 0,787 V_{\text{жв}}^{0,21} h_{\text{сп}}^{0,56} W_{\text{k}}^m \left[1 - 0,31 \exp(-0,11 \mu_{\text{ж}}) \right], \quad (4.2)$$

где W_k – средняя скорость газа в колонне, м/с; $\mu_{ж}$ – динамическая вязкость жидкости, МПа с; $m = 0,05 - 4,6 h_{сп}$.

Например, при $V_{ж,v} = 2,8 \cdot 10^{-3}$, $m^3 / (м \cdot с)$, $(10 m^3 / м \cdot ч)$; $h_{сп} = 0,04$; $m = 1,0$ м/с; $\mu_{ж} = 1,0$ МПа с (вода при $20^\circ C$), получаем $h_{ст} = 0,024$ м. Минимальная скорость газа (воздуха) по формуле (4.1) $W_{omin} = 11,2$ м/с. Отсюда при скорости газа $W_k = 1,0$ м/с относительное свободное сечение тарелки (отверстий) должно быть $F_o = W_k / W_{omin} = 0,09$ (9%).

4.1.2 Эффективность тепломассообмена в барботажном слое

При составлении математических моделей процессов всегда принимается ряд допущений, которые не противоречат физическим представлениям о явлении переноса и не влияют существенно на точность моделирования. В колонном аппарате в межтарельчатом пространстве принимается идеальное смешение газа, т.е. температура и концентрация на выходе из барботажного слоя усредняются и на следующую вышерасположенную тарелку на входе имеют одинаковые значения по всему сечению. Кроме этого, средняя скорость газа в слое на один – два порядка больше средней скорости жидкой фазы и учитывая, что высота газожидкостного слоя относительно размера аппарата небольшая ($0,1 - 0,2$ м) режим движения газа принимается с идеальным вытеснением. Эти два допущения широко применяются в моделировании барботажных тарелок и соответствуют экспериментальным данным различных авторов на ситчатых, клапанных и провальных тарелках [4,7,10,16,19,105].

Структура потока жидкой фазы имеет более сложный характер из-за наличия байпасных, циркулирующих зон, областей с полным перемешиванием, а также с повышенным брызгоносом при больших скоростях газовой фазы. Кроме этого, сказывается наличие градиента уровня жидкости и неравномерности скорости газа на входе. Гидродинамика потока жидкой фазы и, соответственно тепломассообмен,

чаще описываются с применением моделей структуры потока – диффузионной или ячеичной. Также применяются более сложные модели – комбинированные. За последние 20–30 лет все более находит применение численное моделирование явлений переноса, связанное с решением систем дифференциальных уравнений с частными производными. Из-за сложного характера распределения в барботажном слое межфазной поверхности, которая образуется в процессе диспергирования газа в слой жидкости, системы дифференциальных уравнений записываются с применением объемных межфазных источников импульса, массы и теплоты, а также с средними коэффициентами турбулентного обмена в ядре потоков, которые также существенно зависят от режима барботажа на клапанных и ситчатых тарелках [4,103,104,119], а также на колпачковых тарелках с учетом химических реакций [19].

4.1.3 Тепловая и массообменная эффективность

Далее в качестве примера рассмотрен процесс охлаждения жидкости газовым потоком. Эффективность процессов записывают исходя из реально достигнутых показателей к максимально возможным.

Тепловые эффективности охлаждения жидкости (воды) и нагрева газа, записанные через разности температур [10]

$$E_{ж} = \frac{T_{жн} - T_{жк}}{T_{жн} - T_{мт}^*}; E_{\Gamma} = \frac{T_{гк} - T_{гн}}{T_{ж\,ср} - T_{гн}}, \quad (4.3)$$

где T – температура, $^{\circ}\text{C}$; нижние индексы: «г» – газовая фаза; «ж» – жидкая фаза; «мт» – мокрый термометр; «н, к» – начальные и конечные значения; «ср» – среднее значение.

Тепловую эффективность в газовой фазе также записывают через разность удельных энталпий I , Дж/кг [10]

$$E_{\Gamma} = \frac{I_k - I_n}{I_{ср}^* - I_n}. \quad (4.4)$$

Массообменная эффективность переноса влаги при охлаждении жидкости

$$E_x = \frac{x_K - x_H}{x_{cp}^* - x_H}, \quad (4.5)$$

где x – влагосодержание, кг/кг; x_{cp}^* – влагосодержание на линии насыщения ($\varphi = 100\%$) при $T_{ж\ cp}$; φ – относительная влажность.

Для определения значений I^* и x^* (при $\varphi = 100\%$) удобнее пользоваться таблицей для воды и воздуха.

Таблица 4.1 Термодинамические параметры влажного воздуха

$T, ^\circ\text{C}$	$x^*, \text{кг/кг}$	$I^*, \text{кДж/кг}$	$T, ^\circ\text{C}$	$x^*, \text{кг/кг}$	$I^*, \text{кДж/кг}$
20	0,0147	57,3	34	0,0345	121,5
21	0,01566	60,77	34	0,0345	122,46
22	0,01667	64,37	35	0,03659	128,89
23	0,01775	68,15	36	0,03874	135,48
24	0,01888	72,06	37	0,04111	142,65
25	0,0201	76,20	38	0,04357	150,05
26	0,02136	80,45	39	0,04616	157,80
27	0,0227	84,91	40	0,04890	165,94
28	0,02412	89,58	41	0,05178	174,46
29	0,02562	94,45	42	0,05484	186,86
30	0,02721	99,57	43	0,05806	192,86
31	0,02889	104,92	44	0,06146	202,76
32	0,03066	110,50	45	0,06506	213,18
33	0,03253	116,35	46	0,0689	222,1

Согласно принятой модели идеального вытеснения газа и полного перемешивания жидкости эффективность процессов можно выразить с применением теплового $N_{ог}$ и массообменного N_{ox} чисел единиц переноса, тогда

$$E_{\Gamma} = 1 - \exp(-N_{\text{ог}}); E_x = 1 - \exp(-N_{\text{ox}}), \quad (4.6)$$

где $N_{\text{ог}} = K_{\Gamma}F / (V_{\Gamma}\rho_{\Gamma}c_{\text{рг}})$; $N_{\text{ox}} = K_xF / V_{\Gamma}$; K_{Γ} – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; K_x – коэффициент массопередачи, $\text{м}/\text{с}$; F – площадь поверхности контакта фаз, м^2 ; V_{Γ} – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; $c_{\text{рг}}$ – удельная теплоемкость газа, $\text{Дж}/(\text{кг}\text{К})$.

Для процессов испарительного охлаждения жидкости и конденсационного охлаждения газа основное сопротивление тепломассообмену сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициенты K_{Γ} и K_x практически равны коэффициентом теплоотдачи α_{Γ} и массоотдачи β_{Γ} в газовой фазе.

При экспериментальных исследованиях тепло- и массообмена на барботажных тарелках находится сразу произведение средних значений $(\alpha_{\Gamma}F)$ и $(\beta_{\Gamma}F)$, а при математическом моделировании могут вычисляться отдельно α_{Γ} , β_{Γ} и площадь поверхности F , так и произведение $(\alpha_{\Gamma}F)$, $(\beta_{\Gamma}F)$. С точки зрения определения эффективности процессов все эти подходы равнозначные.

Для тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме барботажа коэффициенты тепло- и массоотдачи можно вычислить по критериальным выражениям [10]. Причем, в большинстве выражений число Шервуда $Sh_{\Gamma} = \beta_{\Gamma f} \chi / D_{\Gamma}$ содержит коэффициент массоотдачи, отнесенный к рабочей площади тарелки, т.е. $\beta_{\Gamma f} = (\beta_{\Gamma}F) / S_{\text{T}}$, где S_{T} – рабочая площадь тарелки, м^2 . Наибольшее применение для ситчатых тарелок получило критериальные уравнения Г.П. Соломахи в виде [10]

$$Sh_{\Gamma} = 2,5 Re_{\Gamma}^{0,72} We^{-0,25} Sc_{\Gamma}^{0,5}, \quad (4.7)$$

где $Re_{\Gamma} = W_{\text{K}}\chi / v_{\Gamma}$ – число Рейнольдса; $We = \sigma / (\rho_{\text{ж}}gh_{\text{ст}}^2)$ – число Вебера; $Sc_{\Gamma} = v_{\Gamma} / D_{\Gamma}$ – число Шмидта; v_{Γ} – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

D_Γ – коэффициент молекулярной диффузии влаги, $\text{м}^2/\text{с}$; $\chi = \sqrt{\sigma / (\rho_\text{ж} g)}$ – капиллярная постоянная, м;

При известном из выражения (4.7) значение коэффициента массоотдачи, коэффициент теплоотдачи, отнесенный к площади тарелки запишем применяя аналогию Льюиса $\alpha_{\Gamma f} = \rho_\Gamma c_{\text{пр}} \beta_{\Gamma f} (Sc_\Gamma / \text{Pr}_\Gamma)^{0,5}$, где $\text{Pr}_\Gamma = v_\Gamma / a_\Gamma$ – число Прандтля; a_Γ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; $c_{\text{пр}}$ – удельная теплоемкость газа, $\text{Дж}/(\text{кг К})$.

Для крупномасштабных тарелок можно применять теоретическое выражение, полученное на основе гидродинамической аналогии и модели турбулентного пограничного слоя, которое позволяет вычислить $(\beta F)_\Gamma$ как для всей тарелки при равномерном режиме барботажа, так и по характерным зонам с учетом профиля скорости газа и высоты столба жидкости, т.е. при наличии неравномерностей. Это выражение как для колпачковых, так и для клапанных и ситчатых тарелок имеет вид [4,19,103]

$$(\beta F)_\Gamma = \frac{u_{*\Gamma} \left[S_0 (\rho_\Gamma W_0^2 / 2 + \rho_\text{ж} g h'_\text{ст}) - \rho_\Gamma S_K W_K^2 / 2 \right]}{arctg \sqrt{R_{l\Gamma} Sc_\Gamma} \sqrt{R_{l\Gamma}} (u_{*\Gamma} \rho_\Gamma + 2\sigma / R_\Theta)}, \quad (4.8)$$

где $u_{*\Gamma}$ – динамическая скорость на межфазной поверхности в газовой фазе, м/с ; $R_{l\Gamma}$ – безразмерная толщина вязкого подслоя в газовой фазе, м/с ; W_0 – скорость газа в отверстиях тарелки (зоны), м/с ; S_0 – площадь отверстий, занятых газовым потоком на тарелке (зоны), м^2 ; S_K – площадь поперечного сечения колонны, м^2 ; R_Θ – эквивалентный диаметр отверстия в тарелке, м.

Выражения для расчета параметров $u_{*\Gamma}$ и $R_{l\Gamma}$ приведены в работах для колпачковых [4], клапанных, ситчатых и других тарелок [19,105] и зависят как от режимных, так и конструктивных характеристик тарелки.

На рисунке 4.2 даны результаты расчета тепловой эффективности E_Γ (4.6), где $(\alpha_\Gamma F)$ вычислялся по критериальному выражению (4.7). Установлено

удовлетворительное согласование модели идеального вытеснения газа с экспериментальными данными [10].

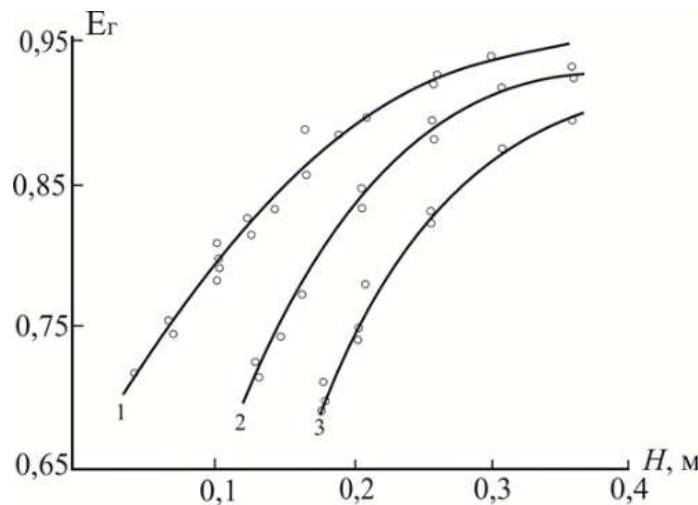


Рисунок 4.2 – Зависимость тепловой эффективности барботажной тарелки E_r от высоты газожидкостного слоя. о – экспериментальные данные [10]; сплошные линии расчет по (4.6); 1 – $W_k = 1,5$ м/с; 2 – $W_k = 2,5$ м/с; 3 – $W_k = 3,5$ м/с.

Поток теплоты на тарелке

$$Q = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жн}} - T_{\text{жк}}) - Q_u; Q = G(I_k - I_h), \quad (4.9)$$

где $Q_u = c_{\text{рж}}T_{\text{жк}}G(x_k - x_h)$ – поток теплоты с испарившейся жидкостью, обычно составляет не более 3–5 %; L, G – массовые расходы жидкой и газовой фаз, кг/с.

При известных значениях входных термодинамических величин $T_{\text{жн}}, T_{\text{жк}}^*, I_h$, неизвестной величиной в зависимости (4.4) является $I_{\text{ср}}^*$, которая связана со средней температурой жидкой фазы на тарелке, т.е. $I_{\text{ср}}^* = (c_{\text{пр}} + c_{\text{пп}}x_{\text{ср}}^*)T_{\text{жср}} + rx_{\text{ср}}^*$, где $c_{\text{пп}}$ – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг К), r – скрытая теплота испарения жидкости, Дж/кг (для воды $r = 250 \cdot 10^4$ Дж/кг).

Основной задачей в такой постановке является определение средней температуры жидкой фазы в барботажном слое, которая может находиться по принятой модели структуры потока или из численного решения

дифференциального уравнения теплообмена в жидкой фазе с межфазным источником теплоты.

4.1.4 Численная модель

Теоретической основой численного моделирования явлений переноса являются фундаментальные законы сохранения импульса, массы и энергии в локальной (дифференциальной) форме. Учитывая различные пространственно-временные масштабы физических явлений, в промышленных аппаратах часто выполняется сокращение исходного математического описания до двух или одномерных моделей. Причем в двухфазных средах с хаотичной структурой (барботаж, нерегулярные насадки и т.д.) в математических моделях взаимодействия между фазами учитываются локальными или осредненными по всему объему среды межфазными источниками импульса, массы и теплоты [4,17,19,103–105,119]. Такой подход является частным случаем модели многоскоростного континуума [1] и дает удовлетворительные результаты для процессов ректификации, абсорбции и в том числе с учетом химических превращений на барботажных тарелках различных конструкций, а именно на клапанных и ситчатых, колпачковых и других типах контактных устройств. С учетом того, что в турбулентном барботажном слое в ядре потока жидкости фазы по высоте наблюдается практически полное перемешивание дифференциальные уравнения движения, тепло-и массообмена записываются в двумерной форме в продольном и поперечном направлениях тарелки с уравнениями баланса [120].

Уравнение теплообмена в барботажном слое в ядре потока для жидкой фазы имеет вид

$$u_{\text{ж}}(r)\rho_{\text{ж}}c_{\text{рж}} \frac{\partial T_{\text{ж}}}{\partial \xi} = \lambda_{\text{тж}} \frac{\partial^2 T_{\text{ж}}}{\partial r^2} + \lambda_{\text{тж}} \frac{\partial^2 T_{\text{ж}}}{\partial \xi^2} + \frac{qdF}{dV}, \quad (4.10)$$

где $u_{\text{ж}}(r)$ – скорость жидкости, как функция поперечной координаты, м; r, ξ – поперечная и продольная координаты на плоскости тарелки, м; $\lambda_{\text{тж}}$ – коэффициент

турбулентной теплопроводности в ядре жидкой фазы, Вт/(м²К), вычисляется по модели изотропной турбулентности [4,9]; q – плотность потока теплоты, Вт/м² через площадь межфазной поверхности dF (м²) в элементарном объеме dV двухфазного слоя, м³.

Уравнение теплообмена (4.10) решается совместно с уравнением баланса теплоты $dI = \rho_{ж} c_{рж} dT_{ж}$.

К уравнению (4.10) записываются граничные условия

- при $\xi = 0$; $u_{ж}(r) = u_{жн}(r)$; $T_{ж} = T_{жн}$; (на входе);
- при $\xi = l_{ж}$; $\partial T_{ж} / \partial \xi = 0$ (на выходе тарелки);
- при $r = R$; $u(r) = 0$; $\partial T_{ж} / \partial r = 0$ (на стенке колонны с теплоизоляцией), где R – радиус колонны (тарелки), м; l – длина пути жидкости от приемной планки к сливной, м; нижний индекс «н» – начальное значение.

Локальный поток теплоты (Вт/м²):

$$q = K_{\Gamma}(T_{ж} - T_{\Gamma}) + K_x(x^* - x)I_{\pi}\rho_{\Gamma}. \quad (4.11)$$

Известно, что при охлаждении жидкости газом при непосредственном контакте фаз основное сопротивление тепло- и массопередачи сосредоточено в газовой фазе и тогда $K_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma}$, $K_x = \beta_{\Gamma}$ – где α_{Γ} , β_{Γ} – коэффициенты тепло- и массоотдачи в газовой фазе. Кроме этого, для упрощения расчетов применяется аналогия Льюиса и тогда локальный поток теплоты записывают используя разность энталпий в газовой фазе $q = \beta_x(I^* - I)$, где β_x – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/(м²с). Такой подход широко применяется в расчетах градирен и других аппаратов [15,20,111,121,122].

В данном выражении энталпия I^* вычисляется при $T_{ж}$ и относительной влажности $\phi = 100\%$, таблица 4.1

В уравнении теплопереноса (4.10) профиль скорости $u_{ж}(r)$ зависит от условий входа жидкой фазы на тарелку, от конструкции тарелки и режима

барботажа. Результаты численного решения системы уравнений движения жидкой фазы на тарелках представлены в работах для [4,9,17–19] клапанных и ситчатых, колпачковых и других конструкций, и могут применяться при решении уравнения (4.10). Пример полученного профиля скорости дан на рисунке 4.3 [19].

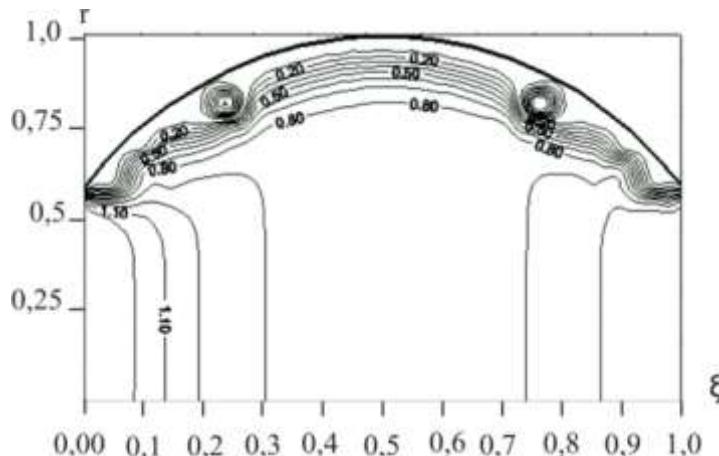


Рисунок 4.3 – Безразмерный профиль скорости жидкости u / u_H на клапанной тарелке (вид сверху) [9,19]

4.1.5 Ячеичная модель

На барботажных тарелках небольшого диаметра (до 0,3–0,5 м) принято использовать модель полного смешения жидкой фазы при интенсивном режиме работы ($W_\Gamma > 0,4$ м/с). При увеличении диаметра тарелок структуру потоков чаще описывают диффузионной, ячеичной или комбинированными моделями структуры потока, где основным параметром является эмпирический коэффициент обратного (продольного) перемешивания [7,16]. Для наглядности расчетов примем ячеичную модель в продольном направлении, допуская в поперечном – равномерное распределение фаз. Тогда барботажный слой условно делится на ряд последовательных ячеек полного перемешивания жидкой фазы в направлении от приемной планки к сливной, т.е. по пути движения жидкости.

Для i -ой ячейки запишем уравнение теплообмена между газовой и жидкой фазами

$$Lc_{\text{рж}}(T_{\text{ж}, i-1} - T_{\text{ж}, i}) - Q_{ui} = (\beta F)_{xi} \Delta I_{\text{ср}, i}, \quad (4.12)$$

где коэффициент $(\beta F)_{xi}$ отнесен к средней разности влагосодержаний газа в i -ой ячейке использую аналогию Льюиса; $\Delta I_{\text{ср}, i}$ – средняя разность энталпий в i -ой ячейке, Дж/кг; $i = 1, 2, \dots, n$, n – число ячеек.

