

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. А.Н. КОСЫГИНА (ТЕХНОЛОГИИ. ДИЗАЙН. ИСКУССТВО)»**

На правах рукописи



Карев Алексей Николаевич

**РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ И
ЭКОЛОГИЧНОЙ МОКРОЙ ОЧИСТКИ ВЫБРОСНЫХ ГАЗОВ
В ПРОИЗВОДСТВАХ ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЁГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Специальность

2.6.16. Технология производства изделий текстильной и легкой
промышленности

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Тюрин М.П.

Москва – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА И УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УХОДЯЩИХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	14
1.1. Классификация контактных аппаратов.....	15
1.2. Аппаратурное оформление процесса мокрой очистки выбросных газов	34
1.3. Достоинства и недостатки скрубберов	41
1.4. Стальные водяные экономайзеры контактного типа ЭК-БМ1-1, ЭК-БМ1-2, экономайзерный агрегат АЭ-06	43
1.5. Опытные результаты исследований и основополагающие характеристики ячеечной расчетной модели	Ошибка! Закладка не определена.
Выводы по главе 1.....	48
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ.....	51
2.1. Структура внутренней локации контактного теплообменника	51
2.2. Формирование математической модели	57
2.3. Модель уравнения теплового баланса	67
2.4. Анализ результатов расчетов.....	76
Выводы по главе 2.....	88
ГЛАВА 3. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ТЕПЛО-ОБМЕННОГО АППАРАТА С ПОМОЩЬЮ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ	89
3.1. Выбор характерных параметров.....	89
3.2. Рационализация рабочих характеристик анализируемого аппарата	96
3.3. Сопоставление результатов, полученных по балансовой и ячеечной моделям	103

3.4. Применение ЭК-БМ-1-1 для очистки выбросных газов от вредных примесей.....	106
Выводы по главе 3.....	113
ГЛАВА 4. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО РЕЖИМА СКРУББЕРА С ПОМОЩЬЮ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ	114
4.1. Выбор параметров скруббера с кольцами рашига.....	114
4.2. Рационализация рабочих характеристик скруббера с кольцами рашига.....	118
4.3. Сопоставление результатов, полученных по балансовой и ячеечной моделям	124
4.4. Проверка по новой модели расчетных данных контактного теплообменника.....	127
4.5. Программная реализация расчетной модели теплообменных аппаратов	144
Выводы по главе 4.....	149
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	151
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	153

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования определяется потребностью отечественной экономики удовлетворять нужды потребителей не за счет создания и ввода в эксплуатацию новых энергосистем, а за счет оптимизации и внедрения более рациональных технологических схем научиться обходиться существующими энергетическими системами.

В соответствии с Указом Президента Российской Федерации от 19.04.2017 г. № 176 «О Стратегии экологической безопасности Российской Федерации на период до 2025 года» целями государственной политики в сфере обеспечения экологической безопасности являются ликвидация накопленного вреда окружающей среде вследствие хозяйственной и иной деятельности в условиях возрастающей экономической активности и глобальных изменений климата. Одним из решений основных задач в области обеспечения экологической безопасности является внедрение инновационных и экологически чистых технологий, развитие экологически безопасных производств, а также развитие систем эффективного обращения с отходами производства и потребления, создание индустрии утилизации, в том числе повторного применения отходов производственных предприятий.

Система мокрой очистки выбросных газов направлена на снижение загрязнения атмосферы и улучшение экологической обстановки. Очистка выбросных газов с применением таких систем позволяет не только защитить окружающую среду, но и утилизировать теплоту отходящих газов, что, в свою очередь, позволяет повысить энергоэффективность предприятий.

Утилизация теплоты из очистных процессов открывает новые возможности для повышения эффективности и экологичности энергетической системы, снижая стоимость производства и повышая конкурентоспособность. В условиях растущих экологических требований и стремления к устойчивому

развитию такие технологии становятся неотъемлемой частью современной экономики, что подчеркивает важность данных исследований и разработок.

Возврат во вторичное использование теплоты, которое выделяется при конденсации отработанных газовых пароводяных смесей от различных теплотехнических установок, является одним из основных перспективных методов, где следует реализовывать энергосберегающие принципы. В таких случаях, как правило, эксплуатируются контактные теплообменники, которые позволяют отобрать тепло и влагу от уходящих горячих газов и вернуть на производство во вторичное использование.

Протекающие процессы при теплообмене нескольких рабочих сред в контактных теплообменниках требуют детальной математической проработки. В анализируемом процессе, как правило, участвуют три важных тепловых потока, а именно, передачи физической теплоты парогазовой смеси воде; испарения воды и конденсации паров. Сегодня для расчета и определения конструктивных параметров теплотехнических аппаратов используются классические методика, которые основаны на использовании усредненных характеристик по всему рабочему объему, а именно температурного напора, условного коэффициента теплоотдачи, эффективной площади контакта фаз и др.

Разработка математической модели и создание на этой основе расчетной компьютерной программы, которая в отличие от классических приемов могла бы учитывать и локальные процессы, протекающие в рабочем объеме аппарата, и в результате выдавать более точные данные для инженеров проектировщиков является актуальной научной и технологической задачей, что и определяет цель настоящей работы.

Качество нашей жизни зависит от постоянного притока чистого воздуха, необходимого для дыхания. Ежедневно, занимаясь бытовыми делами, сидя на рабочем месте или пребывая на прогулке за городом, мы потребляем 12 кубометров воздуха.