Из выражения (4.12) средняя температура $T_{\text{ж}, i}$ в i -ой ячейке [120]

$$T_{\text{ж}, i} = T_{\text{ж}, i-1} - \frac{(\beta F)_{xi} \Delta I_{\text{ср}, i} - Q_i}{L c_{\text{рж}}} . \quad (4.13)$$

Произведение $(\beta F)_{xi}$ имеет размерность кг/с, где $\beta \sim \text{кг}/(\text{м}^2 \text{с})$, $F \sim \text{м}^2$.

Первоначально в качестве наглядного примера для системы воздух–вода рассмотрим модель полного смешения жидкой фазы на всей тарелке ($n=1$). Тогда $T_{\text{жк}}=T_{\text{жср}}$ [110].

В первом приближении находится температура жидкой фазы на выходе тарелки $T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} - E_{\text{ж}}(T_{\text{жн}} - T_{\text{мт}}^*)$, где тепловая эффективность по жидкой фазе принимается $E_{\text{ж}} \approx 0,5$, а затем уточняется в процессе решения задачи. Вычисляется поток теплоты (4.9) $Q = c_{\text{рж}} L (T_{\text{жн}} - T_{\text{жк}})$, энталпия на линии насыщения из выражений (4.4), (4.9) $I_{\text{ср}}^* = I_{\text{н}} + Q / (E_{\Gamma} G)$, где тепловая эффективность задается исходя из технического задания на проектирование аппарата, например $E_{\Gamma} = 0,8 \div 0,9$. Первоначально можно записать поток теплоты $Q_u \approx 0,03Q$. По значению $I_{\text{ср}}^*$ из таблицы 4.1 уточняется температура $T_{\text{жк}}$ и если между принятым и полученным значениями расхождение более 5–7%, то выбирается новое приближение. Вычисляется по заданной эффективности E_{Γ} требуемое число единиц переноса $N_{\Gamma} = \ln(1 / (1 - E_{\Gamma}))$ и далее коэффициент массоотдачи $\beta_{\Gamma f} = N_{\Gamma} W_{\Gamma} S_{\text{к}} / S_{\text{т}}$, м/с. Затем для выбранного типа тарелки по выражению (4.7) или (4.8) коэффициент $\beta_{\Gamma f} = (\beta F)_{\Gamma} / S_{\text{т}}$. Выбирается режим работы и конструктивные параметры, обеспечивающие требуемые значения $\beta_{\Gamma f}$ и, соответственно, N_{Γ} и эффективность E_{Γ} .

Находится средняя движущая сила переноса (при $\Delta I_6 / \Delta I_M > 2$)

$$\Delta I_{cp} = \frac{\Delta I_6 - \Delta I_M}{\ln \frac{\Delta I_6}{\Delta I_M}}, \quad (4.14)$$

где $\Delta I_6 = \Delta I_{cp}^* - I_H$; $\Delta I_M = \Delta I_{cp}^* - I_K$ – большая и меньшая значения движущих сил на входе газа в барботажный слой и на выходе из него.

Вычисляется конечная температура (4.13) при $n=1$

$$T_{jk} = T_{jh} - \frac{(\beta F)_x}{Lc_{pj}} \Delta I_{cp}, \quad (4.15)$$

где коэффициент $(\beta F)_x = \beta_{rf} S_T \rho_T / S_K$, кг/(м²с).

Температура газа и влагосодержание находятся из выражений (4.3) и (4.4)

$$T_{jk} = T_{jh} + E_r (T_{jk cp} - T_{jh}), \quad (4.16)$$

$$x_K = x_{jh} + E_x (x_{cp}^* - x_{jh}). \quad (4.17)$$

Таким образом, для заданного типа тарелки определены все выходные параметры процесса охлаждения жидкой фазы газом и далее находится тепловая эффективность охлаждения жидкости E_{jk} (4.3). Для определения энергозатрат на подачу газа вычисляется перепад давления ΔP_r газожидкостного слоя и мощность на подачу газа $N_o = W_r S_K \Delta P_r$, Вт.

4.1.6 Пример расчета

В качестве примера расчета и сравнения результатов использованы исходные экспериментальные данные [121] по режимным и термодинамическим параметрам, полученным при охлаждении воды воздухом на макете градирни с сетчатой полиэтиленовой насадкой высотой $H = 0,4$ м. Скорость воздуха в градирне $W_K = 1,07$ м/с, плотность орошения $q = 7,61$ м³/(м²час), т.е. $L = 2,11$ кг/с, массовый расход воздуха $G = 1,44$ кг/с при $S_K = 1,15$ м².

Начальная температура воды $T_{жн} = 38,4^\circ\text{C}$; температура смоченного термометра $T_{МТ}^* = 16,7^\circ\text{C}$; температура воздуха $T_{Гн} = 25,9^\circ\text{C}$; относительная влажность $\varphi_H = 35\%$; $x_H = 0,00727 \text{ кг/кг}$; $I_H = 44,4 \text{ кДж/кг}$; $\rho_{\Gamma} = 1,175 \text{ кг/м}^3$.

По исходным данным требуется определить температуру воды и воздуха на выходе барботажной тарелки и тепловые эффективности E_{Γ} , $E_{ж}$ и сравнить с исследованным процессом на макете градирни.

В первом приближении принимаем $T_{жк} \approx 28^\circ\text{C}$; ($T_{жк} = T_{жн} - 0,5(T_{жн} - T_{МТ}^*)$).

Поток теплоты $Q = Lc_{рж}(T_{жн} - T_{жк}) = 91,72 \text{ кВт}$.

Энталпия воздуха $I_K = Q / G + I_H = 108 \text{ кДж/кг}$; энталпия I_{cp}^* при $E_{\Gamma} = 0,9$, $I_{cp}^* = I_H + \frac{Q}{GE_{\Gamma}} = 115,2 \text{ кДж/кг}$. Согласно табл. 4.1 необходимо увеличить $T_{жк}$.

Принимаем согласно таблице 4.1 $T_{жк} = 30^\circ\text{C}$.

Поток теплоты $Q = 74,0 \text{ кВт}$; $I_K = 95,85 \text{ кДж/кг}$; $I_{cp}^* = 101,5 \text{ кДж/кг}$. По табл. 4.1 температура близка к значению температуры $T_{жк} = 30^\circ\text{C}$. Число единиц переноса при $E_{\Gamma} = 0,9$ равно $N_{\Gamma} = 2,3$. Коэффициент массоотдачи $\beta_{rf} = 2,83 \text{ м/с}$ или $(\beta A)_x = 3,32 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ (при $S_{\Gamma} = 1,0 \text{ м}^2$). Большая и меньшая движущие силы $\Delta I_{\delta} = 57,1 \text{ кДж/кг}$ и $\Delta I_M = 5,65 \text{ кДж/кг}$. Среднее значение (4.14) $\Delta I_{cp} = 22,27 \text{ кДж/кг}$.

По выражению (4.15) $T_{жк} = 30,02^\circ\text{C}$. Получили практически полное согласование с принятым значением.

Для ситчатой тарелки при заданной скорости газа $W_K = 1,07 \text{ м/с}$ по выражению (4.7) или математической модели выбирается высота статического столба жидкости (4.2) в расчете β_{rf} , обеспечивающая $\beta_{rf} = 2,83 \text{ м/с}$. Получаем $Re_{\Gamma} = 173,4$ (при $\chi = 2,67 \cdot 10^{-3}$, м); $Sc_{\Gamma} = 0,7$ и число Шервуда $Sh_{\Gamma} = 309,0$ при числе $We = 5,89 \cdot 10^{-3}$, отсюда $h_{ct} = 0,035 \text{ м}$. Далее по экспериментальному

выражению (4.2) для расчета $h_{\text{ст}}$ находится высота сливной планки на ситчатой тарелке, обеспечивающая данное значение $h_{\text{ст}}$.

При $T_{\text{жк}} = 30^\circ\text{C}$, тепловая эффективность по охлаждению воды $E_{\text{ж}} = 0,387$. На макете насадочной градирни при аналогичных входных параметрах получено [14] $E_{\Gamma} = 0,392$, что практически соответствует E_{Γ} для ситчатой тарелки. Однако учитывая, что рабочая высота градирни (насадки) $H = 0,4$ м, а высота барботажного слоя (пены) $H_{\text{Г-ж}} = h_{\text{ст}} / (1 - \varphi_{\Gamma})$, где φ_{Γ} – газосодержание ($\varphi_{\Gamma} = \sqrt{Fr} / (1 + \sqrt{Fr})$), составляет значение $H_{\text{Г-ж}} = 0,1$ м ($Fr = W_{\Gamma}^2 / gh_{\text{ст}}$ – критерий Фруда), барботажная ситчатая тарелка имеет некоторое преимущество. Но перепад давления газа на тарелке $\Delta P_{\Gamma} \approx 345$ Па, что больше в несколько раз, чем в градирне.

Температура воздуха на выходе из газожидкостного слоя (4.16) $T_{\text{ГК}} = 29,6^\circ\text{C}$. Влагосодержание на выходе (4.17) $x_{\text{к}} = 0,02527$ кг/кг. Поток теплоты с испарившейся жидкостью $Q_u = 3,25$ кВт. Тепловой поток без учета испарения $Q = 74,0$ кВт. Значение Q_u составляет около 4% и может быть учтено в повторном расчете, однако это слабо влияет на результаты.

При делении барботажного слоя в поперечном направлении на ячейки полного перемешивания решение модели идеального смешения ($n=1$) может применяться в качестве начального приближения.

Для каждой ячейки вычисляется по заданному температурному профилю $Q_i = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{ж}}_{i-1} - T_{\text{ж}}_i)$; $I_{\text{ср}}^* = I_{\text{H}} + Q_i / (E_{\Gamma} G_i)$, по таблице уточняется температура, расчет значений Q_i , $\Delta I_{\text{ср}}^*$ повторяется до уточнения температуры жидкости в i -ой ячейке. Затем находится $I_{\text{к}}_i$; $\Delta I_{\delta i}$; $\Delta I_{\text{м}i}$; $\Delta I_{\text{ср}i}$ и $T_{\text{ж}i}$ по формуле (4.13), где значение $(\beta F)_{xi}$ имеет вид $(\beta F)_{xi} = (\beta F)_x S_{ti} / S_{\text{T}}$, где S_{ti} – площадь i -ой ячейки; $(\beta F)_x$ – вычисляется, как показано выше для всей тарелки.

Число и размеры ячеек полного перемешивания жидкости зависят от конструкции, размера тарелки и режима барботажа и находятся экспериментально.

Например, для ситчатых тарелок диаметром около одного метра при устойчивом режиме работы различными исследователями установлены три ячейки полного перемешивания: одна у приемной планки ($l_1 / l_{\text{ж}} \approx 0,25$), одна в центре тарелки ($l_2 / l_{\text{ж}} \approx 0,5$) и у сливной планки ($l_3 / l_{\text{ж}} \approx 0,25$). Для выше приведенного примера выполнены расчеты охлаждения воды воздухом и получены следующие значения температур по ячейкам $T_{\text{ж}1} = 35,3^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{ж}2} = 31^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{ж}3} = T_{\text{жк}} = 29,8^{\circ}\text{C}$ (при $T_{\text{жн}} = 38,4^{\circ}\text{C}$). Как следует из полученных результатов ячечная модель ($n=3$) не приводит к существенному отличию по конечной температуре по сравнению с полным перемешиванием ($n=1$) при условии равномерного профиля скорости газа на входе тарелки. Однако ячечная модель дает информацию о профиле температур жидкой и газовой фаз по длине барботажного слоя, что имеет важное значение в расчетах тепломассообменных процессов с тепловыми эффектами и нежелательным термополимерообразованием [120].

4.2 Математическая модель и эффективность охлаждения газа в скруббере с барботажными тарелками

4.2.1 Теоретические основы моделирования

Теоретической основой математического моделирования явлений переноса в двухфазных средах являются математические следствия фундаментальных законов сохранения импульса, массы и энергии, а также условия термодинамического равновесия. Законы сохранения представляются в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных и для двухфазной среды записываются раздельно для сплошной и дисперсной [2]. В барботажном слое сплошной фазой является жидкость, в которой по возможности равномерно распределяются газовые струи и пузыри, через межфазную поверхность которых происходит обмен импульсом, массой и энергией. При наличии в газе дисперсной

фазы за счет градиентно-инерционного и турбулентного механизмов происходит миграция частиц и осаждение на поверхности раздела, таким образом, газ очищается от пыли и других видов загрязнений [9,12,14]. Охлаждение газа происходит за счет молекулярного и конвективного механизмов при соприкосновении фаз, а также за счет конденсационного, т.е. за счет конденсации влаги на межфазной поверхности если $C_g > C_g^*$, где C_g – концентрация влаги в газовой фазе; C_g^* – концентрация на линии насыщения на границе раздела фаз при $\varphi = 100\%$ и температуре $T_{жк}$, где φ – относительное влагосодержание, %; $T_{жк}$ – температура жидкой фазы. Механизм конденсационного охлаждения газа дает возможность даже охладить газ ниже температуры точки росы,

Схемы взаимодействия фаз на тарелках даны на рисунке 4.4.

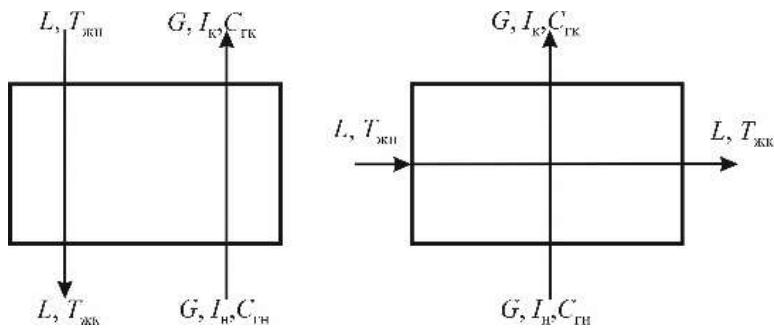


Рисунок 4.4 – Схемы взаимодействия газа и жидкости на тарелках. Слева – провальная тарелка; справа – тарелка перекрестного тока.

Тепловой баланс охлаждения газа

$$\begin{aligned} Q &= Lc_{pж}(T_{жк} - T_{жн}) + Q_{п} = \\ &= G(I_{H} - I_{K}) + Gc_{pж}T_{жк}(C_{тн} - C_{гк}), \end{aligned} \quad (4.18)$$

где Q – тепловой поток, Вт; L, G – массовые расходы жидкости и газа, кг/с; $T_{жн}, T_{жк}$ – температуры жидкой фазы на входе в барботажный слой и на выходе, $^{\circ}\text{C}$; I_H, I_K – удельная энталпия газа на входе и выходе, Дж/кг; $C_{тн}, C_{гк}$ – начальное и конечное влагосодержание газа, кг/кг; $c_{pж}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кгК); $Q_{п}$ – тепловые потери, которые незначительное и ими обычно

пренебрегают. В правой части (4.18) правое слагаемое учитывает поток теплоты за счет приращения массы жидкости при конденсации влаги.

При составлении теплового баланса (4.18) приняты следующие допущения: температуры жидкой фазы на входе и выходе тарелок равномерные, т.е. осредненные в данных сечениях; энталпия газа и влагосодержание на входе на тарелки постоянные в данных сечениях; энталпия и влагосодержание газа на выходе из барботажного слоя на некотором расстоянии выше слоя усредняются за счет перемешивания газа в межтарельчатом пространстве; массовые расходы фаз постоянные [123].

При конденсационном охлаждении газа основное сопротивление тепло-и массообмену сосредоточено в газовой фазе, поэтому коэффициенты теплопередачи и массопередачи практически равны коэффициентом теплоотдачи и массоотдачи в газовой фазе. Причем используя аналогию Льюиса плотность теплового потока записывается в виде $q = \beta_x (I - I^*)$, β_x – коэффициент массоотдачи, отнесенной к разности влагосодержаний, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$; I^* – удельная энталпия газа на линии насыщения при $T_{ж}$, $\text{Дж}/\text{кг}$. Представленная форма записи упрощает расчеты теплообмена и используется как для градирен, так и для скрубберов.

Как обосновано в следующем разделе в пенном слое на провальных тарелках практически идеальное вытеснение газа и полное перемешивание жидкой фазы, что значительно упрощает расчеты тепловой эффективности. Для ситчатых тарелок представлена математическая модель тепло-и массообмена с учетом структуры потока жидкой фазы.

Дифференциальное уравнение теплообмена в жидкой фазе турбулентного барботажного слоя при стационарном режиме записывается с применением объемного локального или осредненного по всему объему источника теплоты от газовой фазы. Это уравнение записывается для ядра жидкой фазы в двумерной форме учитывая, что по высоте барботажного слоя в ядре жидкой фазы практически полное перемешивание [123]

$$\rho_{ж} c_{рж} u_{ж}(r) \frac{\partial T_{ж}}{\partial x} = \lambda_{тж} \frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial x^2} + \lambda_{тж} \frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial r^2} + \beta_x a_v (I - I^*), \quad (4.19)$$

где $u_{ж}(r)$ – скорость жидкости, как функция поперечной координаты, м/с; $\lambda_{тж}$ – коэффициент турбулентной теплопроводности в ядре жидкой фазы, Вт/(мК); a_v – удельная площадь межфазной поверхности в барботажном слое, $\text{м}^2/\text{м}^3$; r, x – поперечная и продольная координаты на плоскости тарелки, м. Размерность всех членов в уравнении (4.19) – Вт/м³.

При $x = 0$ – вход жидкой фазы на тарелку;

при $x = l_{ж}$ – выход жидкости через переливную планку; $l_{ж}$ – длина пути жидкой фазы на тарелке.

Профиль скорости $u_{ж}(r)$ может определяться экспериментально или из численного решения системы уравнений движения жидкой фазы [4,5,9,19].

Уравнение (4.19) решается совместно с выражением тепловой эффективности при идеальном вытеснении в газовой фазе, которое, как известно, имеет вид

$$\frac{I_{\text{H}} - I_{\text{K}}}{I_{\text{H}} - I^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_x F}{G}\right), \quad (4.20)$$

где $I^* = f(T_{ж}$ при $\varphi = 100\%$); F – площадь поверхности контакта фаз, м².

Концентрация влаги $C_{\text{гк}}$ на выходе из барботажного слоя находится из выражения массообменной эффективности при идеальном вытеснении газа

$$\frac{C_{\text{гн}} - C_{\text{гк}}}{C_{\text{гн}} - C_{\text{г}}^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_{\text{г}} F \rho_{\text{г}}}{G}\right), \quad (4.21)$$

где $C_{\text{г}}^* = f(T_{ж}$ при $\varphi = 100\%$); $\beta_{\text{г}}$ – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, м/с.

Таким образом, представлена система из трех взаимосвязанных уравнений с тремя неизвестными – $T_{ж}, I_{\text{K}}$ и $C_{\text{гк}}$.

Решение системы уравнений (4.19)–(4.21) показано в следующих разделах.

4.2.2 Идеализированные модели структуры потоков

Известно, что газ в барботажном слое на тарелках провального и перекрестного тока движется практически в режиме идеального вытеснения. Кроме этого, переходя от нижней тарелки к верхней в межтарельчатом пространстве (выше барботажного слоя) происходит полное перемешивание в газовой фазе, т.е. поступающий газ на следующую тарелку имеет постоянную по сечению температуру и концентрацию перед входом в барботажный слой. Это допущения, которые подтверждаются экспериментально, значительно упрощают составление математической модели тепломассообмена. С гидродинамической структурой потока жидкой фазы в барботажном слое не всё так однозначно. Если по высоте барботажного слоя при турбулентном режиме в ядре жидкой фазы принимается идеальное перемешивание, то в поперечном и продольном направлениях движения жидкости по плоскости тарелки от приемного порога к сливному (на тарелках не провального типа) структура потока более сложная и может иметь как циркуляционные контуры у стенки колонны, полное перемешивание сразу за приемной планкой и перед сливной (в режиме устойчивого барботажа), то в центре колонны профиль скорости жидкой фазы может иметь гидродинамические неоднородности, которые усиливаются при увеличении диаметра колонны, что снижает эффективность тепломассообмена. Структура потока в таких случаях описывается диффузионной или ячеичной моделями, из которых могут составляться комбинированные модели с учетом рецикла и байпаса жидкой фазы [7,11,16]. Однако в колоннах диаметром более 1,2–1,6 метров применяются двух и более поточные тарелки, что значительно снижает гидродинамические неравномерности, т.к. длина пути жидкости, как правило не более одного метра на поток.

На провальных тарелках явления переноса имеют стохастическую природу из-за прохождения жидкости и газа в противотоке через отверстия в тарелках. Из-за этого режим устойчивой работы таких тарелок значительно меньше, чем у ситчатых и, тем более, клапанных и колпачковых. Одно, применение провальных

тарелок в скрубберах охлаждения и очистки газа от дисперсной фазы целесообразно при больших концентрациях частиц, которые могут забивать отверстия на ситчатых и клапанных тарелках, в отличии от провальных противоточных с большим диаметром (10–20 мм) отверстий или щелей. Кроме этого, провальные тарелки сравнительно просто очищаются от прилипающей дисперсной фазы и имеют меньшую стоимость.

Таким образом, первоначально рассмотрим идеализированные модели гидродинамической структуры потоков на провальных тарелках, которые в качестве первого приближения могут применяться и на тарелках перекрестного тока, а именно идеальное вытеснение газовой фазы и идеальное перемешивание жидкой.

Тепловую эффективность охлаждения газа при непосредственном контакте с жидкой фазой запишем в известной форме при условии идеального вытеснения газа т полного перемешивания жидкой фазы

$$E_\Gamma = \frac{T_{\Gamma\text{Н}} - T_{\Gamma\text{К}}}{T_{\Gamma\text{Н}} - T_{\text{ЖК}}} = 1 - \exp(-N_\Gamma), \quad (4.22)$$

где $T_{\Gamma\text{Н}}$, $T_{\Gamma\text{К}}$ – начальная и конечная температуры газа, $^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{ЖК}}$ – конечная температура охлаждающей жидкости, которая при условии идеального смешения будет равна средней, т.е. $T_{\text{ЖК}} = T_{\text{Жср}}$; N_Γ – тепловое число единиц переноса, которое имеет вид

$$N_\Gamma = \frac{KF}{c_{\text{пр}}V_\Gamma\rho_\Gamma}, \quad (4.23)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$; F – площадь межфазной поверхности контакта фаз, м^2 ; V_Γ – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; $c_{\text{пр}}$ – удельная теплоемкость газа, $\text{Дж}/(\text{кг К})$; ρ_Γ – плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При охлаждении газа жидкой фазой основное сопротивление теплопередачи сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициент теплопередачи практически равен коэффициенту теплоотдачи в газовой фазе, т.е. $K = a_\Gamma$, где a_Γ – коэффициент

теплоотдачи в газовой фазе, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Значение площади межфазной поверхности в турбулентном барботажном слое определить крайне затруднительно, поэтому чаще при экспериментальных исследованиях тепло- и массообменных процессов на барботажных тарелках находится произведение $(\beta_\Gamma F)$ ($\text{м}^3/\text{с}$) и $(\alpha_\Gamma F)$ ($\text{Вт}/\text{К}$), где β_Γ , α_Γ – средние коэффициенты массоотдачи, $\text{м}/\text{с}$ и теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. При обобщении экспериментальных данных многие авторы относят произведения $(\beta_\Gamma F)$ и $(\alpha_\Gamma F)$ к рабочей площади тарелок, т.е. $\beta_{\Gamma f} = (\beta_\Gamma F) / S_t$ $\text{м}/\text{с}$; $\alpha_{\Gamma f} = (\alpha_\Gamma F) / S_t$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, где S_t – рабочая площадь тарелки, м^2 . Обобщенные зависимости представляются в виде критериальных выражений вида [10]

$$Sh_\Gamma = A \text{Re}_\Gamma^m \text{We}^n \text{Sc}_\Gamma^k, \quad (4.24)$$

$$Nu_\Gamma = A \text{Re}_\Gamma^m \text{We}^n \text{Pr}_\Gamma^k, \quad (4.25)$$

где $Sh_\Gamma = \beta_{\Gamma f} \chi / D_\Gamma$ – число Шервуда; $Nu_\Gamma = \alpha_{\Gamma f} \chi / \lambda_\Gamma$ – число Нуссельта; $\text{Re}_\Gamma = w_\Gamma \chi / \nu_\Gamma$ – число Рейнольдса; w_Γ – скорость газа в колонне, $\text{м}/\text{с}$; $\text{We} = \sigma / (\rho_\text{ж} g h_\text{ст}^2)$ – число Вебера; $\text{Sc}_\Gamma = \nu_\Gamma / D_\Gamma$ – число Шмидта; $\text{Pr}_\Gamma = \nu_\Gamma / a_\Gamma$ – число Прандтля; χ – капиллярная постоянная, м ; ($\chi = \sqrt{\sigma / \rho_\text{ж} g}$); D_Γ – коэффициент диффузии (в данном случае влаги) компонента в газовой фазе, $\text{м}^2/\text{с}$; λ_Γ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м К})$; ν_Γ – кинематический коэффициент вязкости газа, $\text{м}^2/\text{с}$; a_Γ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; σ – поверхностное натяжение, $\text{Н}/\text{м}$; $\rho_\text{ж}$ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $h_\text{ст}$ – высота статического столба жидкости на тарелке, м .

Коэффициент пропорциональности A и показатели степеней m , n и k при критериях подобия находятся экспериментально для каждой конструкции тарелки и представлены в научных статьях и монографиях [5,7,10]. Например:

для провальной тарелки $A = 1,53$; $m = 0,72$; $n = -0,25$; $k = 0,5$;

для ситчатой тарелки $A = 2,5$; $m = 0,72$; $n = -0,25$; $k = 0,5$.

Учитывая вышеизложенное число единиц переноса N_{Γ} (4.23) запишется в виде

$$N_{\Gamma} = \frac{\beta_{\Gamma f} S_{\Gamma}}{w_{\Gamma} S_{\Gamma}}, \quad (4.26)$$

где $V_{\Gamma} = w_{\Gamma} S_{\Gamma}$, м³/с; S_{Γ} – площадь поперечного сечения колонны, м².

Расчет тепловой эффективности (4.22) для провальных и ситчатых тарелок удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными [10] (рисунок 4.5).

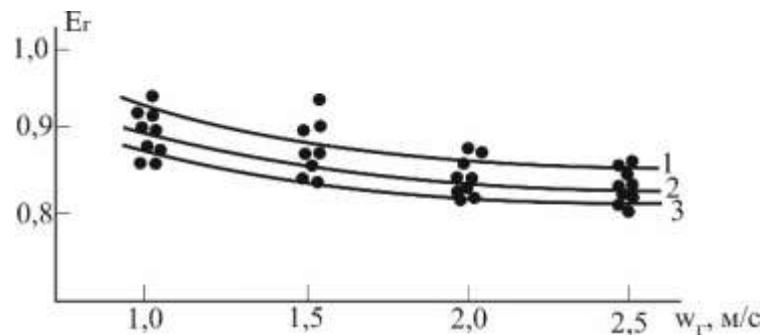


Рис. 4.5 Зависимость эффективности E_{Γ} от скорости газа при $T_{\Gamma H}=200^{\circ}\text{C}$ и удельном расходе $V_{\text{ж сп}} = 3,5 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{ч})$; высота газожидкостного слоя: 1 – 0,105 м; 2 – 0,055 м; 3 – 0,03 м. Точки – экспериментальные данные [10], сплошные линии – расчет по выражению (4.22).

Первоначально рассмотрим пример расчета охлаждения сухого газа ($\varphi_{\text{H}} \approx 0\%$).

Для жидкой фазы запишем поток теплоты

$$Q = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}) = \alpha_{\Gamma f} S_{\Gamma} \Delta T_{\text{гср}}, \quad (4.27)$$

$\Delta T_{\text{гср}} = (\Delta T_{\delta} - \Delta T_{\mathcal{M}}) / \ln(\Delta T_{\delta} / \Delta T_{\mathcal{M}})$ – средняя логарифмическая движущая сила теплопередачи, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\delta} = T_{\Gamma H} - T_{\text{жк}}$; $\Delta T_{\mathcal{M}} = T_{\text{гк}} - T_{\text{жк}}$ – большая и меньшая движущая сила теплообмена в газовой фазе, $^{\circ}\text{C}$; принято, что при идеальном смешении $T_{\text{жк}} = T_{\text{жср}}$.

Таким образом, из выражений (4.22) и (4.27) запишем температуры газа и жидкости [123]

$$T_{\text{гк}} = T_{\text{гн}} - E_{\Gamma} (T_{\text{гн}} - T_{\text{жк}}), \quad (4.28)$$

$$T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \frac{\alpha_{\Gamma f} S_{\text{T}} \Delta T_{\text{гср}}}{L c_{\text{пж}}}. \quad (4.29)$$

Для решения системы уравнений (4.28), (4.29) задаются условия на выходе: $T_{\text{гн}}$, $T_{\text{жн}}$, L , G и конструктивные характеристики тарелки, а также требуемая температура газа на выходке $T_{\text{гк}}$.

При условии равномерной работы, вычисляются гидравлические характеристики барботажа (w_{Γ} , $h_{\text{ст}}$), далее коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Gamma f}$ и тепловая эффективность E_{Γ} . Затем из решения уравнений (4.28), (4.29) в итерационном цикле находятся значения температур газа $T_{\text{гк}}$ и жидкости $T_{\text{жк}}$ на выходе с тарелки.

4.2.3 Пример расчета для воздух–вода при заданном температурном режиме.

Задано: $T_{\text{гн}} = 85^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{жн}} = 15^{\circ}\text{C}$, $L = 5 \text{ кг/с}$, $G = 1,0 \text{ кг/с}$. Требуемая температура на выходе $T_{\text{гк}} = 40^{\circ}\text{C}$. Тарелка провального типа, принимаем при устойчивом режиме барботажа $w_{\Gamma} \approx 1,0 \text{ м/с}$, при нормальных условиях.

Диаметр колонны (тарелки) $D_{\text{K}} = \sqrt{4G / (\rho_{\Gamma} \pi w_{\Gamma})} = 1,10 \text{ м}$, $S_{\text{T}} = 0,95 \text{ м}^2$ (плотность воздуха при средней температуре $T_{\text{гср}} = 62^{\circ}\text{C}$, $\rho_{\Gamma} = 1,05 \text{ кг/м}^3$, $c_{\text{пр}} = 1,005 \text{ кДж/(кг К)}$). Тепловая эффективность задается 0,7. При первом приближении задается $T_{\text{жср}} = 20^{\circ}\text{C}$. Число единиц переноса при идеальном вытеснении $N_{\Gamma} = \ln(1 - E_{\Gamma})^{-1} = 1,20$, где $N_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma f} S_{\text{T}} / (\rho_{\Gamma} c_{\text{пр}} w_{\Gamma} S_{\text{K}})$, на провальной тарелке $S_{\text{T}} = S_{\text{K}}$.

Требуемое	значение	коэффициента	теплоотдачи
-----------	----------	--------------	-------------

$\alpha_{\Gamma f} = N_{\Gamma} c_{\text{пр}} w_{\Gamma} \rho_{\Gamma} = 1266,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$. Большая и меньшая разности температур $\Delta T_{\delta} = 85 - 20 = 65^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\mathcal{M}} = 40 - 20 = 20^{\circ}\text{C}$. Среднее значение $T_{\text{гср}} = 38,1^{\circ}\text{C}$.

Температура жидкости (4.29) $T_{\text{жк}} = 17,1^{\circ}\text{C}$, что меньше, чем заданная. Уточняем температуру газа (4.28) $T_{\text{гк}} = 37,5^{\circ}\text{C}$. Уточняем: $\Delta T_{\delta} = 67,9^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\mathcal{M}} = 20,4^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\text{гср}} = 39,6^{\circ}\text{C}$. Уточняем $T_{\text{жк}}$ из (4.29), имеем $T_{\text{жк}} = 17,26^{\circ}\text{C}$; температура $T_{\text{гк}} = 37,6^{\circ}\text{C}$. Итерационный цикл расчета сошелся. В результате получили при заданных начальных условиях: $T_{\text{гк}} = 37,6^{\circ}\text{C}$. $T_{\text{жк}} = 17,26^{\circ}\text{C}$; Тепловой баланс $Q = G c_{\text{пр}} (T_{\text{гн}} - T_{\text{гк}}) = 47,63 \text{ кВт}$; $Q = L c_{\text{рж}} (T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}) = 47,26 \text{ кВт}$. Расхождение около 1 %, т.е. вполне удовлетворительное в расчетах барботажных тарелок. Тепловая эффективность $E_{\Gamma} = (85 - 37,6) / (85 - 17,26) = 0,7$, т.е. равна заданной.

При снижении расхода охлаждающей воды в два раза, т.е. $L = 2,5 \text{ кг/с}$, выполняя аналогичные расчеты получаем: $T_{\text{жк}} = 19,26^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{гк}} = 39^{\circ}\text{C}$.

При снижении требуемой температуры газа на выходе на 10°C , т.е. $T_{\text{гк}} = 30^{\circ}\text{C}$, в первом приближении требуемая тепловая эффективность при $T_{\text{жср}} = 20^{\circ}\text{C}$ составляет $E_{\Gamma} = 0,85$. Число единиц переноса $N_{\Gamma} = 1,9$. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Gamma f} = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$. Теперь выполняя аналогичные расчеты и задавая L (кг/с) воды можно из выражения (4.29) уточнить $T_{\text{жк}} = T_{\text{жср}}$. Получаем $T_{\text{жср}} = 17,90^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{гк}} = 29,97^{\circ}\text{C}$. Следует отметить, что одним вариантов расчета является определение расхода охлаждающей воды по заданному температурному режиму, тогда

$$L = \frac{G c_{\text{пр}} (T_{\text{гн}} - T_{\text{гк}})}{c_{\text{рж}} (T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}})}, \quad (4.30)$$

Получаем $L = 2,64 \text{ кг/с}$ или $9,51 \text{ м}^3/\text{час}$ при $T_{\text{жн}} = 15^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{жк}} = 20^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{гн}} = 85^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{гк}} = 30^{\circ}\text{C}$ при $G = 1 \text{ кг/с}$.

Заключительным этапом расчетов в приведенных примерах является выбор конструктивных характеристик тарелки на основе расчета Nu_{Γ} (4.25), для определения высоты статического столба жидкости $h_{\text{ст}}$ [10,16] по требуемым значениям $\alpha_{\Gamma f}$, установленным выше.

В расчете охлаждения влажного газа (конденсационное охлаждение) необходимо использовать энталпию газа, как сумму энталпий составляющих—сухого воздуха, а также паров воды. Например, при $T_{\text{гн}} = 85^{\circ}\text{C}$ и $\varphi = 50\%$

имеем $I_{\text{H}} = 745,4 \text{ кДж/кг}$, $C_{\text{гн}} = 0,249 \text{ кг/кг}$; при $\varphi_{\text{H}} = 80\%$:
 $I_{\text{H}} = 1474,3 \text{ кДж/кг}$, $C_{\text{гн}} = 0,523 \text{ кг/кг}$.

Для записи потока теплоты при конденсационном охлаждении газа, аналогично как и при испарительном охлаждении воды в градирнях, используется форма записи $Q = \beta_x F \Delta I_{\text{cp}}$, где коэффициент массоотдачи ($\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$) отнесен к разности влагосодержаний; ΔI_{cp} средняя разность энталпий в газовой фазе. Такая форма записи получена на основе аналогии Льюиса $\alpha_{\Gamma} \approx c_{\text{pr}} \beta_{\Gamma} \rho_{\Gamma}$ при $Sc_{\Gamma} \approx Pr_{\Gamma} \approx 1$.

Значение ΔI_{cp} вычисляется как среднее логарифмическое, где $\Delta I_{\delta} = I_{\text{H}} - I_{\text{cp}}^*$; $\Delta I_{\text{M}} = I_{\text{K}} - I_{\text{cp}}^*$; значение I_{cp}^* находится по температуре $T_{\text{жср}}$ при $\varphi = 100\%$, т.е. на линии насыщения.

Система уравнений (4.28), (4.29) для влажного газа запишется в виде [123]

$$I_{\text{K}} = I_{\text{H}} - E_{\Gamma} (I_{\text{H}} - I_{\text{cp}}^*), \quad (4.31)$$

$$T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \frac{\beta_{xf} S_{\text{T}} \Delta I_{\text{cp}}}{L c_{\text{рж}}}, \quad (4.32)$$

$$C_{\text{K}} = C_{\text{H}} - E_{\Gamma} (C_{\text{H}} - C^*), \quad (4.33)$$

где согласно принятой модели идеального смешения жидкой фазы $T_{\text{жк}} = T_{\text{жср}}$,

$I_{\text{cp}}^* = I_{\text{K}}^*$ и $C_{\Gamma}^* = f(T_{\text{жср}})$ при $\varphi = 100\%$.

Или по заданной температуре жидкости на выходе находится расход охлаждающей воды

$$L = \frac{G(I_H - I_K)}{c_{pж}(T_{жк} - T_{жн})}. \quad (4.34)$$

Значение $\beta_{x_f} = \beta_{rf} \rho_r$, где β_{rf} находится по выражению (4.24).

Для условий из выше рассмотренного примера, (при $L = 5 \text{ кг/с}$), только при $\varphi_H = 80 \%$, $I_H = 1474,3 \text{ кДж/кг}$ выполнено решение системы уравнений (4.31) – (4.33). Получено $T_{жк} = 52^\circ\text{C}$; $I_K = 654 \text{ кДж/кг}$; $T_{гк} = 61,9^\circ\text{C}$; $I_K^* = 303 \text{ кДж/кг}$; $C_{гк}^* = 0,097 \text{ кг/кг}$. Отсюда следует значительный нагрев воды и охлаждение газа всего до $T_{гк} = 61,9^\circ\text{C}$, а не до $T_{гк} = 37,6^\circ\text{C}$ как для сухого воздуха ($\varphi = 0 \%$). Эффективность охлаждения $E_r = (1474,3 - 654) / (1474,3 - 303) = 0,7$, как и было задано. Тепловой баланс соблюдается с погрешностью около 6 %. Однако при температуре жидкой фазы, нагретой более $45-50^\circ\text{C}$ начинается процесс повышенного испарения, что не учитывается в рассмотренной математической модели конденсационного охлаждения газа.

При увеличении расхода воды $L = 10 \text{ кг/с}$ (т.е. в два раза) из решения (4.31)–(4.33) получаем $T_{жк} = 36,3^\circ\text{C}$; $I_K = 536 \text{ кДж/кг}$; $T_{гк} = 50,7^\circ\text{C}$; $C_{гк}^* = 0,0388 \text{ кг/кг}$; $C_{гк} = 0,184 \text{ кг/кг}$.

Поток массы сконденсированной влаги $M = G(C_H - C_K) = 0,339 \text{ кг/с}$; поток теплоты за счет конденсации $Q_{кон} = Mr = 0,399 \cdot 2225 = 887 \text{ кВт}$; поток теплоты за счет конвекции $Q_{кв} = Gc_{pж}(T_{гн} - T_{гк}) = 34,5 \text{ кВт}$. Суммарный поток $Q = Q_{кон} + Q_{кв} = 921 \text{ кВт}$. Поток теплоты с уходящим газом по выражению $Q_r = G(C_{гн} - C_{гк})c_{pж}T_{жк} = 12,3 \text{ кВт}$.

Из теплового баланса имеем $Q = 909 \text{ кВт}$, или $Q = G(I_H - I_K) = 913,4 \text{ кВт}$. Тепловой поток $Q = Lc_{pж}(T_{жк} - T_{жн}) = 890,3 \text{ кВт}$. Как следует из расчетов расходжение (3 %) по потокам теплоты удовлетворительное для такого сложного

процесса, как конденсационное охлаждения газа в турбулентном барботажном слое на провальной тарелке.

4.2.4 Одномерная модель тепломассообмена на ситчатой тарелке

Для определения температурного профиля в жидкой фазе на тарелке перекрестного тока необходимо численно решить дифференциальное уравнение (4.19) совместно с выражениями (4.20) и (4.21), где профиль скорости $u_{ж}(r)$ может находиться экспериментально или численно из решения системы уравнений движения жидкости по плоскости тарелки [4,18,19]. Для инженерных расчетов с приемлемой точностью достаточно решения одномерной модели, при допущении о незначительной неравномерности профиля скорости $u_{ж}(r)$.

Тогда запишем

$$\rho_{ж} c_{рж} u_{жср} \frac{dT_{ж}}{dx} = \lambda_{тж} \frac{d^2 T_{ж}}{dx^2} + \beta_x a_v (I - I^*) \quad (4.35)$$

с граничными условиями:

На входе при $x = 0$: $T_{ж} = T_{жн}$;

На выходе при $x = l_{ж}$: $dT_{ж} / dx = 0$.

В уравнении (4.35) а источнике массы энталпия газа связана с температурой и влагосодержанием известной зависимостью.

В развитом барботажном слое (пенный режим) турбулентность в ядре жидкой фазы близка к изотропной, тогда средний коэффициент турбулентной температуропроводности можно вычислить по выражению [4,18]

$$\lambda_{тж} = 1,1 \rho_{ж} c_{рж} \frac{u_{*ж}^4}{\varepsilon_{ж}}, \quad (4.36)$$

где $u_{*ж}$ – динамическая скорость в жидкой фазе на границе раздела, м/с; $\varepsilon_{ж}$ – средняя скорость диссипации энергии газового потока в жидкой фазе, $\text{м}^2/\text{с}^3$.