К сожалению, зачастую в атмосферу Земли попадает избыток вредных веществ: различные газы, частицы и биологические молекулы. Загрязнение

воздуха может вызываться огромным спектром причин. Так или иначе все, загрязняющие атмосферный воздух вещества, в большей или меньшей степени оказывают отрицательное влияние не только на здоровье человека, но и на его окружение. При чем повышается не только общая чувствительность организма к воздушным аллергенам, вместе с тем растет риск возникновения заболеваний дыхательных путей и смертность.

Воздух необходим не только для осуществления жизненных процессов на планете. В огромных объемах он потребляется на производстве электроэнергии. Его используют как в больших статических генераторах, так и в транспортных средствах. Любые твердые частицы в этом воздухе (или в жидком или газообразном топливе) могут повлиять на эффективность и чистоту сгорания, а в некоторых случаях сократить срок службы деталей двигателя или турбины. Отходящие после сжигания газы, содержащие частицы сажи и опасные вещества, представляют собой огромную экологическую проблему как местного, так и глобального масштаба.

Различные газы используются в качестве рабочих или передающих энергию сред, например, в пневматических или сжатых воздушных системах. Многие процессы в промышленности производят пыль, которая вредна для человека, окружающей среды и производимых продуктов. Несмотря на то, что газовую фильтрацию используют в производстве реже, чем жидкостную, ее важность для обеспечения качества жизни сложно переоценить [1].

Создание и совершенствование систем утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) дает возможность наиболее полно удовлетворить потребности в энергии не путем ввода дополнительных мощностей, а за счет энергосбережения – одного из приоритетных направлений развития экономики России на современном этапе.

Одним из наиболее перспективных путей повышения эффективности утилизации теплоты, отходящих от тепло-технологических установок парогазовых смесей (в том числе – уходящих газов парогенераторов), является использование теплоты конденсации содержащихся в них водяных паров. Для

этого применяются контактные теплообменники, которые имеют оптимальные габариты, требуют малых затрат металла на изготовление и умеренно расходуют энергию при эксплуатации. Они позволяют обеспечить глубокое охлаждение отходящих газов, конденсацию содержащихся в них водяных паров и позволяют использовать получаемый конденсат, то есть экономят воду [2].

Процесс тепломассообмена в контактных теплообменниках весьма сложен для математического моделирования и расчета, так как общая интенсивность передачи теплоты в нем зависит от соотношения между собой значений трех тепловых потоков: передачи физической теплоты парогазовой смеси воде, испарения воды и конденсации паров. В зависимости от величин температур воды, газа и точки росы доминирующее влияние могут иметь процессы тепло- или массопереноса, причем в различных зонах аппарата движущие силы этих процессов могут иметь разные знаки. Поэтому очень трудно установить какие-либо четкие закономерности среднего для всей контактной камеры общего (условного) коэффициента теплоотдачи, который учитывал бы и массоотдачу [3].

Универсальных, надежных и общепризнанных зависимостей для определения таких коэффициентов нет. Есть исследования, что получить их не представляется возможным, вследствие, большого количества независимых факторов, влияющих на интенсивность рассматриваемых процессов [2]. До настоящего времени известные инженерные методики расчета таких аппаратов основаны на использовании средних по всему объему параметров: температурного напора, условного коэффициента теплоотдачи, эффективной площади контакта фаз и др. [3, 4].

Повышение достоверности проектирования контактных теплообменников и выбор рациональных режимов их эксплуатации может быть достигнут при использовании математической модели сопряженных процессов тепломассообмена в подобных аппаратах. Математическая модель позволяет рассчитывать распределение температур теплоносителей и влагосодержания парогазовой смеси по высоте контактной камеры и ее компьютерной реализации.

Разработка таких моделей является актуальной научной и технологической задачей, что и определило цель ряда исследований [5-9]. Ряд практических опытов был выполнен в рамках Гранта РФФИ на базе лаборатории РГУ им. А.Н. Косыгина. В частности, был разработан контактный экономайзер, который можно рассматривать как самостоятельный агрегат, непосредственно не связанный с котельной установкой, вследствие чего его моделирование и расчет становятся более простыми.

Степень научной разработанности проблемы. Существенный вклад в решение проблем оптимизации и разработки эффективных систем утилизации теплоты и очистки дымовых газов от вредных примесей внесли научные труды Аронова И.З, Бажана Е.П., Волковыского Е.Г., Лифшица О.В., Бурхольца Р, Кремера Р., Мизонова В.Е., Тамира А., Федосова С.В., Булыгина Ю.А., Соснина Ю.П., Сенько П.М., Свичара А.Е., Родионова А.И., в которых разработаны методологические основы совершенствования и создания новых энергосберегающих, экологически эффективных аппаратов, методов и технологий снижения негативного воздействия на окружающую среду и экологическую обстановку, в том числе с использованием математического моделирования.

Цель исследования – разработка эффективного контактного аппарата утилизации теплоты и очистки выбросных газов предприятий текстильной и легкой промышленности с использованием методов математического моделирования.

Объект исследования – контактные аппараты утилизации теплоты и мокрой очистки выбросных газов предприятий легкой промышленности.

Предмет исследования – энергосберегающие мероприятия, конструкции аппаратов утилизации теплоты выбросных газов, процессы тепло-и массопереноса, локальные параметры состояния теплоносителей.

Для достижения поставленной цели в диссертации:

- разработана математическая модель расчета технологических процессов в контактном аппарате утилизации теплоты и очистки выбросных газов.