Уравнение теплообмена (4.35) запишем в конечных разностях

$$\begin{aligned} \rho_{\text{ж}} c_{\text{рж}} u_{\text{жср}} \frac{T_{\text{ж}i} - T_{\text{ж}i-1}}{\Delta x} = \\ = \lambda_{\text{тж}} \frac{T_{\text{ж}i+1} - 2T_{\text{ж}i} + T_{\text{ж}i-1}}{\Delta x^2} + \beta_x a_v \Delta I_{\text{ср}i}, \end{aligned} \quad (4.37)$$

$i = 1, 2, \dots, n$; n – число ячеек; $\Delta x = l_{\text{ж}} / n$ – шаг решения.

Уравнение (4.37) решается совместно с выражениями (4.20) и (4.21), записанные i -ой ячейки

$$\frac{I_{\text{н}} - I_{\text{к}i}}{I_{\text{н}} - I_i^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_x F_i}{G_i}\right), \quad (4.38)$$

$$\frac{C_{\text{н}} - C_{\text{к}i}}{C_{\text{н}} - C_i^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\rho_{\text{г}} \beta_{\text{г}} F_i}{G_i}\right), \quad i=1,2,\dots,n. \quad (4.39)$$

Результаты решения уравнений (4.37)–(4.39) для исходных данных первого примера (для сухого воздуха) даны на рисунке 4.6. Из расчетов следует, что на ситчатой тарелке диаметром 1,1 м конечная температура жидкости не сильно отличается от расчетов по модели идеального смешения в жидкой фазе.

Например, при $w_{\text{г}} = 1,0 \text{ м/с}$ и $L = 5 \text{ кг/с}$ при $E_{\text{г}} = 0,7$ из решения (4.28),

(4.29) следует $T_{\text{жк}} = 17,26 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{гк}} = 37,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а при $L = 2,5 \text{ кг/с}$

$T_{\text{жк}} = 17,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{гк}} = 29,97 \text{ }^{\circ}\text{C}$ при $E_{\text{г}} = 0,85$. Из решения системы уравнений (4.37) – (4.39) получено, соответственно, $T_{\text{жк}} = 17,44 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{гк}} = 37,13 \text{ }^{\circ}\text{C}$ при $E_{\text{г}} = 0,7$.

Тепловая эффективность по жидкой фазе $E_{\text{ж}} = (T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}) / (T_{\text{гн}} - T_{\text{жн}})$ выше на 8 %, чем из расчетов по модели идеального смешения [100].

Следует вывод, что для сухого газа, т.е. с небольшим теплосодержанием, расчетный температурный режим отличается незначительно от результатов расчета по различным моделям.

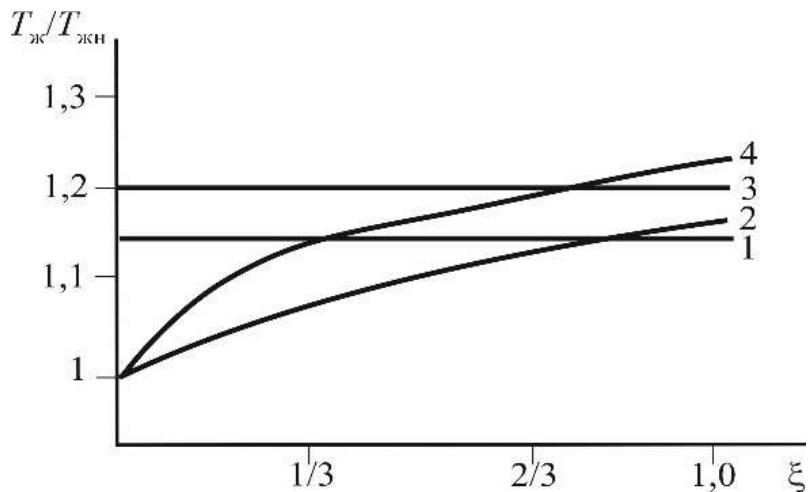


Рисунок 4.6 – Профиль температуры жидкой фазы по длине тарелки. 1,3 – идеальное смешение; 2,4 – решение уравнений (4.37) – (4.39). Тарелка ситчатая. $w_{\Gamma} = 1,0 \text{ м/с}$; $L = 5 \text{ кг/с}$; 1,2 – $E_{\Gamma} = 0,7$ (70%); 3,4 – $E_{\Gamma} = 0,85$ (85%); $\xi = x / l_{\text{жк}}$ – безразмерная длина пути жидкости.

При охлаждении влажного газа, аналогично, как и из решении уравнений моделей идеального вытеснения газа и полного смешения жидкой фазы, происходит более значительное нагревание (повышение температуры) охлаждающей жидкости, что требует повышение ее расхода для выполнения условия охлаждения газа. Для тарелки небольшого диаметра ($D_{\text{жк}} = 1,1 \text{ м}$) результаты расчета по выражениям (4.37) – (4.39) по конечным температурам $T_{\text{жк}}$ и $T_{\text{гк}}$ отличаются от результатов решения (4.31) – (4.33) на 10–12 % [123].

Следовательно, для тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме работы для инженерных расчетов процесса охлаждения газа вполне допустимо применение идеализированных моделей структуры потоков (4.31) – (4.33). Для крупномасштабных тарелок возможно применение двумерных моделей, как показано в работах [4,19,105]. Однако учитывая, что тарелки в колоннах большого диаметра (более 1,2–1,6 метра) выполняют двух –или четырех поточными применение упрощенных моделей структуры потоков представляется целесообразным в режиме устойчивого барботажа при выполнении условия горизонтального монтажа тарелок в колоннах для исключения поперечных неравномерностей.

На основе выполненных исследований в данном разделе контактного тепломассообмена при охлаждении газа жидкой фазой в турбулентном барботажном слое с применением методов математического моделирования можно сделать следующие выводы.

Применение идеализированных моделей гидродинамической структуры потоков дают удовлетворительные результаты для провальных и ситчатых тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме барботажа. В результате получена система уравнений (4.31) – (4.33) для расчета на выходе с тарелки – температуры жидкой фазы, энталпии газа и влагосодержания.

Применение данной системы позволяет определять режимные и конструктивные характеристики по заданной тепловой эффективности при проектировании тарелок или вычислять тепловую эффективность при решении задач диагностики действующих барботажных скрубберов – охладителей.

4.3 Эффективность конденсационного охлаждения и очистки газов от дисперсной фазы в скрубберах с струйными тарелками

4.3.1 Тепловая и сепарационная эффективность струйных тарелок

Тепловая E_{Γ} , массообменная E_x (перенос влаги) и сепарационная E_c эффективности по газовой фазе записываются исходя из реальных достигнутых показателей процессов к максимально возможным [10]

$$E_{\Gamma} = \frac{T_{\text{ГН}} - T_{\text{ГК}}}{T_{\text{ГН}} - T_{\text{ж.ср}}}; \quad E_{\Gamma} = \frac{I_{\text{Н}} - I_{\text{К}}}{I_{\text{Н}} - I_{\text{ср}}^*}, \quad (4.40)$$

$$E_x = \frac{x_{\text{Н}} - x_{\text{К}}^*}{x_{\text{Н}} - x_{\text{ср}}}, \quad E_c = \frac{C_{\text{Н}} - C_{\text{К}}}{C_{\text{Н}}}, \quad (4.41)$$

где средняя энталпия $I_{\text{ср}}^*$ и влагосодержание $x_{\text{ср}}^*$ при $T_{\text{ж.ср}}$ и $\varphi = 100\%$, т.е. на линии насыщения.

На струйных тарелках газовой поток в слое жидкой фазы движется практически в режиме идеального вытеснения и тогда эффективности (4.40), можно вычислить, используя известные выражения

$$E_\Gamma = 1 - \exp(-N_{\text{ог}}); \quad E_x = 1 - \exp(-N_{\text{ox}}), \quad (4.42)$$

$$E_c = 1 - \exp(-N_{\text{oc}}), \quad (4.43)$$

где число единиц переноса $N_{\text{ог}} = K_\Gamma F / (\rho_\Gamma c_{\text{пр}} V_\Gamma)$; $N_{\text{ox}} = K_x F / V_\Gamma$; $N_{\text{oc}} = u_t F / V_\Gamma$.

Учитывая, что при концентрационном охлаждении газа и сепарации дисперсных частиц основное сопротивление переносу сосредоточено в газовой фазе общие числа единиц переноса равны частными $N_{\text{ог}} = N_\Gamma = \alpha_\Gamma F / \rho_\Gamma c_{\text{пр}} V_\Gamma$, $N_{\text{ox}} = \beta_\Gamma F / V_\Gamma$, где коэффициенты тепло- и массоотдачи можно вычислить по критериальным выражениям для струйных тарелок или математической модели. Коэффициент скорости турбулентной миграции аэрозольных частиц находится по полуэмпирическому выражению для барботажных тарелок при турбулентном движении газа.

Для продольно-секционированных тарелок с просечными элементами рекомендуется критериальное выражение для числа Шервуда [124]

$$Sh_\Gamma = 0,252 \text{Re}_\Gamma^{1,06} \text{We}^{-0,25} S_c^{0,5}, \quad (4.44)$$

где коэффициент массоотдачи $\beta_{\Gamma f}$ в числе Шервуда $Sh_\Gamma = \beta_{\Gamma f} h_{\text{ст}} / D_\Gamma$ отнесен к рабочей площади тарелки, т.е. $\beta_{\Gamma f} = \beta_\Gamma F / S_\Gamma$, $\text{м}/\text{с}^3$.

В качестве характерного размера в критериях подобия Sh_Γ , Re_Γ , We используется высота статического столба жидкости $h_{\text{ст}}$, которая находится экспериментально методом отсечки подачи жидкости. Для расчета $h_{\text{ст}}$ применяются эмпирические выражения, связанные с режимными параметрами и высотой сливной (переливной) планки. Выражение (4.44) получено при высоте сливной планки $h_{\text{сп}} = 20 - 80$ мм.

Просечные элементы выполнены в форме язычков с шириной основания 25 мм и углом $\alpha_0 = 30^\circ$ к плотности тарелки. Свободное сечение 7–8% и изменение

фактора $f = w_K \sqrt{\rho_K}$ от 0,6 до 1,6, $\text{Па}^{0,5}$. На тарелках такого диаметра допускается равномерное (однородное) распределение фаз, однако скруббераы–охладители в промышленности могут иметь диаметр 3–4 метра и равномерность распределения фаз нарушается, что вызывает снижение эффективности проводимых процессов [5]. Для учета и устранения этих нежелательных явлений в расчетах коэффициентов тепло– и массоотдачи и эффективности процессов использовать математическую модель [4,19,103], которая апробирована для пяти типов контактных устройств (провальные, ситчатые, колпачковые, клапанные и струйные тарелки).

В работе [125] с применением теории турбулентной миграции аэрозольных частиц и активного (входного) участка при струйном движении газа в слое жидкости получено выражение для расчета средней скорости турбулентного осаждения тонкодисперсной фазы на межфазную поверхность в виде

$$u_t = 7,25 \cdot 10^{-4} \left(\frac{w_o^2 - w_{\Pi}^2}{4} + \frac{\rho_{\text{ж}} g h_{\Phi} \cos \alpha_0}{2 \rho_{\Gamma}} \right)^{2,5} \left[\frac{\tau_p}{\nu_{\Gamma} (1 + w_E \tau_p)} \right]^2 V \quad (4.45)$$

Площадь межфазной поверхности активного участка на струйной тарелке

$$A_a = \frac{S_o (\rho_{\Gamma} w_o^2 / 2 + \rho_{\text{ж}} g h_{\text{ст}}) - \rho_{\Gamma} w_{\text{K}}^2 / 2}{\rho_{\Gamma} u_{*_{\Gamma}}^2 + 2 \sigma R_3}. \quad (4.46)$$

Тогда число единиц переноса частиц N_{oc} (4.43) запишется в виде

$$N_{\text{oc}} = u_t A_a / V_{\Gamma}.$$

Среднее значение динамической скорости на межфазной поверхности струи [4,17]

$$u_{*_{\Gamma}} = \left(\frac{w_o^2 - w_{\Pi}^2}{4} + \frac{\rho_{\text{ж}} g h_{\Phi} \sin \alpha_0}{2 \rho_{\Gamma}} \right)^{0,5}. \quad (4.47)$$

Скорость газа в сечении распада струи на пузыри $w_{\Pi} = w_K / \varphi$, $\varphi \approx 0,7$ – газосодержание.

Длина вылета струи по формуле Волошко

$$h_{\Phi} = 2,4d_{\vartheta} \left(\frac{\rho_{\Gamma} w_0^2}{gd_{\vartheta}(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\Gamma})} \right)^{0,35}. \quad (4.48)$$

Расчет [125] эффективности сепарации (4.43) с параметрами (4.45) – (4.48) удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными для ситчатых и провальных тарелок ($\alpha_0 = 90^\circ \text{C}$), что дает основание использовать представленные выражения и для струйных тарелок.

4.3.2 Определение температур газа и жидкости на тарелке

Расчет только тепловой и массообменной эффективности (4.40), (4.41) не достаточно для проектирования скрубберов–охладителей.

Обычно в техническом задании задается начальные значения температуры и влагосодержания охлаждаемого газа и требуемая температура на выходе из аппарата, а также расход охлаждающей жидкости (чаще воды) и начальная температура. Требуется определить режимные и конструктивные характеристики контактного устройства, обеспечивающие температуру газа на выходе, а также температуру жидкости. Впрочем, температура жидкости на входе и выходе может быть задана, тогда требуется определить расход жидкой фазы.

Профиль температуры жидкой фазы в продольном и поперечном направлениях тарелки может быть определен из численного решения дифференциального уравнения теплообмена, записанного для ядра потока с объемным межфазным источником теплоты в виде [123]

$$u_{\text{ж}}(r) \frac{\partial T_{\text{ж}}}{\partial \xi} = a_{\text{тж}} \frac{\partial^2 T_{\text{ж}}}{\partial r^2} + a_{\text{тж}} \frac{\partial^2 T_{\text{ж}}}{\partial \xi^2} + \frac{q dF}{\rho_{\text{ж}} c_{\text{рж}} dV}. \quad (4.49)$$

где $u_{\text{ж}}(r)$ – профиль скорости жидкой фазы, как функция поперечной координатой. В вертикальном направлении принимается идеальное смешение жидкости, а в межтарельчатом пространстве выше барботажного слоя идеальное смешение по

газовой фазе, т.е. температура, энталпия и влагосодержание газа на входе на следующую тарелку усредняются по поперечному сечению колонны.

Применение объемного источника в правой части обусловлено подвижной межфазной поверхностью контакта газа и жидкости и невозможность задать граничные условия на границе раздела. Такой подход можно считать упрощенным частным случаем модели многоскоростного континуума.

Плотность теплового потока

$$q = K_{\Gamma}(T_{\Gamma} - T_{\text{ж}}) + K_x(x - x^*)I\rho_{\Gamma}. \quad (4.50)$$

Первое слагаемое в выражении (11) характеризует поток теплоты за счет соприкосновения фаз (молекулярный и конвективный механизмы), а правое за счет конденсационного охлаждения.

Профиль скорости $u_{\text{ж}}(r)$ является осредненной функцией поперечной координаты и может быть вычислен из решения системы уравнений турбулентного движения жидкой фазы на тарелке или найден экспериментально. Для упрощения решаемой задачи, при допущении равномерного распределения фаз в поперечном сечении тарелки (за исключением небольшой пристеночной области), можно свести двумерное дифференциальное уравнение (4.49) к одномерному, записанному в виде ячеичной модели структуры потока. Тогда запишем для i -ой ячейки по жидкой фазе

$$Lc_{\text{рж}i}(T_{\text{ж},i} - T_{\text{ж},i-1}) - Q_{\text{исп}i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4.51)$$

где поток теплоты в i -ой ячейке

$$Q_i = K_{\Gamma i}F_i(T_{\Gamma i} - T_{\text{ж}i}) + K_{xi}F_i(x_i - x_i^*)I_i\rho_{\Gamma}, \quad (4.52)$$

где n – число ячеек.

Количество теплоты испарившейся жидкости $Q_i = G_i(x_{\text{H}} - x_{\text{K}i})I_{\Pi}$, Вт.

Поток теплоты в выражении (4.52) с применением аналогии Льюиса и выражения для энталпии $I_{\Gamma} = f(T_{\Gamma}, x)$ записывают в виде

$$Q_i = \beta_{xi}F_i(I_i - I_i^*), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (4.53)$$

при этом учитывается, что для рассмотренного процесса основное сопротивление переносу теплоты и массы сосредоточено в газовой фазе, т.е. коэффициенты теплопередачу и массопередачи практически равны коэффициентом теплоотдачи и массоотдачи, где коэффициент β_{xi} отнесен к влагосодержанию и имеет размерность $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

Тогда на основе выражений (4.51), (4.53) выражение ячеичной модели получит вид

$$Lc_{\text{рж}i}(T_{\text{ж},i} - T_{\text{ж},i-1}) - G_i(x_{\text{H}} - x_{\text{K},i})I_{\text{п},i} = \beta_{xi}F_i\Delta I_{\text{cp},i}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4.54)$$

где $\Delta I_{\text{cp},i}$ – средняя движущая сила теплообмена в i -ой ячейке, при $\Delta I_{\delta i} = I_{\text{Hi}} - I_i^*$ и $\Delta I_{mi} = I_{\text{Ki}} - I_i^*$; $\Delta I_{\delta i} / \Delta I_{mi} \leq 2$; $\Delta I_{\text{cp}i} = 0,5(\Delta I_{\delta i} + \Delta I_{mi})$. n – число ячеек. G_i – расход газа в i -ой ячейке ($G_i = GS_i / S_{\text{K}}$), $\text{кг}/\text{с}$.

Значение влагосодержания газа на выходе из выражения (4.41) $x_{\text{Ki}} = x_{\text{Hi}} - E_{c_i}(x_{\text{Hi}} - x_i^*)$. $x_i^* = f(T_{\text{ж}i}, \varphi = 100\%)$. Энталпия пара $I_{\text{п},i} = c_{\text{рж},i}T_{\text{ж}i} + r$, $\text{Дж}/\text{кг}$.

Из выражения (4.53) запишем температуры жидкой фазу в i -ой ячейки

$$T_{\text{ж},i} = \frac{Lc_{\text{рж}i}T_{\text{ж},i-1} - G_iE_{ci}(x_{\text{H}} - x_i^*)I_{\text{п},i} + \beta_{xi}F_i\Delta I_{\text{cp},i}}{Lc_{\text{pi}}}, \quad (4.55)$$

где при $i = 1$: $T_{\text{ж}0} = T_{\text{жH}}$; $i = n$; $T_{\text{ж}n} = T_{\text{жK}}$.

Критериальное выражение (4.44) для расчета коэффициента массоотдачи получено для всей тарелки и поэтому можно применяться для вычисления $\beta_{xi}F_i$ для i -ой ячейки только в первом приближении $Sh_{\Gamma i} = Sh_{\Gamma}S_i / S_{\text{K}}$. Теоретические выражения для барботажно-струйных тарелок при $w_{\Gamma}\sqrt{\rho_{\Gamma}} > 0,4$ и $h_{\text{ct}} = 0,015 \div 0,055 \text{ м}$ получены в работах [4, 19, 103] и дают возможность делать вычисления для каждой ячейки с учетом скорости газа $w_{\Gamma i}$ и высоты столба жидкости $h_{\text{ct}i}$. Однако учитывая, что на барботажно-струйных тарелках при

$w_{\Gamma}\sqrt{\rho_{\Gamma}} > 0,6$ и до 2,0 наблюдается практически равномерный гидродинамический режим, то можно использовать выражение (4.44).

Алгоритм расчета [123,126,127]

1. Задаются исходные данные по температурному режиму и расходу фаз: массовые расходы газа G и жидкости L , кг/с; начальные температуры газа $T_{\Gamma\text{н}}$ и жидкости $T_{\text{жн}}$, относительное влагосодержание газа $\varphi, \%$.

2. Задается требуемая температура газа на выходе $T_{\Gamma\text{н}}$

3. Задается фактор скорости газа $f = w_{\text{K}}\sqrt{\rho_{\Gamma}}$, например $f = 1,5$, Па^{0,5} и вычисляется диаметр скруббера, при $w_{\text{K}} = f / \sqrt{\rho_{\Gamma}}$ имеем $D_{\text{K}} = \sqrt{4G / (\rho_{\Gamma}\pi w_{\text{K}})}$, м.