- создан программный комплекс, позволяющий определять оптимальные параметры устройств для утилизации теплоты и очистки отработанных газов.

- выполнен пробный расчет процессов в контактном аппарате для утилизации теплоты и очистки отработанного воздуха.

- проанализированы конструктивные и рабочие параметры разработанного аппарата,

- определены критериальные математические выражения, позволяющие найти локальные коэффициенты теплоотдачи, массоотдачи и потерю давления, и при этом обеспечить наименьшее расхождение с результатами, полученными практическим путем.

- спроектирован современный экологически эффективный контактный аппарат утилизации теплоты и мокрой очистки выбросных газов.

Исследования выполнены на кафедре Энергоресурсоэффективных технологий, промышленной экологии и безопасности Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)» в рамках Гранта Российского фонда фундаментальных исследований - 20-38-90061 «Аспиранты», № Договора 20-38-90061\20 от 31.08.2020г. «Разработка системы мокрой очистки выбросных газов и утилизация их теплоты».

Методы исследования и технические средства решения задач.

В проведенных исследованиях применялись теоретический, расчётно-аналитический и экспериментальный методы, позволяющие обеспечить комплексный подход к решению поставленных задач.

Теоретический метод включал в себя анализ существующих технологий утилизации теплоты и очистки выбросных газов, изучение литературы по вопросам тепломассообмена и утилизации теплоты, а также разработку математических моделей для прогнозирования эффективности работы систем мокрой очистки.

Расчётно-аналитический метод использовался для определения ключевых параметров работы контактных аппаратов утилизации теплоты и очистки выбросных газов, таких как коэффициенты теплоотдачи, массообмена и потеря давления. Это позволило оптимизировать конструктивные решения и условия эксплуатации установок.

Экспериментальный метод включал проведения опытов на действующих производственных установках. Оценка результативности работы систем проводилась с использованием измерительных приборов, что позволило сопоставить расчетные данные с экспериментальными и корректировать модели для достижения необходимой точности.

В совокупности применяемые методы обеспечивают системный подход к разработке эффективных решений в области утилизации теплоты и очистки выбросных газов.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

- создана новая расчетная математическая ячеечная модель, позволяющая на основе полученных данных выполнить рациональный выбор контактного теплообменного аппарата, причем модель при расчете учитывает локальные явления в рабочем объеме, что повышает степень утилизации теплоты отработанных газов, а также уровень очистки вредных выбросов в атмосферу.

- доказано, что наибольший вклад в тепловую мощность процесса вносит теплота конденсации влаги, при этом фазовое равновесие происходит на неполной высоте загрузки теплообменника, в следствии чего оставшаяся часть не оказывает влияния на тепловую мощность, а также дополнительно создает аэродинамическое сопротивление.

- представлена математическая зависимость, позволяющая определить оптимальную высоту анализируемого теплообменного аппарата, обеспечивающую максимальную разность между тепловой мощностью и мощностью, которая уходит на поддержание транспортировки рабочего газа через рабочую загрузку аппарата.

- получены критериальные уравнения, которые позволяют рассчитать локальные коэффициенты тепло- и массоотдачи, а также потери давления;
- математически описана зависимость между габаритными размерами рабочей загрузки, ее аэродинамическим сопротивлением от плотности орошения.

Теоретическая значимость работы. Для развития теоретических аспектов науки в технологии производства изделий текстильной и легкой промышленности имеют значение:

- новая математическая ячеечная модель, которая позволяет моделировать процессы контактного тепломассопереноса, а также процесс очистки вредных соединений в теплообменном аппарате.
- созданный программный комплекс, позволяющий на основе новой инженерной методики осуществить расчет и определить оптимальные конструктивные характеристики анализируемого аппарата.

Практическую значимость работы составляют:

- результаты расчета реально действующего теплообменного аппарата марки ЭК-БМ-1-1.
- результаты сравнительного анализа расчетных и опытных данных утилизации теплоты выбросных газов при использовании разработанного аппарата.
- оптимальная высота заполнения нового форсуночного контактного теплообменного аппарата, при которой его тепловая мощность, что максимально приближена к теоретически возможному значению при соответствующем наборе исходных параметров.
- экологически эффективный контактный теплообменный аппарат, который осуществляет работу на отходящих газах с сушильного производства, экономия энергии составляет 900 кВт, в денежном эквиваленте 620 тыс. руб./год, в том числе значительно снижается количество выбросов в атмосферу.

Достоверность и обоснованность работы обеспечивалась комплексом теоретических, расчётно-аналитических и экспериментальных исследований,

который основан на общих принципах фундаментальной науки и научных основах прогрессивной техники и технологии. Экспериментальные исследования проводились на действующих установках, а также стендах специализированных лабораторий ФГБОУ ВО «РГУ им. А.Н. Косыгина».

Основные положения, выносимые на защиту:

- новая математическая расчетная ячеечная модель, позволяющая определять оптимальный рабочий режим теплообменных контактных аппаратов, учитывая при этом локальные изменения параметров рабочих сред.

- программный комплекс, реализовывающий принцип расчета на основе ячеечной модели для предприятий легкой промышленности.

- практическое обеспечение разработанной модели и метода расчета, включающее в себя определение критериальных функций, описывающих взаимосвязи между коэффициентами теплопередачи и массопереноса, а также аэродинамическим сопротивлением, которое, в свою очередь, зависит от плотности орошения.