По каталогу выбирается стандартный тарельчатый аппарат с близким диаметром. С использованием конструктивных характеристик выбранного скруббера вычисляется по известным выражениям максимально допустимый расход жидкости в переливном устройстве L_{max} . Должно выполняться условие $L < L_{\text{max}}$. По выбранному диаметру уточняется скорость газа в аппарате $w_{\text{K}} = 4G / (\pi\rho_{\Gamma}D_{\text{K}}^2)$, м/с.

4. В первом приближении задается тепловая эффективность E_{Γ} , например $E_{\Gamma} = 0,8$, которая затем будет уточняться исходя из $T_{\Gamma\text{к}}$.

5. Далее вычисляется требуемое тепловое число единиц переноса $N_{\Gamma} = \ln(1 / (1 - E_{\Gamma}))$, при $E_{\Gamma} < 1$.

6. Находится коэффициент массоотдачи $\beta_{\Gamma}F$ (м³/с), обеспечивающий требуемое значение N_{Γ} . Тогда $\beta_{\Gamma}F = N_{\Gamma}V_{\Gamma}$ или $\beta_{\Gamma}F = N_{\Gamma}w_{\text{K}}S_{\text{K}}$, где S_{K} – площадь поперечного сечения скруббера, м². Коэффициент $\beta_{\Gamma f} = N_{\Gamma}w_{\text{K}}S_{\text{K}} / S_{\text{T}}$, м/с, значение которого далее вычисляется по формуле (4.44) с выбором высоты статического столба жидкости по полученному значению $\beta_{\Gamma f}$ и скорости газа w_{K} . Значение S_{T} дается в каталоге колонных аппаратов.

7. По заданным значениям параметров газа на входе $T_{\text{гн}}$ и $\varphi_{\text{н}}$, вычисляются (находится по справочным данным) относительное влагосодержание $x_{\text{н}}$ (кг/кг) и энталпия $I_{\text{н}}$ Дж/кг.

8. Задается температура жидкости на выходе $T_{\text{жк}}$ и вычисляется поток теплоты $Q = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}})$, Вт. Далее из выражения $Q = G(I_{\text{н}} - I_{\text{к}})$ находится энталпия газа на выходе из газожидкостного слоя $I_{\text{к}} = I_{\text{н}} - Q / G$.

9. Из выражения тепловой эффективности (4.40) вычисляется значение $I_{\text{ср}}^* = I_{\text{н}} - E_{\Gamma}(I_{\text{н}} - I_{\text{к}})$. По полученному значению $I_{\text{ср}}^*$ по справочным данным находится значение $T_{\text{жср}}$ и $x_{\text{ср}}^*$.

При использовании ячеичной модели (4.51) – (4.55) пункты 8,9 применяются для каждой ячейки.

10. По выражению (4.55) находится профиль температуры по ячейкам, $i = 1, 2, \dots, n$ и температура жидкости на выходе $T_{\text{жк}} = T_{\text{ж}n}$. Далее уточняются значения $Q, I_{\text{к}}$ и т.д.

Расчет выполняется до сходимости значений ($\pm 5\%$).

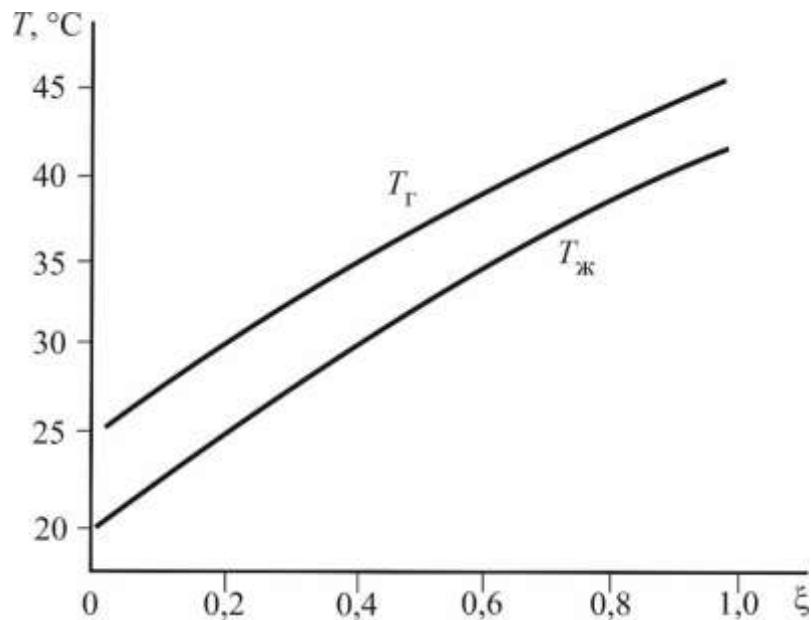


Рисунок 4.7 Профили температур газа и жидкости по длине струйной тарелки ($T_{\text{Г}}$ – температура газа на выходе из барботажного слоя; $T_{\text{ж}}$ – температура жидкости средняя и постоянная по высоте слоя). $T_{\text{гн}} = 70$ °C; $T_{\text{жн}} = 20$ °C; $G = 1,1$ кг/с; $L = 2,0$ кг/с.

Из результатов расчета [123], приведенных на рисунке 4.7 следует, что по мере движения жидкой фазы происходит ее нагрев газовым потоком. Температура газа, при постоянной на входе, имеет минимальное значение на входе жидкой фазы на тарелку (у приемной планки) из-за максимальной движущей силы теплопередачи. По длине тарелки температура жидкости повышается, снижается движущая сила теплопередачи, и температура газа на выходе из слоя повышается.

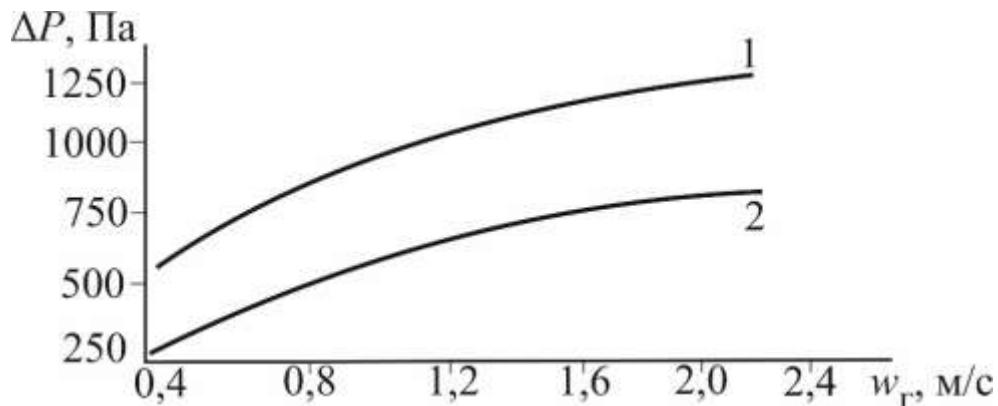


Рисунок 4.8 – Перепад давления на ситчатой – 1 и струйной – 2 тарелках.

На рисунке 4.8 дана зависимость перепада давления на ситчатой и струйной тарелках от скорости газа (воздуха) в колонне. Очевидно преимущество струйной тарелки при одинаковом гидравлическом режиме с ситчатой (рисунки 4.8 ,4.9). Однако следует отметить, что скорости газа $w_g > 1,6 \text{ м/с}$ на ситчатой тарелке брызгоунос в несколько раз больше, чем у струйной, т.е. фактически при повышенных скоростях газа ситчатая тарелка неработоспособна.

Выводы

В данной главе показано последовательное решение задачи эффективности процессов от численных к упрощенным моделям, где основной информационной являются гидравлические характеристики барботажных тарелок.

Показаны примеры расчета эффективности тепломассообмена при испарительном охлаждении воды воздухом на ситчатой тарелке. Дано сравнение с

экспериментальными данными и разработан алгоритм применения ячеичной модели в расчетах температурных профилей в барботажном слое. Сделано сравнение с аналогичным процессом охлаждения воды в насадочной градирне. Таким образом, основной эмпирической информацией о процессе барботажа является высота статического столба жидкости, которая выбирается исходя из заданной эффективности тепломассообмена и затем уточняется по эмпирическим выражениям для выбранной конструкции тарелки. Представленная математическая модель и алгоритм расчета охлаждения жидкости газовым потоком позволяет снизить число уровней экспериментальных исследований при проектировании или модернизации барботажных колонн.

На основе применения моделей структуры потоков газовой и жидкой фаз представлен алгоритм решения задачи определения эффективности охлаждения жидкости и нагрева газа на барботажной тарелке при пенном режиме работы.

Представлены численная и ячеичная модели охлаждения газов на провальных ситчатых и струйных тарелках. Дано сравнение тепловой эффективности с известными экспериментальными данными.

Сравнительный анализ различных конструкций тарелок показывает, что струйные тарелки могут быть предпочтительными в условиях высоких скоростей газа, однако их эффективность требует дальнейшего изучения в зависимости от конкретных режимов работы. Полученные результаты могут быть использованы для существующих аппаратов и разработки новых конструкций в химической, нефтехимической промышленности и энергетики.

ГЛАВА 5. МОДЕРНИЗАЦИЯ СКРУББЕРА ОХЛАДИТЕЛЯ И ОЧИСТКИ ПИРОГАЗА В ПРОИЗВОДСТВЕ ЭТИЛЕНА

Введение

В данной главе разработаны научно–технические решения по модернизации колонны К–5 охлаждения и очистки пирогаза водой на установке газоразделения Э–100 в производстве этилена на АО «Казаньоргсинтез».

Характеристика производимой продукции на заводе «Этилен».

1. Этилен (C_2H_4)

По физико–химическим показателям этилен должен соответствовать следующим требованиям:

1. Объемная доля этилена, 99,9 %, не менее
2. Объемная доля метана и этана в сумме, 0,1 % не более
3. Объемная доля ацетилена, 0,001 %, не более
4. Объемная доля пропилена, 0,005 %, не более
5. Объемная доля бутадиена, 0,001 %, не более
6. Объемная доля двуокиси углерода, 0,002 %, не более
7. Массовая концентрация сернистых соединений в пересчете на серу, 0,0005 %, не более

8. Точка росы, $-60^{\circ}C$, не более

9. Объемная доля кислорода, 0,0005 %, не более

10. Температура этилена на входе в коллектор, $-5^{\circ}C$, не ниже

11. Давление этилена на входе в коллектор, 16–21 кгс/см²

12. Этилен – бесцветный газ со сладковатым эфирным запахом.

Технологическая схема получения этилена включает в себя следующие узлы:

1. Очистка этановой фракции от сероводорода и пиролиз этана в трубчатых печах.
2. Водная промывка пирогаза.
3. Использование химзагрязненной воды для получения пара.

4. Подготовка питательной воды для получения пара.
5. Утилизация тепла дымовых газов.
6. Компрессия и межступенчатое охлаждение пирогаза.
7. Щелочная очистка пирогаза.
8. Осушка пирогаза.
9. Низкотемпературное разделение пирогаза.
10. Гидрирование этан–этиленовой фракции.
11. Холодильные циклы.

5.1 Описание технологической схемы охлаждения и водной промывки пирогаза до модернизации на установке Э–100

Расход пирогаза составляет 32–34 т/час.

Охлаждение и очистка пирогаза от смолы и кокса производится в три стадии:

а) Охлаждение пирогаза в охладительной камере аппарата (скруббере) К–5 до температуры (100 – 120)°С водой первой циркуляционной системы;

б) Промывка (очистка от дисперсной фазы) и охлаждение пирогаза водой первой циркуляционной системы в пенном аппарате с тарелками К–5 до температуры (60 – 65)°С. Затем требования стали 40–43 °С.

в) Промывка и охлаждение пирогаза водой второй циркуляционной системы в циклонном промывателе до температуры 40°С с подачей легкой пиролизной смолы в смесительную трубу с расходом 1м³/час.

Пирогаз из закалочно–испарительных аппаратов при давлении (0,8 –1) кгс/см² и температуре не более 450°С поступает в охладительную камеру пенного скруббера К–5, где охлаждается водой первой циркуляционной системы до температуры 120°С и далее поступает в насадочную секцию аппарата К–5. На насадке из уголков пирогаз промывается от кокса и твердых частиц циркуляционной водой, стекающей с тарелок, и поступает в тарельчатую часть пенного аппарата. На шести ситчатых тарелках аппарата К–5 пирогаз последовательно промывается циркуляционной водой, поступающей на каждую

тарелку. Промывка заключается в удалении дисперсной фазы в виде кокса и смол пиролизных печей.

При определенном соотношении скоростей газа и воды на ситчатых тарелках создается слой подвижной пены, обладающей динамической устойчивостью, благодаря чему обеспечивается хороший контакт фаз, необходимый как для процесса теплообмена, так и для извлечения из пирогаза тяжелых углеводородов и кокса.

Пирогаз, охлажденный до температуры 60°C и промытый от легкой, тяжелой смолы и кокса, проходит через каплеотбойник пенного аппарата, где отделяется от мельчайших частиц воды и поступает в смесительную трубу циклонного промывателя. В смесительной трубе в пирогаз впрыскивается циркуляционная вода и легкая смола пиролиза, накапливающаяся в емкости при охлаждении пирогаза в аппарате К-5 и после интенсивного перемешивания поток газа, воды и смолы поступает в промыватель. В промывателе происходит дополнительная очистка пирогаза водой второй циркуляционной системы, поступающей через форсунки аппарата. Вода в аппарате стекает вниз, унося отмытые углеводороды, а пирогаз проходит через сепарирующее устройство, в котором отделяется капельная влага, уносимая из промывателя.

Пирогаз, охлажденный до температуры 45°C и промытый от смолы и кокса, из циклонного промывателя поступает на турбокомпрессор.

Для промывки пирогаза от смолы и кокса в аппарате К-5 имеются две самостоятельные системы циркуляционной воды.

Вода первой циркуляции системы снизу пенного аппарата К-5 с температурой 80°C последовательно самотеком поступает в отстойники, где отделяется от кокса, тяжелой и легкой смолы.

Процесс отстаивания происходит за счет разности удельных весов легкой смолы, воды, тяжелой смолы и кокса.

В нижней части отстойников накапливается тяжелая смола, которая собирается в стаканах и периодически передавливается в емкость тяжелой смолы или в автоцистерну.

Отстоявшаяся от смолы и кокса циркуляционная вода из отстойника забирается насосом и подается в воздушные холодильники и водяной холодильник, где охлаждается до температуры 40°C. Циркуляционная вода из воздушных холодильников и водяного холодильника поступает в охладительную камеру и на ситчатые тарелки пенного аппарата К-5.

Избыток циркуляционной воды, которая образуется за счет конденсации пара, поступающего вместе с пирогазом, выводится с нагнетания насоса по двум линиям в емкость химзагрязненной воды или в отстойник.

Вода, смола второй циркуляционной системы из циклонного промывателя самотеком поступает в отстойник, в который также поступает водяной и углеводородный конденсат из аппаратов. В отстойнике циркуляционная вода отстаивается от кокса, тяжелой смолы и легкой смолы. Отстоявшаяся циркуляционная вода из отстойника забирается насосом и прокачивается через воздушный холодильник, где охлаждается до температуры 40°C, а затем поступает в смесительную трубу и форсунки циклонного промывателя.

Легкая смола собирается в кармане отстойника и самотеком поступает в емкость легкой смолы, в которую также подаются тяжелые углеводороды из факельной емкости и газосепаратора.

Тяжелая смола накапливается в стаканах отстойника и периодически передавливается в емкость тяжелой смолы или же закачивается в автоцистерну.

Легкая пиролизная смола из первой и второй циркуляционных систем воды поступает в следующую емкость, где дополнительно отстаивается от воды и насосом подается в циклонный промыватель для промывки пирогаза от нафталина или поступает в емкость для дополнительного отстаивания. Из емкости первая порция легкой смолы с отстоявшейся водой откачивается насосом.

Тяжелая смола из первой и второй циркуляционной системы периодически отбирается в отстойник, отделяется от воды и насосом откачивается в автоцистерну. Схемой предусмотрена возможность передавливания тяжелой смолы непосредственно от смелоотстойников в автоцистерну.

Для разрушения эмульсии в отстойник подается легкая смола. Образовавшаяся смесь перемешивается методом циркуляции насосом. После разрушения эмульсии и дополнительного отстоя легкая смола и вода из отстойника насосом откачивается в следующий отстойник для дальнейшего разделения.

5.2 Модернизация скруббера К-5

В работах [17, 65, 128–130] исследована работа аналогичного скруббера охлаждения и очистки пирогаза (водной промывки) на установке газоразделения Э–200. Диаметр аппарата $D_k = 3,2$ м, высота около 20 м. До модернизации в скруббере применялись в нижней части секции углковые (провальные) тарелки в количестве 7 штук, а в верхней секции – семь клапанных тарелок. Начальная температура пирогаза на входе в скруббер К–201 100–105°C, температура на выходе после охлаждения 40–45°C. Расход пирогаза 60–88 т/ч. Расход циркуляционной воды в верхней секции 130–140 т/ч, в нижней – 520–550 т/ч. Плотность пирогаза $\rho_r = 1,1$ кг/м³.

Была разработана и выполнена модернизация колонны К–201 путем замены тарелок на металлическую нерегулярную и регулярную насадки «Инжехим». В верхней части нерегулярная «Инжехим–2000» с размером элемента 60 мм и удельной поверхностью $a_v = 68,6$ м²/м³, в нижней секции регулярная блочная насадка IRG из листов с перекрестно расположенным гофрами с шероховатой поверхностью с $a_v = 162$ м²/м³. Промышленная эксплуатация колонны К–201 после модернизации показала удовлетворение по всем показателям требованиям технологического регламента [128–130]. На основе опыта модернизации скруббера К–201 в диссертации разработаны технические решения по модернизации колонны К–5 по техническому заданию предприятия на установке Э–100. Основным требованием кроме нагрузки по пирогазу является значение температуры пирогаза на выходе колонны в интервале 40–43°C.

Диаметр колонны К–5 почти в два раза меньше, чем у К–201 и составляет $D_k = 1,8$ м в верхней секции и $D_k = 2,2$ в нижней. Расчеты гидродинамического режима и эффективность процессов показали, что в аппарате лучше использовать нерегулярную насадку в нижней секции и регулярную рулонную – в верхнюю секцию.

Вид регулярной рулонной насадки показан на рисунке 5.1 [23,65,119] а нерегулярной во второй главе (рисунке 2.9), которая была исследована в комбинированном варианте массообменной колонны [112].

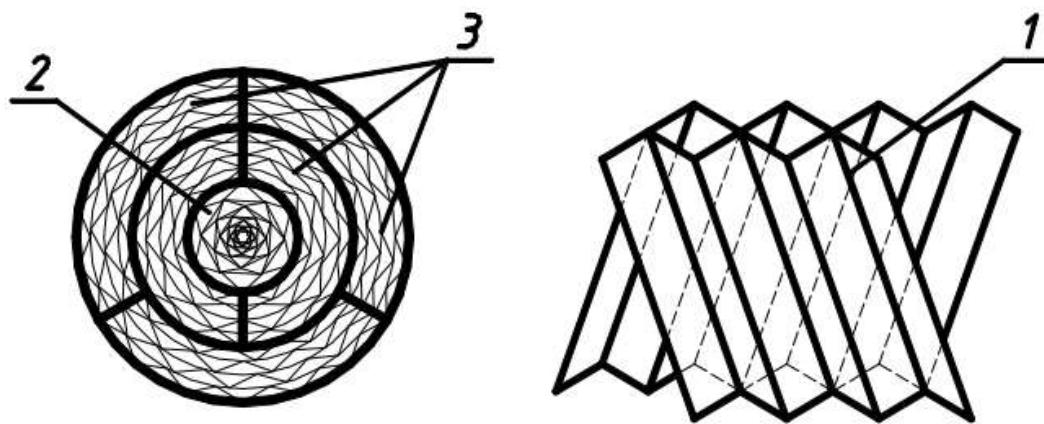


Рисунок 5.1 – Регулярная рулонная гофрированная насадка «Инжехим»
 1 – гофрированные листы; 2 – центральный пакет слоя в виде цилиндра;
 3 – пакеты в виде коаксиальных цилиндров

Исходя из предельных нагрузок по фазам и эффективности процессов были выбраны технические характеристики насадок и высота секций.

В верхней секции $a_v = 150 \text{ м}^2/\text{м}^3$; в нижней $a_v = 70 \text{ м}^2/\text{м}^3$. В нижней секции размер насадки 60 мм и ограничен скоростью захлебывания, то есть при меньшем размере элемента происходит подвисание и захлебывание насадки, то есть режим нерабочий.

Технологическая схема с модернизированной колонной К–5 дана на рисунке 5.2. Технологическая схема представлена сотрудниками завода «Этилен» АО «Казаньоргсинтез» и ее изменения не предусматривались. По техническому

заданию выполнялась только модернизация колонны К-5, т.е. замена контактных устройств на новые взамен физически и морально устаревшим.