- результаты расчета контактного теплообменника, позволяющие выбрать оптимальный вариант конструктивных характеристик аппарата.

Личный вклад автора. Соискателем сформулированы цель и основные задачи исследования, проведен анализ и систематизация литературных данных по тематике исследований, разработана новая математическая ячеечная модель и на ее основе создан программный комплекс, который позволяет осуществлять расчет и определять оптимальные конструктивные характеристики теплообменных аппаратов. Обобщение полученных результатов выполнены при участии научного руководителя М.П. Тюрина. Доля соискателя в опубликованных с соавторами работах по теме диссертации составляет от 20 до 100%.

Апробация и реализация результатов работы.

Основные результаты исследования были представлены, рассмотрены и опубликованы в ведущих научных изданиях, а также получили одобрение на всероссийских и международных конференциях: Международной научно-тех-

нической конференции «Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности» (ИННОВАЦИИ – 2020), Москва, 2020; Всероссийской научной конференции молодых исследователей с международным участием «Инновационное развитие техники и технологий в промышленности (ИНТЕКС-2020)», посвященная Юбилейному году в ФГБОУ ВО «РГУ им. А.Н. Косыгина», Москва, 2020; Конференции молодых исследователей с международным участием «Инновационное развитие техники и технологий в промышленности (ИНТЕКС-2021)», Москва, 2021; Международном научно-техническом Симпозиуме «Повышение энергоресурсоэффективности и экологической безопасности процессов и аппаратов химической и смежных отраслей промышленности», посвященном 110-летию А.Н. Плановского, Москва, 2021; Всероссийской научной конференции молодых исследователей с международным участием «Инновационное развитие техники и технологий в промышленности (ИНТЕКС-2022)», Москва, 2022.

Публикации. Основные результаты выполненных исследований опубликованы в 13-и печатных работах, в том числе в двух изданиях, рекомендованных ВАК, и четыре статьи в международной базе данных Scopus.

ГЛАВА 1. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА И УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УХОДЯЩИХ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Большинство проблем, связанных с повышением эффективности теплоиспользующих установок, а именно с эффективным тепло- и массообменом между газом и жидкостью в контактных аппаратах, требует современных решений.

В сфере обработки воздуха и влажной очистки газов широко применяются контактные аппараты. Их популярность обусловлена, с одной стороны, простотой конструкции, а с другой – способностью повышать тепловую эффективность за счет более эффективного применения тепловой энергии. Однако потенциал использования процессов тепло- и массообмена в контактных аппаратах еще далеко не исчерпан. Это связано с тем, что на данный момент подход к решению задач в этой области носит преимущественно эмпирический характер, что не позволяет в полной мере раскрыть внутреннюю связь явлений в сложных процессах тепло- и массообмена в контактных аппаратах. Глубокое понимание этих процессов может быть достигнуто путем применения современных методов моделирования и анализа. Например, в химической промышленности контактные аппараты используются для очистки газов, но для достижения оптимальных результатов необходимо глубже понять механизмы тепло- и массообмена, происходящие в этих аппаратах [1].

В настоящее время имеется довольно много методов расчета процессов в тепло- и массообменных аппаратах. Объясняется это не только сложностью процессов, но и недостаточной разработанностью теории тепло- и массообмена применительно к расчету процессов в контактных аппаратах [6].

Методы расчета тепло- и массообмена в контактных аппаратах базируются на применении коэффициентов эффективности и коэффициентов полез-

ного действия, коэффициентов переноса (относящихся к площади поверхности контакта), безразмерных критериев подобия, включающих произведение коэффициентов переноса на площадь поверхности контакта.

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ КОНТАКТНЫХ АППАРАТОВ

Контактные аппараты можно кластеризовать по двум критериям, первый из них – это способу образования (циклонно-пенные, полочные и ударно-пенные), второй – по составу граничной контактной поверхности теплообменника, которая в свою очередь может быть пленочной, пенной, капельной или и пузырьковой.

Рассмотрим классификацию по составу граничной контактной поверхности теплообменника более подробно.

Капельная поверхность контакта представляет из себя принцип передачи тепла через процесс распыления капель влаги форсуночными устройствами. Примерами таких устройств могут быть камеры орошения форсуночного типа. В качестве устройств для распыления могут применяться устройства различного диаметра для дисперсных капель воздушно-капельной смеси.

Пленочная поверхность предполагает концентрацию капель, рассмотренных выше на поверхности контакта теплообменного аппарата. При этом концентрация капель настолько велика, что образует пленку, которая служит первичным звеном теплообменного процесса, обеспечивая минимальную поверхность контакта фаз. Примером могут служить теплообменники, с орошаемой насадкой. При использовании орошаемой насадки жидкость стекает по ее поверхности, образуя тонкую пленку, что способствует эффективному контакту между фазами и, как результат, интенсивному тепло- и массообмену [20, 21].

Пенные теплообменники представляют из себя следующий принцип работы. Поверхность контакта между фазами образуется газожидкостной эмульсией, которая состоит из множества ячеек пены. Процесс образования пены происходит путем интенсивного перемешивания газовой и жидкой фаз, что приводит к образованию большого количества мелких пузырьков газа, заключенных в жидкость [22].

В барботажных (пузырьковых) аппаратах принцип тепломассообмена основан на процессе барботирования, при котором газ или пар пропускается через слой жидкости, находящейся в аппарате. При этом происходит интенсивное перемешивание фаз с выделением пузырьков жидкости, что приводит к увеличению коэффициента теплопередачи и массопереноса между фазами [23].