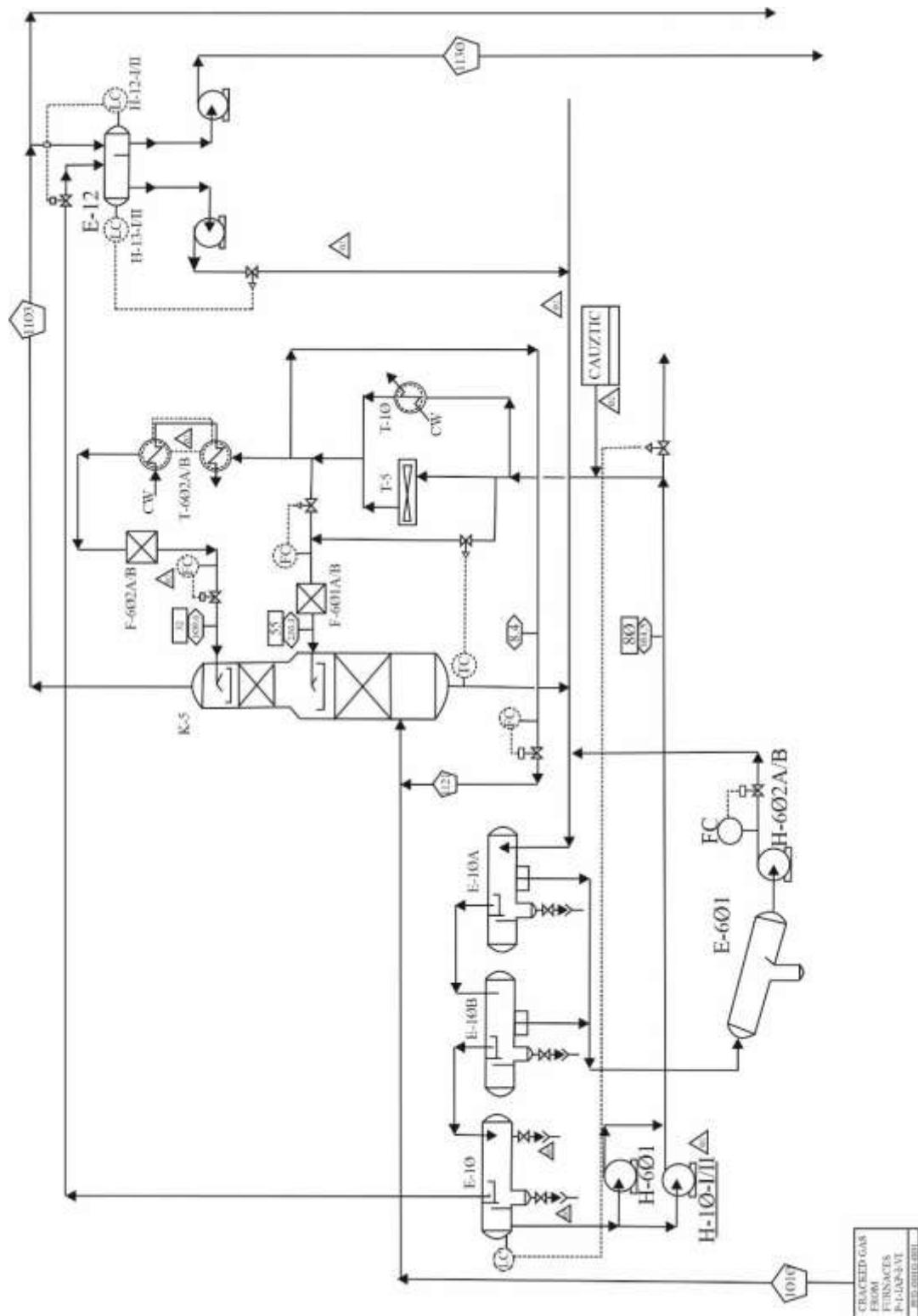


Рисунок 5.2. Технологическая схема охлаждения и очистки пирогаза после модернизации колонны К-5

5.2.1 Тепловая эффективность скруббера

Основными аппаратами в технологической схеме являются – скруббер К–5, отстойники очистки загрязненной воды Е–10 и Е–601, теплообменные аппараты Т–602, Т–5 и Т–10 охлаждения циркуляционной воды. По математической модели (глава 3) выполнены расчеты профилей влагосодержания и температуры пирогаза по секциям (рисунки 5.3–5.6) с указанными выше регулярной и нерегулярной насадками.

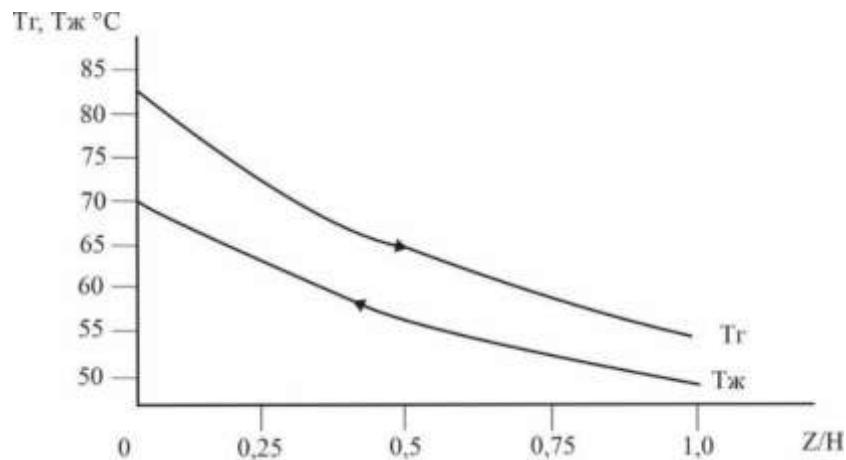


Рисунок 5.3 – Профили температур пирогаза и воды в нижней насадочной секции с регулярной насадкой $Z/H=0$ вход пирогаза и выход воды; $Z/H=1,0$ – выход пирогаза и вход воды. Плотность орошения $q_{*}=92,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$; скорость пирогаза $w_{\Gamma}=2,35 \text{ м/с}$, $H=4,0 \text{ м}$.

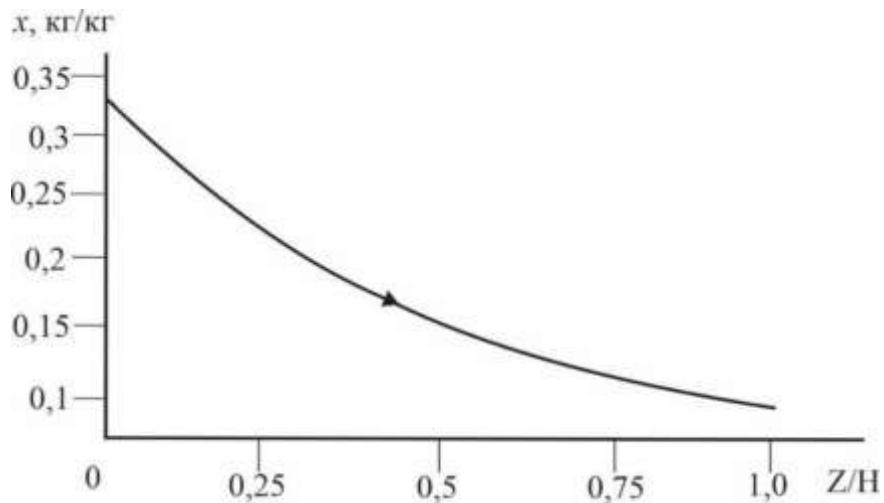


Рисунок 5.4 – Профиль концентрации влагосодержания пирогаза в нижней насадочной секции с регулярной насадкой. $Z/H=0$ – вход пирогаза; $Z/H=1,0$ – выход пирогаза перед подачей на верхнюю секцию

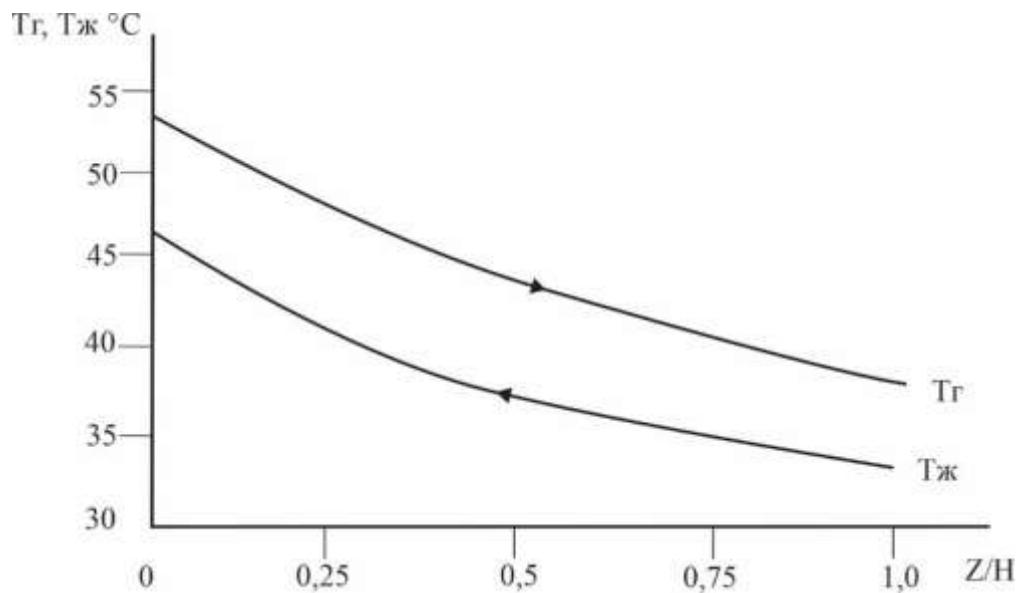


Рисунок 5.5 – Профили температур пирогаза и воды в верхней секции с нерегулярной насадкой. $Z/H=0$ – вход пирогаза после нижней секции и выход нагретой воды; $Z/H=1,0$ – выход после охлаждения и вход охлаждающей воды на насадку. Плотность орошения $q_{ж} = 54 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$;

скорость пирогаза $w_g = 3,6 \text{ м/с}$, $H = 2,0 \text{ м}$.

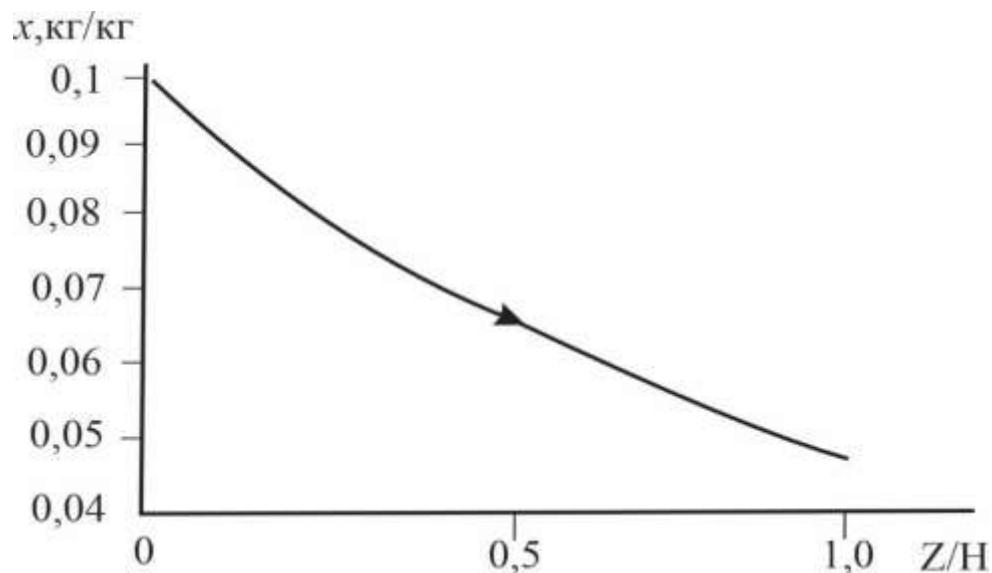


Рисунок 5.6 – Профиль концентрации влагосодержания пирогаза в верхней секции с нерегулярной насадкой $Z/H=0$ – вход пирогаза после нижней секции; $Z/H=1,0$ – выход пирогаза из насадочного слоя и далее из скруббера

Тепловая эффективность охлаждения пирогаза в нижней секции составляет $E_g = 0,78$, а в верхней $E_g = 0,68$. Расчетная температура пирогаза на выходе К-5 составляет 41°C .

5.2.2 Сепарационная эффективность скруббера

В верхней секции колонны К–5 применяется регулярная рулонная гофрированная насадка из нержавеющей ленты с шероховатой поверхностью ($a_v = 150 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,96$) и высотой слоя $H=2,0 \text{ м}$. Расход охлаждающей воды, которая также способствует эффективной «мокрой» очистки пирогаза от кокса и смол, составляет $L = 135 \text{ т/ч}$ или $136 \text{ м}^3/\text{ч}$ с начальной температурой около 33°C . Плотность орошения $q_{ж} = 54 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$, средняя скорость пирогаза $w_r = 3,6 \text{ м/с}$, фактор скорости $f = w_r \sqrt{\rho_r} = 3,7 \text{ Па}^{0,5}$. Гидродинамический режим довольно интенсивный. Как показали тепловые расчеты, приведенные выше, температурный режим охлаждения пирогаза соответствует регламентным значениям. Далее даны результаты расчета эффективности сепарации дисперсной фазы по математической модели из третьей главы. Для определения параметров математической модели ниже представлены гидравлические характеристики регулярной рулонной гофрированной насадки [23,65,119].

Коэффициент гидравлического сопротивления сухой насадки при факторе скорости f от 0,8 до 4,0 $\text{Па}^{0,5}$

$$\xi_{сух} = \frac{3,89}{Re_r^{0,294}}. \quad (5.1)$$

Перепад давления

$$\Delta P_{сух} = \xi_{сух} \frac{H}{d_s} \frac{\rho_r w_r^2}{2 \varepsilon_{cb}^2}, \quad (5.2)$$

где для рассмотренной насадки $d_s = 0,015 \text{ м}$.

Перепад давления орошающей насадки при $10 < q_{ж} < 80 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$

$$\frac{\Delta P_{op}}{\Delta P_{сух}} = 10^{bq_{ж}}, \quad (5.3)$$

где $b = 0,0082$; $q_{ж} \sim \text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$.

Коэффициент сопротивления орошающей насадки

$$\xi_{op} = \xi_{cuy} \cdot 10^{0,0082q_*}. \quad (5.4)$$

Динамическая скорость [119]

$$u_{*r} = 1,55 w_r \left(\xi_{op} / Re_r \right)^{0,25}. \quad (5.5)$$

Значения τ_p , τ^+ и u_t вычисляются по выражениям, приведенным в третьей главе.

В нижней секции предложено применение нерегулярной металлической насадки «Инжехим 2012» с номинальным размером 60 мм, $\alpha_v = 70 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,95$, $d_s = 0,055$ м. Высота слоя $H = 4,0$ м. Скорость пирогаза $w_r = 2,6$ м/с, фактор скорости $f = 2,45 \text{ Па}^{0,5}$. Массовый расход охлаждающей воды $L = 355 \text{ т/ч}$ или $350 \text{ м}^3/\text{ч}$. Плотность орошения $q_* = 92 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$.

Коэффициент сопротивления сухой насадки [113]

$$\xi_{cuy} = \frac{6,5}{Re_r^{0,08}}. \quad (5.6)$$

Орошающей насадки

$$\xi_{op} = \xi_{cuy} \cdot 10^{0,002q_*} \quad (5.7)$$

С применением одномерной математической модели (глава 3) при допущении о равномерном распределении фаз выполнены расчеты профилей концентраций частиц с размерами от 1,0 до 10,0 мкм по высоте как верхней, так и нижней секций. Результаты даны на рисунок 5.7. Также представлена суммарная сепарационная эффективность для всей колонны К-5 с двумя секциями насадки.

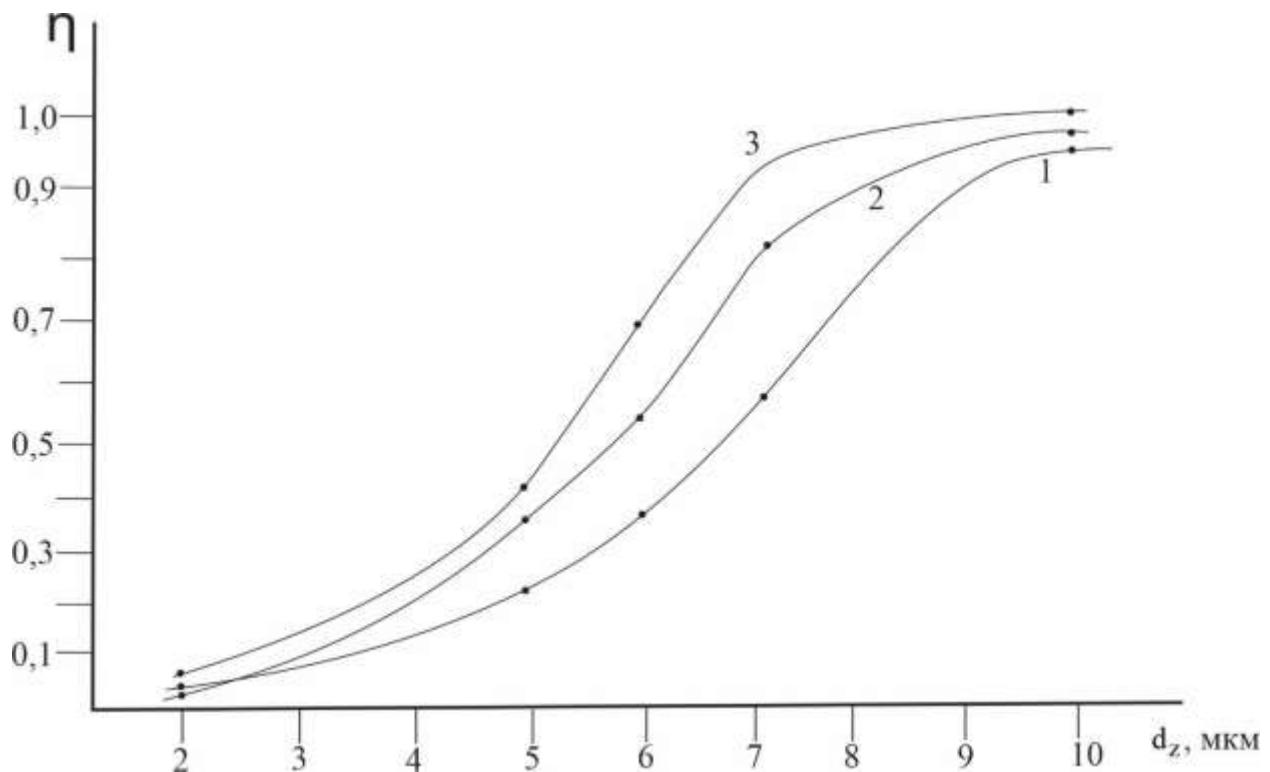


Рисунок 5.7 – Зависимость эффективности сепарации частиц продуктов пиролиза из пирогаза от диаметра частиц при $w_r = 3,6$ м/с при плотности орошения в верхней секции $q_{*k} = 54$ м³/(м²ч) и нижней – $q_{*k} = 92,4$ м³/(м²ч) при $w_r = 2,35$ м/с. Высота верхней секции $H=2,0$ м, нижней $H=4,0$ м., 2 – верхняя секция; 1 – нижняя секция; 3 – суммарная эффективность в скруббере.

Из расчетов следует, что эффективность сепарации в верхней секции выше примерно на 40–50 % относительных, чем в нижней. Это можно объяснить, что рулонная гофрированная насадка работает при скорости $w_r = 3,6$ м/с имеет большую удельную поверхность 150 м²/м³ относительно хаотичной 70 м²/м³.

Кривая линия – 3 показывает суммарную эффективность

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2). \quad (5.8)$$

Для частиц с размерами более 7 мкм суммарная эффективность более 90 %, а при > 9 мкм достигает 99 %.

После выполненной модернизации скруббера К–5 насадки работают в устойчивом гидродинамическом режиме, перепад давления пирогаза в пределах допустимых значений (0,15–0,2 атм) и в процессе эксплуатации с декабря 2024–го года по сентябрь 2025 года не увеличивается. Это характеризует, что насадки не забиваются дисперсной фазой, а после мокрого улавливания удаляются вместе с водой из кубовой части скруббера и далее вода поступает на очистку согласно технологической схеме.