В аппаратах, где применяется стратегия повышения эффективности тепло- и массообмена для достижения более эффективных показателей одними из ключевых параметров являются коэффициент дисперсности, скорость рабочей среды, площадь взаимодействия фаз, скорость динамики движущихся частиц, а также время контакта между фазами и температурный градиент [22]. Коэффициент дисперсности характеризует степень измельчения одной фазы в другой, скорость динамики движущихся частиц определяет турбулентность потока и смешивание фаз. Время контакта между фазами является критическим параметром, поскольку оно определяет продолжительность взаимодействия фаз и, следовательно, степень тепло- и массопереноса. Температурный градиент, в свою очередь, является движущей силой процесса теплообмена. Взаимное движение контактирующих сред, осуществляемое в противоположных направлениях, создает противоточный режим контактирующих сред [24].

Данные факторы применяются в различных конструктивных особенностях по-разному, в зависимости от целей тепло- и массообменного аппарата и его габаритов и напрямую влияют на качество тепло- и массообмена и его эффективность, включая методы расчетов и конструктивных решений.

1.1.1. Барботажные и пенные аппараты

В аппарате для барботирования теплообменная поверхность образуется посредством эмульгирования рабочей среды при трансверсальном потоке газа через этот слой.

Если же применяется недостаточная скорость газообразной смеси, то тепло- и массообмен становится крайне неэффективным. Это объясняется тем, что в самом теплообменном процессе принимают участие только те молекулы вещества, которые находятся на границе наружной сферы газового пузыря.

По мере роста скорости и при достижении определенной точки порогового значения, наблюдается трансформация свойств пенящегося слоя при этом образуется множество капель жидкости, которые могут иметь различные размеры и массу. При этом площадь контакта тепло- и массообмена увеличивается, что в свою очередь, ведет к росту эффективности аппарата для барботирования [25].

Слой, пронизанный пузырьками газа, становится особенностью двухфазных моделей, обычно обнаруживаемых в конструкциях, насыщенных водой или оснащенных дисковыми и сетчатыми перегородками, и иных аналогичных устройств [30, 50].

Отличительной характеристикой рассматриваемых аппаратов являются умеренные относительные скоростные параметры газового потока, формируемые темпом вспенивания и скоростью протекания процесса.

Особенно масштабировать производственную активность позволяет центробежное теплообменное устройство, заслуживающее особого внимания в этой категории. Здесь скорость проникновения газа (барботажа) во вращающийся жидкий слой увеличивается в 2 или более раз по сравнению со скоростью восхода пузырьков, достигая отметки в 20 м/с. [4-6, 12-14].

Ситуация, при которой отмечается возникновение пенообразования на поверхности газированного слоя, свидетельствует о спецификации оборудования, коим можно обозначить полочное пенное приспособление.

Отметим, что при высоте слоя жидкости в интервале 3-8 миллиметров, процесс формирования пены неприменим; подвижный слой жидкости стремительно выбрасывается из устройства силой газового потока уже при его скоростях, равных 1 м/с [37]. Газовый поток, достигающий скорости до 2,5 м/с, способствует стабильной работе механизмов при помощи образования пены, так как увеличение его показателей влечет за собой резкий переход к выбросу капель жидкости.

Работоспособность устройств поддерживается за счет пенообразования до момента, когда скорость газового потока достигают отметки в 2,5 метра за секунду, поскольку превышение этого параметра влечет за собой резкое усиление капельного сброса жидкости. Иными словами, пенное состояние контролирует избыточный выброс жидкостного компонента при стремительной работе газового потока.

Характеристики взаимодействия газа и жидкости зависят от множества параметров. В частности, продолжительность смешивания газа с жидкостной средой обусловлена скоростью потока газа, размерами пенных структур и слоем жидкости. В свою очередь, длительность взаимодействия только жидкостной среды напрямую связана с величиной газонаправляющей решетки и течением жидкости через нее [26].

В полочном оборудовании массо- и теплообмен реализуется при смешении потоков жидкости и газа, когда они движутся навстречу друг другу. Следует отметить, что при усиленном капельном переносе - явлении, когда тонкие частицы жидкости увлекаются газовым потоком, - взаимодействие этих компонентов происходит при параллельном движении сред.

Поддерживаемые режимы воздушного потока внутри полочного пенообразующего устройства могут колебаться от минимальных 0,5 м/с, где отмечается старт генерации пены, до 2,5 м/с, при котором стабильность газовой и

жидкостной смеси поддерживается на высшем уровне, предотвращая нарушение гидродинамики. При этом, через ячейки в сетке для стабилизации состояния пены, воздушный поток поддерживается на отметке от 15 до 20 м/с. Естественная площадь сетки, занятая механизмами распределения потока, функционирует в режиме сечения от 10 до 15 %.

Превышение нормативной скорости газового потока или, наоборот, сокращение активного сечения решетки акцентируют существенное усиление проскока жидкости в газовом потоке, независимо от того, что средняя скорость газа по площади находится в предложенных параметрах [27].

В объеме реактивной зоны, существенные объемы жидкости находятся в состоянии суспензии, что обуславливает их высокое гидродинамическое противодействие, достигающее отметок от 1,5 до 2 кПа.