Выводы

В пятой главе на основе применения математических моделей и алгоритмов расчета тепломассообменных и сепарационных процессов, разработанных автором в предыдущих главах, выполнены расчеты и предложены научно–технические решения по модернизации скруббера охлаждения и очистки пирогаза на установке газоразделения в производстве этилена на АО «Казаньоргсинтез». Модернизация заключена в внедрении современных высокоэффективных металлических регулярных и нерегулярных насадок. Выбраны типовые размеры насадок и даны профили температур и влагосодержания пирогаза, а также температуры охлаждения воды по высоте секций насадок и эффективности сепарации дисперсной фазы в зависимости от размера частиц.

В конце 2024 года модернизация скруббера К–5 была выполнена сотрудниками ООО ИВЦ «Инжехим» совместно с работниками завода «Этилен». После запуска колонны в эксплуатацию установлено соблюдение условий технического задания на модернизацию. Температура пирогаза на выходе составляет 41–42°C (по требованию 40–43°C), что подтверждает правильность разработанных в диссертации научно–технических решений на модернизацию скруббера К–5.

Заключение

В соответствии с поставленной целью и задачами в диссертационной работе выполнены:

1. Серия экспериментов и получены экспериментальные данные по перепаду давления, объёмному коэффициенту массоотдачи и эффективности массообмена при увлажнении воздуха в колонных аппаратах, оснащённых регулярной полимерной сетчатой насадкой и комбинированными расположениями с нерегулярной металлической насадкой. Получены эмпирические выражения для расчета $\Delta P_{\text{оп}}$ и β_{xv} . Установлена высокая эффективность (85–90%) массообмена.

2. Построена математическая модель, основанная на системе дифференциальных уравнений в частных производных, с учётом тепломассообмена и сепарации аэрозолей через локальные межфазные источники и коэффициенты турбулентного переноса. Показано влияние неравномерности профиля скорости газа на эффективность процессов в насадочном скруббере.

3. Разработан алгоритм для расчёта тепловой эффективности и конструктивных характеристик ситчатых и струйных тарелок в условиях совместного охлаждения газового потока и сепарации аэрозольных частиц в скруббере.

4. Полученные результаты могут быть применены при модернизации промышленных теплообменных и очистных установок, в том числе в энергетике, с целью повышения эффективности процессов охлаждения и очистки газов. Предложенные научные подходы используются при выполнении фундаментальных и прикладных научных исследований используются сотрудниками ИММ КазНЦ РАН в своих исследованиях, а также в учебном процессе.

5. Разработаны научно–технические решения по модернизации промышленного скруббера очистки и охлаждения пирогаза в производстве этилена на АО «Казаньоргсинтез». Промышленная эксплуатация аппарата после модернизации показывают соответствие техническому заданию.

Условные обозначения

- a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;
 a_v – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;
 C – концентрация, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\text{кг}/\text{кг}$;
 x – влагосодержание, $\text{кг}/\text{кг}$;
 c_p – удельная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 D, D_t – коэффициенты молекулярной и турбулентной диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$;
 D_π – коэффициент обратного перемешивания, $\text{м}^2/\text{с}$;
 D_k – диаметр колонны, м;
 d – диаметр контактного элемента, трубы, м;
 d_e – эквивалентный диаметр насадки, канала, м;
 E – эффективность процесса;
 F – площадь межфазной поверхности пленки, м^2 ;
 G – массовый расход газа, $\text{кг}/\text{с}$;
 H – высота слоя насадки, м;
 L – массовый расход жидкости, $\text{кг}/\text{с}$;
 l – характерный размер, м;
 N – мощность, Вт; число единиц переноса;
 n – число ячеек полного перемешивания;
 I – энталпия, $\text{Дж}/\text{кг}$;
 I^* – энталпия равновесная (при $\varphi = 100\%$);
 Q – тепловой поток, Вт;
 q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 q_π – плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{час})$, $\text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$;
 ΔP – перепад давления, Па;
 R – радиус контактного устройства, м;
 S – площадь поперечного сечения скруббера, м^2 ;
 T – температура потока, $^\circ\text{C}$;
 u_∞ – скорость внешнего потока, $\text{м}/\text{с}$;
 u^* – динамическая скорость, $\text{м}/\text{с}$;
 u_{cp} – средняя скорость среды, $\text{м}/\text{с}$;

V – объем, м³;

w_t – средняя скорость газа в колонне, м/с;

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

β – коэффициент массоотдачи, м/с или кг/(м²с);

β_{xv} – объемный коэффициент массоотдачи кг/(м³с);

M_i – поток массы испарившейся влаги;

ε – средняя скорость диссипации энергии, Вт/м³ или м²/с³;

ε_{cb} – удельный свободный объем насадки;

λ – удельная теплопроводность, Вт/(м·К);

μ – динамическая вязкость, Па·с;

ν, ν_t – кинематические коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости, м²/с;

ζ – коэффициент гидравлического сопротивления насадки;

ρ – плотность фазы, кг/м³;

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

τ – касательное напряжение, Па.

ψ_w – коэффициент смачиваемости поверхности;

ψ_a – коэффициент активной поверхности;

φ – абсолютная влажность воздуха, среднее объемное газосодержание;

χ – коэффициент пропорциональности;

Δx – размер ячеек.

Комплексы

$Pe = u_* l / D_{\text{п}}$ – число Пекле структуры потока (критерий Боденштейна);

$Nu = al/\lambda$ – число Нуссельта;

$Sh = \beta l / D$ – число Шервуда;

$Re = Up l / \nu$ – число Рейнольдса;

$Sc = \nu / D$ – число Шмидта;

$Pr = \nu / \alpha$ – число Прандтля.

Нижние индексы

G , g – газовая фаза;

gr – значение параметров на границе раздела фаз;

gl – гладкая поверхность;

$ж$, x – жидкая фаза;

mt – мокрый термометр;

h , k – значение параметров на входе и на выходе;

op – орошаемая насадка;

p – пар;

c – сплошная фаза;

$ср$ – среднее значение;

$ст$ – значение параметров на стенке;

$сух$ – сухая насадка;

t – турбулентность;

∞ – значение параметров в ядре потока;

$ш$ – шероховатая поверхность;

\mathcal{E} – эквивалентный;

i – номер ячейки.

Библиографический список

1. Нигматулин, Р. И. Динамика многофазных сред: монография / Р. И. Нигматулин. – Москва: Наука, 1987. – 464 с.
2. Холпанов, Л. П. Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела: монография / Л. П. Холпанов, В. Я. Шкадов. – Москва: Наука, 1990. – 271 с.
3. Кутателадзе, С. С. Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стыркович. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Москва: Энергия, 1976. – 296 с.
4. Дьяконов, С. Г. Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А. Г. Лаптев. – Казань: Изд–во Казанского университета, 1993. – 437 с.
5. Розен, А. М. Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования: монография / А. М. Розен, Е. И. Мартошин, В. М. Олевский [и др.]; под ред. А. М. Розена. – Москва: Химия, 1980. – 320 с.
6. Интенсификация тепло– и массообмена на макро–, микро– и наномасштабах : монография / Б. В. Дзюбенко, Ю. А. Кузма–Кичта, А. И. Леонтьев [и др.]; МГТУ им. Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет) Изд–во: «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2008. – 532 с.
7. Комиссаров, Ю. А. Процессы и аппараты химической технологии: учебное пособие для вузов / Ю. А. Комиссаров, Л. С. Гордеев, Д. П. Вент; под ред. Ю. А. Комиссарова. – Москва: Химия, 2011. – 1230 с.
8. Лабунцов, Д. А. Механика двухфазных систем: учеб. пособ. для вузов / Д. А. Лабунцов, В. В. Ягов. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2007. – 374 с
9. Лаптев, А. Г. Гидромеханические процессы в аппаратах химической технологии: учебно–справочное пособие для вузов. – СПб.: Лань, 2024. – 592 с.

10. Тарат Э.Я., Мухленов И.П., Туболкин А.Ф., Тумаркина Е.С. Пенный режим и пенные аппараты. – Л.: Химия, 1977. – 304 с.
11. Кафаров В. В., Глебов М. Б. Математическое моделирование основных процессов промышленного производства: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2023. – 403 с.
12. Вараксин, А. Ю. Турбулентные течения газа с твёрдыми частицами / А. Ю. Вараксин. – Москва: Физматлит, 2003. – 192 с.
13. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / И. З. Аронов. – [2-е изд.]. – Ленинград: Недра, 1990. – 280 с.
14. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей: монография. – М.: Наука, 1980. – 176 с.
15. Гладков, В. А. Вентиляторные градирни / В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко. – Москва: Стройиздат, 1976. – Казань, 2005. – 146 с.
16. Рамм В.М. Абсорбция газов: монография. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 2007. – 655с.
17. Лаптев, А. Г. Эффективность тепломассообмена и разделения гетерогенных сред в аппаратах нефтегазохимического комплекса: монография / А. Г. Лаптев, М. М. Башаров. – Казань: Центр инновационных технологий, 2016. – 344 с.
18. Лаптев А.Г., Башаров М.М., Лаптева Е.А. Математические модели и методы расчетов тепломассообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах. – Казань: КГЭУ; Старый Оскол: ТНТ, 2021. – 288 с.
19. Лаптев, А. Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов: монография / А. Г. Лаптев. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с. – ISBN 978–5–7464–1462–5.
20. Совершенствование конструкций контактных устройств для градирен: монография / А. С. Пушнов, Н. П. Пурикова, С. Шинкунас [и др.] / под общ. ред. А. С. Пушнова, А. Сакалаукас. – Санкт–Петербург: Политех–Пресс, 2020. – 382 с.

21. Сокол Б.А., Чернышев А.К., Баранов Д.А., Беренгартен М.Г., Левин Б.В. Насадки массообменных колонн. – М.: Машиностроение, 2009. – 358 с.
22. Витковская Р.Ф., Пушнов А.С., Шинкунас С. Аэрогидродинамика и тепломассообмен насадочных аппаратов. – СПб.: Лань–Пресс, 2019. – 288 с.
23. Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. – Казань: Отечество, 2013. – 454 с.
24. Патент № 2493528 С2 Российская Федерация, МПК F28F 25/08, B01J 19/32. Полимерная труба оросителя градирни: № 2011133275/0: заявл. 09.08.2011: опубл. 20.09.2013 / Давлетшин Ф. М.
25. Мельников В.Н. Вентури–скруббера: теория, конструкция и расчёт: монография. – М.: Недра, 2016. – 240 с.
26. Ульянов Н.Б. Процессы и аппараты мокрой газоочистки: учеб. пособие. – М.: Химия, 2017. – 312 с.
27. Патент № 2397812 С1 Российская Федерация, МПК B01D 47/06. Аппарат для мокрой очистки газа: № 2009129810/05: заявл. 04.08.2009: опубл. 27.08.2010 / Труфанов С. А., Слепов С. М., Гребнев Д. А., Беляев А. Л.
28. Шиляев М.И., Толстых А.В. «Моделирование процессов абсорбции газов в барботажных аппаратах» // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20, № 5. С. 575 – 586.
29. Ульянов Н.Б. Процессы и технологии разделения и глубокой очистки загрязненных сред: Учеб.–метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 97 с.
30. Marocco L., Inzoli F. Multiphase Euler–Lagrange CFD simulation applied to Wet Flue Gas Desulphurisation technology // International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35(2), 185–194.
31. Tseng C.–C., Li C.–J. Eulerian–Eulerian numerical simulation for a flue–gas–desulfurization tower with perforated sieve trays // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 116, 329–345.

- 32.Sharifi A., Mohebbi A. A combined CFD modelling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers // Research on Chemical Intermediates. 2014. Vol. 40, pp. 1021 – 1042.
- 33.Dorhjie D.B., Pereponov D., Aminev T. et al. Kinetics of Phase Separation and Saturation Profile of Gas Condensates: a Microfluidic and Numerical Analysis // 85th EAGE Annual Conference & Exhibition (Workshop Programme). June 2024. Vol. 2024, pp. 1 – 5.
- 34.Андреенко М.В., Скачков И.В., Бальчугов А.В., Коробкин В.В. Инжиниринг георесурсов // Известия Томского политехнического университета. – 2015. – № 6(326). – С. 69–76.
- 35.Скачков И.В., Бальчугов А.В., Мусева Т.Н. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – № 1(45). – С. 63–68.
- 36.Скачков И.В., Бальчугов А.В. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск: ИГУПС, 2011. – № 3(31). – С. 102–104.
- 37.Фарахов, М. М. Гидравлические характеристики хаотичной насадки «Инжехим» для контакта газа и жидкости / М. М. Фарахов, Т. М. Фарахов, А. Г. Лаптев // Fundamental Research. – 2018. – № 3. – С. 24–28.
- 38.Madyshev I.N., Kharkov V.V., Dubkova N., Kuznetsov M. Hydrodynamic investigation on contact device with inclined plates in mass–transfer and heat–exchange columns // AIP Conf. Proc. – 2022.
- 39.Alekseev K.A. et al. Stabilization of Heavy Vacuum Gas Oil when Producing Lubricating Oils // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. – 2022 – Vol. 58, No. 2, pp. 263–270.
- 40.Foroughi A., Naderi K., Ghaemi A., Kalami Yazdi M.S., Mosavi M.R. Analysis of effective area and mass transfer in a structured–packing column using machine learning and response–surface methodology // Scientific Reports. – 2024. – Vol. 14, Art. 19711.
- 41.Flagiello D., Parisi A., Lancia A., Di Natale F. A review on gas–liquid mass–transfer coefficients in packed–bed columns // ChemEngineering. – 2021. – Vol. 5, № 3. – Art. 43.

42. Hassan E.B., Hoffmann J. Review on pressure drop through a randomly packed bed of crushed rocks // Discover Applied Sciences. – 2024. – Vol. 6, Art. 126.
43. Almeshal A.M., Dindi A., El-Naas M.H. Process optimisation of wet scrubbers for multipollutant gas removal: CFD-based analysis // Separation and Purification Technology. – 2022. – Vol. 288. – Art. 120562.
44. Adah E., Joubert A., Boudhan R. et al. Spray scrubber for nanoparticle removal from incineration fumes // Aerosol Science and Technology. – 2022. – Vol. 56, № 1. – P. 75–91.
45. Bahrami A., Ghorbani F., Mahjub H., Golbabaei F., Aliabadi M. Application of a cyclone with spray scrubber to remove airborne silica particles from stone-crushing factories // Industrial Health. – 2009. – Vol. 47, № 4. – P. 436–442.
46. Chen P.C., Huang C.F., Chen H.W., Yang M.W., Tsao C.M. Capture of CO₂ from coal-fired power plant with NaOH solution in a continuous pilot-scale bubble-column scrubber // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 61. – P. 1660–1664.
47. Zhao Y., Hao R., Yuan B., Jiang J. Simultaneous removal of SO₂, NO and Hg⁰ through an integrative wet flue-gas cleaning process // Journal of Hazardous Materials. – 2016. – Vol. 301. – P. 74–83.
48. Wu S. et al. Mass transfer characteristics in structured packings for gas absorption // Chemical Engineering Research and Design. – 2018. – Vol. 132. – P. 920–928.
49. Kim H. et al. Removal of particulate matter using wet scrubber systems: A review // Environmental Engineering Research. – 2021. – Vol. 26, No 3. – Article 200140.
50. Abdulwahid A.A., Situ R., Brown R.J. Underground Diesel Exhaust Wet Scrubbers: Current Status and Future Prospects // Energies. – 2018. – Vol. 11 (11). – Article 3006.
51. Орлов А.О., Чернушевич Е.Э., Макамович С.С., Лепетило С.И. Очистка дымовых газов от оксида азота и угольной пыли // Современные достижения научно-технического прогресса. – 2023. – № 2(7). – С. 14–18.
52. Blumberga D., Priedniece V., Rumba R., Kirsanovs V., Nikitenko A., Lavendelis E., Veidenbergs I. Mathematical Modeling of Heat and Mass Processes in a

Scrubber: The Box–Wilson Optimization Method // Energies. – 2020. – Vol. 13, No. 9. – Article 2170.

53. Adah E., Joubert A., Boudhan R., Henry M., Durécu S., Le Coq L. Spray scrubber for nanoparticle removal from incineration fumes from the incineration of waste containing nanomaterials: Theoretical and experimental investigations // Aerosol Science & Technology. – 2022. – Vol. 56, No. 1. – P. 75–91.
54. Achiles A.E., Guerra V.G. Performance of a cyclone scrubber on removal of fine particulate matter // Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly. – 2019. – Vol. 26. – P. 22–22.
55. Chengzhi Tang, Heindel T. Time–dependent gas holdup variation in a two–phase bubble column // Chemical Engineering Science. – 2004. – Vol. 59. – Issue 24. – P. 6081–6089.
56. Pomerleau M., Higgins B., Petzoldt O. Comprehensive Emission Controls for Mono–Incineration Project in North America // Abgasreinigung. Proceedings of the Conference «Thermische Abfallbehandlung». – Berlin: TK–Verlag Karl Thomé–Kozmiensky, 2019. – P. 310–323. – URL: https://books.vivis.de/wp-content/uploads/2022/12/2019_VvK_310–323_Petzoldt.pdf
57. Peng J., Yao W., Yang Z. Prediction of SO₂ removal efficiency for ammonia–based wet flue gas desulfurization in a packed tower // SN Applied Sciences. – 2020. – 2:360.
58. Wang Z., Wu X., Yang T., Wang S., Liu Z., Dan X. Hydrodynamic characteristics and mass transfer performance of rotating packed bed for CO₂ removal by chemical absorption: A review // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 79. – Article 103373.
59. Shang Q., Wang H., Xiang X., Zhu C., Ma Y., Fu T. Formation of droplets on yield–stress fluids in bubble column scrubbers: Implications for particulate capture // Chemical Engineering Science. – 2023. – Vol. 274. – Article 118694.

- 60.Дворецкий С.И., Королев В.Н., Нагорнов С.А., Таров В.П. Техника и технологии псевдоожижения: процессы термообработки и вулканизации. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 232 с.
- 61.Прун О. Е., Гаряев А. Б. Метод оптимизации теплообменных аппаратов, работающих в системах утилизации тепла // Теплоэнергетика. – 2020. – № 8. – С. 78–85.
- 62.Singh M., Khatri J.H., Dargar A.K. CFD modelling of CO₂ absorption in an aqueous medium in a spray column scrubber with an innovative helical sparger // Arabian Journal for Science and Engineering. – 2023. – Vol. 49, No. 2. – P. 925–939.
- 63.Tomaszewski A., Przybyliński T., Lackowski M. Experimental and Numerical Investigation of Spray Scrubber Dust Collection Efficiency // Applied Sciences. – 2024. – Vol. 14, No 23. – Article 11240.
- 64.Пронин В. А., Долговская О. В., Татаренко Ю. В., Гармалыга Ю. Исследование насадок орошаемого скруббера в системах регенерации воздуха при поглощении CO₂ // Вестник Международной академии холода. – 2019. – № 2. – С. 43–48.
- 65.Лаптева, Е. А. Тепломассообмен и энергоэффективность противоточных плёночных аппаратов: монография / Е. А. Лаптева, М. В. Сайтбаталов / под ред. А. Г. Лаптева. – Москва: ТехноТехник, 2014. – 204 с. – ISBN 5-98457-058-0.
- 66.Войнов, Н. А. Плёночные трубчатые газо–жидкостные реакторы / Н. А. Войнов, Н. А. Николаев. – Казань: Отечество, 2008. – 272 с.
- 67.Сугак Е.В., Войнов Н.А., Николаев Н.А. Очистка газовых выбросов в аппаратах с интенсивными гидродинамическими режимами. – 2–е изд. – Казань: Отечество, 2009. – 224 с.
- 68.Кадыров Т.Ф., Касьяненко А.А., Лаптев А.Г. Снижение потерь масла в компрессорных установках при охлаждении и перекачивании природного газа. Часть 1. Описание технологической схемы и математическая модель процесса // Газовая промышленность. – 2023. – № 9(854). – С. 72–80.