Непосредственные визуальные исследования формы поверхности, где встречаются две фазы, показали ее отнюдь не однородную природу. Вместо этого, она формируется из ряда динамически смещающихся сферических образований, заполняющих пространство рядами пенообразных пузырьков, имеющих диаметр приблизительно 5-10 мм [10]. Среди различных вариаций устройств выделяются циклонно-пенные и ударно-пенные аппараты, визуализация которых представлена на графическом изображении 1.1 [16, 41].

Схемы пенных аппаратов различных видов представлены на рисунке 1.1.

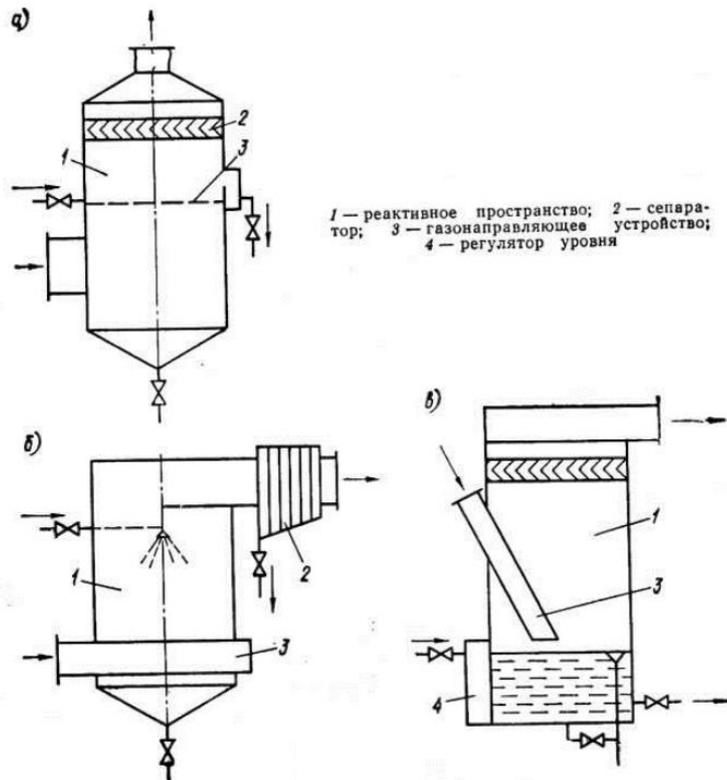


Рисунок 1.1 – Схемы пенных аппаратов: а) полочного; б) циклонно-пенного; в) ударно-пенного

Пеногенерирующий аппарат представляет собой вариант интенсифицированной машины, учитывая большое количество взаимодействий между фазами. Газ, выходящий из устройства, приближается к своему полному насыщению, а температурный профиль этого газа почти копирует температуру внутренней жидкости устройства, изменяясь лишь на $0,5-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пена, сформированная в центре устройства, играет сложную роль. Она увеличивает площадь для взаимодействия между фазами, и, в разумных границах, способствует расширению скорости газа. Эти свойства способствуют оптимизации подачи тепла и массы. Однако, наличие пенообразования стесняет маневренность отдельных микроэлементах жидкости – именно этот факт обуславливает утилизирующую функцию пены в процессе подавления брызгового уноса. Оно также определяет границы скорости газа, соразмерно с риском выброса пенообразования из конструкции аппарата (усиление скорости газового потока повышает

вероятность выброса пены). Это ведет к снижению интенсивности для теплообменных и массообменных процессов.

1.1.2. Аппараты с орошаемой насадкой

Центральным элементом в этих устройствах, определяющим параметры и состав межфазного контакта, служит слой орошаемой насадки. Производители используют многообразие вариантов наполнителя, в том числе перфорированные пластины, пористые материалы и сыпучие вещества. Приведенные в таблице 1.1 [26] сравнительные характеристики различных материалов, предназначенных для обработки жидкости, иллюстрируют спектр различных характеристик в зависимости от цели производственных нужд. Схематическое представление самого устройства представлено на рисунке. 1.2.

Анализируя данные, представленные в таблице 1.1, становится очевидным, что сетчатая насадка характеризуется гораздо более высокой удельной поверхностью [28].

Такое свойство дает возможность использовать слои малой толщины, порядка 30-40 мм, в отличие от значительно более толстых – от 200 до 400 мм и даже больше - для иных типов насадок. Это позволяет сконструировать систему с многоуровневой архитектурой и максимально полезной площадью поверхности, при синхронном слиянии воздушных потоков, исходящих от множества слоев заполнителей, с минимальным гидродинамическим сопротивлением, находящемся в диапазоне от 100 до 200 Па.

Таблица 1.1. – Сравнительные характеристики орошаемых насадок

Конструктивная особенность (тип)	Удельная площадь поверхности, м ² /м ³	Пористость слоя, %	Эквивалентный диаметр, мм	Идеальная толщина слоя, см	Воздушный поток перед насадкой, м/с
-------------------------------------	--	-----------------------	---------------------------------	----------------------------------	--

Продолжение таблицы 1.1.