- 69.Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии и теплоэнергетики: монография. – Казань: Печать–Сервис XXI век, 2015. – 236 с.
- 70.Лаптев А. Г., Фарахов М. И., Лаптева Е. А. Сравнительные гидравлические и тепломассообменные характеристики пленочных регулярных насадок в градирнях // Вестник Казанского технологического университета. – 2015. – № 18. – С. 71–74.
- 71.Ягов В.В. Неисчерпаемые проблемы теплообмена // Вестник МЭИ. – 2017. – № 6. – С. 86–105.
- 72.Махнин, А.А. Исследование гидравлического сопротивления барботажного слоя, секционированного ситчатыми тарелками / А.А. Махнин, Н.И. Володин // Изв. ТулГУ. Сер. «Экология и рациональное природопользование». Тула, 2006.– С. 24–30.
- 73.Yang L., Chen X., Huang C., Liu S., Ning B., Wang K. A review of gas–liquid separation technologies: Separation mechanism, application scope, research status, and development prospects // Chemical Engineering Research and Design. – 2024. – Vol. 201. – P. 257–274.
- 74.Jin L., Liao J., Xue P., Zhao M., Liu J. Structured packing improves wet scrubbing of airborne molecular contaminants in cleanroom make–up air units // Building and Environment. – 2022. – Vol. 224. – Article 109592.
75. Патент РФ № 2490054 С1. Скрубер с подвижной насадкой / С. И. Гетия, И. Г. Гетия, И. Н. Леонтьева, О. С. Кочетов, М. О. Стареева. – Заявл. 26.04.2012; опубл. 20.08.2013. – 5 с. – Бюл. № 23.
- 76.Sharif H.M.A., Mahmood N., Wang S., Hussain I., Hou Y.–N., Yang L.–H., Zhao X., Yang B. Recent advances in hybrid wet scrubbing techniques for NO_x and SO₂ removal: State of the art and future research // Chemosphere. – 2021. – Vol. 273. – Article 129695.
- 77.B.T.W. Mestemaker, E. Elmazi, L. van Biert, H.N. van den Heuvel & K. Visser. Modelling and Simulation of a Wet Scrubber System // Modelling and

Optimisation of Ship Energy Systems MOSES 2023 Conference (Delft, Netherlands), January 2024.

78. Guo S., Liu Y., Zhang C., Zhang C., Wang S., Li Y., Cheng S. Computational Fluid Dynamics Analysis of Wet Dust Removal in High-Gravity Countercurrent Rotating Packed Bed // *Atmosphere*. – 2024. – Vol. 15, No 2. – Article 157.
79. Буторина И. В. Выбор и расчёт газоочистных аппаратов: учебное пособие. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2020. – 84 с.
80. Азаров В.Н., Кошкарев С.А., Соломахина Л.Я. К экспериментальной оценке эффективности аппарата мокрой очистки в системах обеспыливания выбросов в атмосферу от печей обжига керамзита // Инженерный вестник Дона. – 2014. – № 3. – С. 15–24.
81. Цыганков А. В., Хилдаяти А., Серов А. А. Моделирование гидродинамических процессов в орошающей проволочной насадке // Вестник Международной академии холода. – 2020. – № 2(75). – С. 31–36.
82. Hoyos A., Joubert A., Bouhanguel A., Henry M., Durécu S., Le Coq L. Multiapproach Design Methodology of a Downscaled Wet Scrubber to Study the Collection of Submicronic Particles from Waste Incineration Flue Gas // Processes. 2024. Vol. 12, Article 1655.
83. Adah E., Joubert A., Boudhan R., Henry M., Durécu S., Le Coq L. Spray scrubber for nanoparticle removal from incineration fumes from the incineration of waste containing nanomaterials: Theoretical and experimental investigations // *Aerosol Sci. Technol.* – 2022. – Vol. 56, No. 1. – P. 75–91.
84. Равичев Л. В., Трушин А. М., Яшин В. Е. Тенденции исследований пенных аппаратов и пенного режима // Research Trends in Sieve Trays and Distillation and Adsorption Equipment. – М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева, 2021. – 20 с.
85. Lee G., Lee Y., Doh S., Kim M., Lee S. Lab- and pilot-scale wet scrubber study on the redox-mediated simultaneous removal of NO_x and SO_2 using a CaCO_3 –

- based slurry with KI as a redox catalyst // Chemosphere. – 2024. – Vol. 355. – Article 141809. – DOI: 10.1016/j.chemosphere.2024.141809.
86. Wang Y., Li X. Heat exchanger–effects on gas–liquid contact in packed bed scrubbers // Chemical Engineering Journal. – 2021. – Vol. 405. – Article 126859.
87. Столяров А. Д., Гордеев В. В., Абрамов В. И. Цифровые двойники в управлении: отраслевая специфика и практические аспекты создания // Современные научноемкие технологии. – 2024. – № 7. – С. 48–54. – DOI: 10.17513/snt.40084.
88. E Tech Group. Optimize your Clean–in–Place system: reduce downtime, water usage and cleaning cycle times [Электронный ресурс]. – E Tech Group, 2023. – URL: <https://etechgroup.com/optimize-your-clean-in-place-system/>
89. Hossain T., Islam S. M., Hasan M. The Impact of Machine Learning–Based Predictive Maintenance on Operational Efficiency: A Case Study from Bangladesh // International Journal of Computer Engineering. – 2023. – Vol. 10, No. 3. – Р. 41–55.
90. Ясаевеев Х. Н., Лаптев А. Г., Фарахов М. И. Модернизация установок переработки углеводородных смесей / Х. Н. Ясаевеев, А. Г. Лаптев, М. И. Фарахов. – Казань: КГЭУ, 2004. – 307 с.
91. Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Определение эффективности насадочных газосепараторов капельных аэрозолей с учетом неравномерности профиля скорости газа // Теоретические основы химической технологии. – 2021. – Т. 55. – № 2. – С. 235–241.
92. Лаптев, А. Г. Модернизация насадочных ректификационных колонн с применением математической модели разделения многокомпонентной смеси / А. Г. Лаптев, А. Д. Гилязов, Е. А. Лаптева // Химия и технология топлива и масел. – 2021. – № 1. – С. 3–6.
93. Лаптев, А. Г. Проектирование и модернизация аппаратов разделения в нефте– и газопереработке: А. Г. Лаптев, Н. Г. Минеев, П. А. Мальковский. – Казань: Печатный двор, 2002. – 250 с.

- 94.Башаров, М. М. Энергосбережение на ректификационных установках по производству фенола и ацетона / М. М. Башаров, А. Г. Лаптев // Химическая промышленность сегодня. – 2014. – № 4. – С. 48–52.
- 95.Башаров, М. М. Модернизация промышленных установок разделения смесей в нефтегазохимическом комплексе / М. М. Башаров, Е. А. Лаптева; под ред. Лаптева А. Г. – Казань: Отечество, 2013. – 297 с.
- 96.Фарахов, М. И. Импортозамещение по аппаратам очистки газа от дисперсной фазы в нефтегазохимическом комплексе / М. И. Фарахов, А. Г. Лаптев, М. М. Башаров // Химическое и нефтехимическое машиностроение. – 2016. – № 5. – С. 14–16.
- 97.Фарахов М. И., Лаптев А. Г., Башаров М. М. Модернизация массообменных аппаратов новыми насадками в химической технологии // Теоретические основы химической технологии. – 2015. – Т. 49. – № 3. – С. 247.
- 98.Башаров, М. М. Эффективность насадочных газосепараторов и сетчатых демистеров на предприятиях ТЭК / М. М. Башаров, А. Г. Лаптев // Надежность и безопасность энергетики. – 2016. – № 3. – С. 57–60.
- 99.Лаптева Е. А., Аласгарли С. У. О., Клочкова В. А. Поликанальная математическая модель разделения жидких аэрозольных систем в насадочных скрубберах–охладителях // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2025. Т. 27. № 1. С. 126–138.
100. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Аласгарли С.У.О. Математическая модель и эффективность охлаждения газа в скруббере с барботажными терелками // Вестник Технологического университета. 2024. Т. 27. № 11. С. 151–158.
- 101.Аласгарли, С.У. Приближенный метод расчета насадочного скруббера мокрой очистки газов от дисперсной фазы / С. У. Аласгарли // XXVI Всероссийский аспирантско–магистерский научный семинар, посвященный дню энергетика: Материалы докладов семинара. В 3–х томах, Казань, 06–07 декабря 2022 года / Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. Том 1. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2023. – С. 441–444.

102. Lapteva E.A., Laptev A.G., Alasgarli S.W. Mathematical model of contact cooling and purification of the dispersed phase of gases in packed scrubbers // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2022. Т. 56. № 2. С. 244–251.
103. Дьяконов, С. Г. Моделирование массо–передачи на промышленном аппарате на основании исследований лабораторного макета / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А. Г. Лаптев // Теоретические основы химической технологии, 1993. – Т. 27. – № 1. – С. 44–48.
104. Дьяконов, С. Г. Определение эффективности массообменных устройств на основе сопряженного физического и математического моделирования / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А. Г. Лаптев // Теоретические основы химической технологии, 1992. – Т. 26. – № 1. – С. 33–42.
105. Дьяконов, С. Г. Теоретические основы проектирования промышленных аппаратов химической технологии на базе сопряженного физического и математического моделирования / С. Г. Дьяконов, В. И. Елизаров. – Казань: Изд–во Казанск. КТГУ, 2009. – 456 с.
106. Пономаренко В.С. Градирни промышленных предприятий / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев. – М.: Энергоатомиздат, 1998 – 376 с
107. Столярова, Е. Ю. Повышение тепловой эффективности охлаждения воды в плёночной градирне с комбинированными блоками оросителей : специальность 2.4.6 «Теоретическая и прикладная теплотехника»: диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук / Столярова Е. Ю. – Казань, 2023. – 194 с.
108. Столярова, Е. Ю. Экспериментальные гидравлические и тепломассообменные характеристики пленочной градирни с комбинированными насадками / Е. Ю. Столярова, Е. А. Лаптева, А. Г. Лаптев // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2023. – Т. 15, № 1 (57). – С. 37–47.
109. Лаптев А. Г., Лаптева Е. А., Аласгарли С. У. Экспериментальные гидравлические и массообменные характеристики колонны с рулонной

- сетчатой насадкой для скрубберов и градирен // Вестник технологического университета. – 2025. – Т. 28, № 4. – С. 76–83.
- 110.Беренгартен М. Г., Лагуткин М. Г. Контактные устройства для градирен: учебное пособие. – Текстовое электронное издание. – Москва: Московский Политех, 2023. – 132 с.
- 111.Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Метод определения эффективности тепломассообмена в плёночной градирне с интенсифицированными блоками оросителей // Теплофизика и аэромеханика. – 2024. – Т. 31, № 3. – С. 503–513.
112. А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, Р.Н. Хамидуллин, С.У. Аласгарли // Экспериментальные гидравлические и массообменные характеристики процессов в колонне с комбинированной рулонной и нерегулярной насадками // Промышленные процессы и технологии. – 2025. – Т. 5, № 1(15). –С. 100–111.
- 113.Фарахов, Т. М. Гидромеханические и тепломассообменные характеристики модернизированных аппаратов с поверхностными и объемными интенсификаторами: специальность 2.6.13«Процессы и аппараты химических технологий»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Фарахов Тимур Мансурович.; ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет». – Казань, 2022. – 305 с.
- 114.Костанян, А. Е. О масштабном переходе в химической технологии / А. Е. Костанян, В. В. Белова //Химическая технология. – 2016. – №3. – С. 118–122.
- 115.Аласгарли, С. У. Приближенный метод расчета насадочного скруббера мокрой очистки газов от дисперсной фазы / С. У. Аласгарли // XXVI Всероссийский аспирантско–магистерский научный семинар, посвященный дню энергетика: Материалы докладов семинара. В 3–х томах, Казань, 06–07 декабря 2022 года / Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. Том 1. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2023. – С. 441–444.

- 116.Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Аласгарли С.У.О. Математическая модель и эффективность охлаждения газа в скруббере с барботажными терелками // Вестник Технологического университета. 2024. Т. 27. № 11. С. 151–158.
- 117.Lapteva E.A., Alasgarli S.U. Mathematical models of heat transport in film apparatus with intensifiers for gas cooling and water heating// Transportation Research Procedia 63. 2022. С. 2978–2983.
- 118.Голованчиков, А. Б. Моделирование структуры потока в насадочных и тарельчатых ректификационных колоннах / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, Н. А. Меренцов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2020.– 168 с.
- 119.Лаптева, Е. А. Эффективность разделения гомогенных и гетерогенных смесей в модернизированных аппаратах газожидкостного контакта: специальность 2.6.13 «Процессы и аппараты химической технологии»: диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук / Лаптева Е. А. – Казань, 2025. – 520 с.
- 120.Лаптев, А. Г. Эффективность охлаждения жидкостей в турбулентном барботажном слое на ситчатых тарелках / А. Г. Лаптев, Е. А. Лаптева, С. У. Аласгарли // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2022. – Т. 24, № 6. – С. 13–24.
- 121.Лаптев, А.Г. Устройство и расчет промышленных градирен / А. Г. Лаптев, И. А. Ведьгаева. – Казань: Издательство Казанского государственного энергетического университета, 2004. – 180 с.
- 122.Lapteva, E. A. Numerical estimation of the heat and mass transfer efficiency considering nonuniformity in water and air distribution / E. A. Lapteva, E. Yu. Stolyarova, A.G.Laptev //Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 67, Iss. 4. – Pp. 234.
- 123.Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Аласгарли С.У.О. Математическая модель и эффективность охлаждения газа в скруббере с барботажными терелками // Вестник Технологического университета. 2024. Т. 27. № 11. С. 151–158.
- 124.Ващук В. И., Соломаха Г. П., Клюшенкова М. И. и др. Разработка, исследование и внедрение продольно–секционированных тарелок с

- направленным вводом газа в жидкость // Труды МИХМ. Массообменные процессы и аппараты химической технологии. Москва – 1975. – Выпуск 61. – С. 10–22.
- 125.Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Модель очистки газов от тонкодисперсной фазы в барботажном слое на основе концепции активного входного участка // Теоретические основы химической технологии. – 2015. – Т. 49, № 2. – С. 163.
- 126.Аласгарли, С. У. Математическая модель охлаждения газа в барботажном слое / С. У. Аласгарли // Тинчуринские чтения – 2022 «Энергетика и цифровая трансформация»: Сборник статей по материалам конференции. В 3-х томах, Казань, 27–29 апреля 2022 года / Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. Том 1. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2022. – С. 692–694.
- 127.Аласгарли, С. У. Эффективность контактного теплообмена в пенном слое / С. У. Аласгарли, А. Г. Лаптев // Интенсификация тепломассообменных процессов, промышленная безопасность и экология: Материалы VI Всероссийской студенческой научно–технической конференции, Казань, 24–26 мая 2022 года. – Казань: Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2022. – С. 283–286.
- 128.Башаров, М.М. Эффективность охлаждения газов в противоточных скрубберах / М.М. Башаров, А.Г. Лаптев // Вестник технологического университета. – 2015. – Т. 18. – № 16. – С. 111–113.
- 129.Башаров, М.М. Энергоресурсоэффективная модернизация тепло–массообменных аппаратов в установках по выделению фенола: специальность диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук / Башаров М.М. – Казань, 2019. – 370 с.
- 130.Башаров, М.М. Обобщение результатов модернизации и промышленной эксплуатации насадочных колонн охлаждения и очистки газов / М.М. Башаров, А.Г. Лаптев, М.В. Сайтбаталов // Вестник Казанского Технологического Университета. – 2016. – Т. 19. – № 26. – С. 43–45.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
КОНТРОЛЬНОИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ**

Таблица 1 – Основные технические характеристики теплосчётчика

Наименование параметра	Значение параметра
1	2
Диапазон измерений температуры, °C	0,01–130
Диапазон измерений разности температур, °C	3–100
Диапазон измерений объёма, м ³	0,001–99999,999
Диапазон измерений тепловой энергии, МВтч	0,001–99999,999
Пределы допускаемой абсолютной погрешности при измерении температуры, °C, где: t – заданное значение температуры, °C	$\pm (0,3 + 0,005t)$
Пределы допускаемой абсолютной погрешности при измерении разности температур, °C, где: Δt – абсолютное значение разности температур в прямом и обратном трубопроводах, °C	$\pm (0,09 + 0,005\Delta t)$

Таблица 2 – Технические характеристики радиального вентилятора

СовПлим FS-p3400/SP

1	2
Наименование параметра	Значение параметра
Макс. расход ($\text{м}^3/\text{мин}$)	6,7–36,7
Давление (Па)	3400–2200
Мощность (кВт)	1,5
Напряжение (В)	380
Масса (кг)	31
Частота вращения (об/мин)	2870

Таблица 3 – Технические характеристики высокотемпературного ИК-термометра testo 835-T2

Измерение температуры (термопара тип К (NiCr–Ni))	
Наименование параметра	Значение параметра
Диапазон измерений	–50 ... +1000 °C
Погрешность	$\pm(0,5 \text{ } ^\circ\text{C} + 0,5 \% \text{ от изм. знач.})$
Разрешение	0,1 °C
Диапазон измерений	–10 ... +1500 °C
Погрешность	$\pm 2,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ или $\pm 1 \% \text{ от изм. знач.}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. СПРАВКИ О ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ



СПРАВКА

о применении результатов научных исследований, полученных в диссертационной работе на соискание ученой степени кандидата технических наук Аласгарли С.У. на тему: «Эффективность совместных интенсифицированных процессов тепломассообмена и разделения аэрозолей в насадочных и барботажных скрубберах» под руководством д.т.н., профессора Лаптева А.Г.

В результате научных исследований в диссертационной работе Аласгарли С.У. и в публикациях в журналах ТОХТ, «ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ» получены экспериментальные данные по перепаду давления, объемному коэффициенту массоотдачи и эффективности массообмена при увлажнении воздуха водой в колонне с регулярной полимерной сетчатой насадкой и комбинированной укладкой с нерегулярной металлической насадкой. Разработаны математические модели на основе системы дифференциальных уравнений в частных производных с учетом тепломассообмена и сепарации аэрозолей через локальные межфазные источники и коэффициенты турбулентного обмена. Получена система уравнений для расчёта тепловой эффективности и конструктивных характеристик сетчатых и струйных тарелок при одновременном охлаждении газа и сепарации аэрозолей.

Данные математические модели имеют важное значение при разработке и модернизации промышленных аппаратов в химической технологии и энергетике, направленных на повышение эффективности процессов тепломассообмена и очистки газов. Предложенные подходы используются при выполнении фундаментальных и прикладных научных исследований в области тепломассообменных процессов сотрудниками ИММ КазНЦ РАН, а также в образовательной деятельности.

Ведущий научный сотрудник
ИММ КазНЦ РАН, д.т.н., профессор

В.Л. Федяев

ООО «Инженерно-внедренческий центр «Инжехим»

Юридический адрес: 107564, Г.Москва, вн.тер.
г. Муниципальный Округ Богородское,
ул Краснобогатырская, дом 38, строение 2,
этаж 2 ПОМЕШ. №2
ИНН/КПП 1655010900/771801001
ОГРН 1021602853975
ОКПО 27823698 ОКВЭД 28.29.1



Почтовый адрес: 420049, г. Казань,
ул. Шаляпина, д. 14/83
Тел.: (843) 570-23-18, факс: 570-23-28
E-mail: info@ingehim.ru, ingehim@kstu.ru
Web: http://www.ingehim.ru

СОГЛАСОВАНО:



Директор, д.т.н.
Фарахов М.И.

«1» октября 2025 г.

СПРАВКА

О использовании результатов научных исследований и разработанных технических решений по модернизации скруббера, выполненные аспирантом Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанского государственного энергетического университета»
Аласгарли Сеймуром Ульви оглы

На основе технического задания завода «Этилен» ПАО «Казаньоргсинтез» по модернизации скруббера охлаждения и очистки пирогаза водой на установке газоразделения - Э100 Аласгарли Сеймуром Ульви оглы выполнены расчеты и разработаны научно-технические решения по замене устаревших контактных устройств в скруббере К-5 на современные импортозамещенные насадки: в верхней части рулонная с гофрированной поверхностью, а в нижней – нерегулярная «Инжехим – 2012».

В ноябре – декабре 2024-го года сотрудниками «ИВЦ «Инжехим» совместно со специалистами завода «Этилен» выполнена замена контактных устройств. После запуска колонны в промышленную эксплуатацию при нагрузке по пирогазу $G = 32-34$ т/час и начальной температуре пирогаза на входе около 100°C в противотоке с

охлаждающей водой обеспечена температура пирогаза на выходе 42-43 °С, что соответствует техническому заданию. Кроме этого, выполняется эффективная очистка пирогаза водой от кокса и смол.

Справка дана в ФГБОУ ВО «КГЭУ» в связи с защитой Аласгарли Сеймура Ульви оглы диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.6 «Теоретическая и прикладная теплотехника».

Заместитель директора
по технологическим вопросам



А.В. Раков

Научный руководитель
д.т.н., профессор «КГЭУ»



А.Г. Лаптев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

на изобретение

№ 2846580

КОМБИНИРОВАННЫЙ НАСАДОЧНЫЙ АППАРАТ
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОЧИСТКИ ГАЗОВ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Казанский государственный энергетический университет" (RU)*

Авторы: *Лаптев Анатолий Григорьевич (RU), Лаптева Елена Анатольевна (RU), Аласгари Сеймур Ульви оглы (RU)*

Заявка № 2024136202

Приоритет изобретения 03 декабря 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 09 сентября 2025 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 03 декабря 2044 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

документ подписан электронной подписью
Сергей Ильин
Андрей Зубов Юрий Сердюченко
Действителен с 01.01.2025 по 03.12.2025

Ю.С. Зубов