Керамические кольца Рашига размером 25×25×3 мм, уложенные произвольно	204	73	15,40	40	0,8-1,2
Плоские сетчатые структуры из капроновых волокон с квадратными ячейками размером 2×2 мм	2000	85	1,76	3-4	1,0-1,5
Модульные конструкции из бумажных лент с пропиткой смолами	640	91	5,35	20-38	3,0-3,5
Модульные элементы из бумажных лент, ромбовидно уложенных и пропитанных смолами	580	83	5,90	20-30	3,0-3,8
Модули из слоистых пластин мипласта	706	65	3,65	20	2,0-2,5

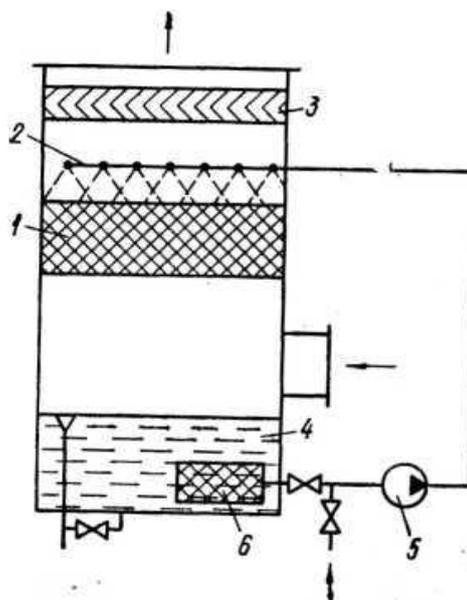


Рисунок 1.2 – Схема аппарата с орошаемой насадкой: 1 – орошаемая насадка; 2 – оросительное устройство; 3 – сепаратор; 4 – поддон; 5 – насос; 6 – фильтр

Максимальная относительная газовую скорость генерируют сотоблочные структурированные насадки и конструкции на основе листового материала.

Сравнительно более низкого уровня подобных характеристик достигает неструктурированные насадки, включая те, что состоят из колец Рашига. Этот тип характеризуется довольно малой удельной площадью и скоростью воздушной струи, а также более высоким гидродинамическим сопротивлением и

более толстым слоем. Преимущество данных колец состоит в их простоте конструкции и изготовления, долговечность за счет применения материалов, не подверженных окислению и ржавчине, удобство применения и относительно низкая стоимость.

Нерегулярные насадки характеризуются существенными ограничениями при обеспечении функционирования. Они обычно включают в себя зоны стагнации, появлению которых способствует неравномерное распределение, диаметр каналов и потоков материала, а также участки с недостаточным и чрезмерным уровнем увлажнения [29].

Использование нерегулярных насадок предоставляет возможность настроить оптимальные параметры функционирования увлажненного слоя. Это достигается благодаря изменению таких характеристик, как размер проходов, их глубина и расстояние между элементами, что дает значительный прирост в скорости газообразного потока, удельной площади поверхности и пористости самого слоя.

1.1.3. Камеры орошения

Ключевым компонентом камеры орошения, обеспечивающим максимальную поверхность взаимодействия газа и жидкости, являются форсунки механического распыления или альтернативные оросительные устройства. Их архитектура, параметры форсунок и их местоположение напрямую влияют на диаметр оросительного слоя, степень равномерного распределения, а также на продолжительность нахождения капель жидкости в реакционной зоне и, в итоге, на интенсивность процессов переноса энергии и смешивания компонентов [30].

На рисунке 1.3 представлена конфигурация форсуночной камеры, демонстрирующая путь движения капель воды в потоке воздуха. Изначально,

капли форсунки подвергаются движению под воздействием инерционных сил. Однако, по мере продвижения вдоль камеры, частицы жидкости начинают двигаться под влиянием аэродинамических сил воздуха, что приводит к их движению вниз, под действием силы тяжести, и, соответственно, к их сбору в поддоне.

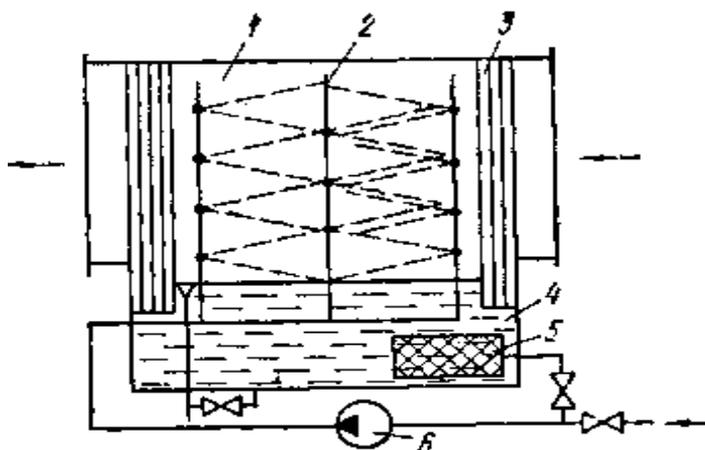


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема камеры орошения: 1 – оросительное пространство; 2 – трубный стояк с форсунками; 3 – сепаратор; 4 – поддон; 5 – фильтр; 6 – насос

Вне зоны действия инерционных сил, скорость капель жидкости приблизительно равна скорости свободного падения, ограниченной силами гравитации. Увеличение относительной скорости капель в выходных сечениях форсунок приводит к локальному усилению процессов тепло- и массопереноса, но не оказывает значительного влияния на общую интенсивность этих процессов.

Размерный состав капель, образующихся при работе форсунок, характеризуется высокой полидисперсностью. Примерно одна пятая часть капель имеет диаметр менее 0,25 мм и легко уносится воздушным потоком. Последний процесс происходит благодаря контролируемому процессу испарения, становящегося возможным благодаря обширному скоплению и дальнейшему испарению крупногабаритных капель [41].

Капли с диаметром до 2-3 мм не достигают необходимой температуры, что ограничивает использование теплового потенциала воды. При этом наблюдаются противоположные процессы: миниатюрные водяные частицы

эффективно наполняют воздушное пространство влагой, создавая процесс активного увлажнения камеры, в то время как крупные капли, наоборот, осушают ее [42, 43].

Большая вариативность диаметров капелек, которая образуется в результате действия форсунки, влечет за собой очень сложную многоуровневую динамику в теплообменных и массообменных взаимодействиях [44].

Максимальная скорость воздушных потоков в поперечном сечении камеры форсунки достигает 2,5-3 метра в секунду [45]. Синхронное перемещение различных сред в подобных камерах характеризуется преимущественно прямолинейным потоком. В силу своей элементарной архитектуры, низкому гидродинамическому сопротивлению (в пределах 0,1-0,2 кПа) и компактной архитектуре, форсунки нашли широкое применение, обеспечивая эффективное управление воздушными потоками.

1.1.4. Центробежный теплообменный аппарат

Анализ контактных аппаратов в контексте реактивной зоны рассмотренных аппаратов, включая аппараты с камерой орошения, с распылителем и пенные аппараты имеют общую характеристику – дифференциальная скорость между газовой струей и жидкой фазой, в большинстве случаев, регулируется базовыми законами гравитации.

Однако, есть отдельные локальные области, где это правило не действует, включая участки, где струя покидает сопло инжектора, и пространство вдоль отверстий газораспределительной сетки, области вокруг отверстий газонаправляющей решетки, сегментов входных каналов и прочих аналогичных областей. В этих локальных зонах наблюдается значительное превышение скорости рабочей среды над средней относительной скоростью, что создает бла-

гоприятные условия для локальной активизации процессов тепло- и массопереноса, что, в свою очередь, приводит к увеличению эффективности тепло- и массообмена [46].

Эффективное использование всего объема реактивной зоны при повышенной дифференциальной скорости попадает под риск из-за недостаточной напряженности гравитационного поля.

Следовательно, в рассматриваемых устройствах взаимодействия сред, улучшение процедур теплопередачи и массопереноса в реактивной области достигает определенного максимума. Этот предел можно расширить, внедряя искусственные гравитационные поля, к примеру, области влияния центробежных сил. Последние предоставляют возможность значительно ускорить разницу в скоростях между газом и жидкостью, распределяя это увеличение равномерно по всему пространству реактивной области устройства или слоя контактирующих сред.

Архитектурная реализация центробежных контактных аппаратов характеризуется наличием одного или нескольких круговых элементов, предназначенных для теплообмена, внутри которых происходит прямое взаимодействие газа и жидкости в реактивном пространстве. Эти элементы играют ключевую роль в обеспечении эффективного тепло- и массообмена между газом и жидкостью, что является основной функцией таких аппаратов. Благодаря своей круговой форме, эти элементы обеспечивают максимальную поверхность контакта между газом и жидкостью, что способствует интенсификации процессов тепло- и массообмена.

В центробежных контактных аппаратах теплообменные элементы могут быть оснащены вращающимся ротором, что позволяет увеличить эффективность тепло- и массообмена [47]. Однако, это усложняет конструкцию аппарата и требует дополнительных ресурсов на его обслуживание. В связи с этим, более распространенными являются аппараты с неподвижным контактным элементом, которые часто имеют форму циклона или спиральной камеры. Такая конструкция обеспечивает эффективный контакт газа и жидкости, при

этом не требуя сложных механизмов и обслуживания. В литературе описаны различные варианты таких аппаратов, которые успешно используются в различных отраслях промышленности [15, 16].

Центробежные контактные аппараты с неподвижным контактным элементом характеризуются перекрестно-прямоточным движением сред, при котором газ и жидкость движутся под углом друг к другу. Однако, это перекрестное движение ограничено начальным, относительно коротким участком пути, что делает эти аппараты, по сути, прямоточными [49]. В таких аппаратах частицы жидкости транспортируются газом, что обеспечивает эффективный контакт между ними и интенсификацию процессов тепло- и массообмена, что позволяет достичь высокой эффективности аппаратов при относительно простой конструкции.

Для получения противоточной схемы движения газа и жидкости с повышенными относительными скоростями сконструирован центробежный теплообменный аппарат (ЦТА), не имеющий вращающихся частей [14].

В целях создания эффективной системы противоточной циркуляции газа и жидкости при высоких относительных скоростях был разработан центробежный теплообменный аппарат (ЦТА), основанный на центробежном принципе, но не содержащего вращающихся элементов [14].

Конструктивная схема центробежного теплообменного аппарата с коллекторами показана на рисунке 1.4.

Внутри корпусе устройства размещены несколько теплообменных модулей, где происходит непосредственное взаимодействие газа и жидкости. Каждый из этих модулей состоит из двух основных компонентов: газораспределительной решетки с радиальными каналами, обеспечивающими тангенциальный ввод газа, и жидкостного патрубка с аналогичными каналами для тангенциальной подачи жидкости [48]. Для обеспечения стабильности гидродинамических процессов в системе газ-жидкость реализуется тангенциальная подача обоих компонентов с их одновременным вращением в одну сторону. В результате, выходные отверстия сопел жидкости располагаются в устье устройства,

близко к торцевой части круговой решетки, со стороны отвода газа из аппарата. Предотвращение перетечек и уноса жидкости обеспечивается также кольцевым зазором между обечайкой и газоотводящим патрубком, торцевой срез которого находится на уровне выходных отверстий сопел жидкости. Сливная камера должна иметь размер (диаметр) больше внутреннего диаметра круговой решетки.

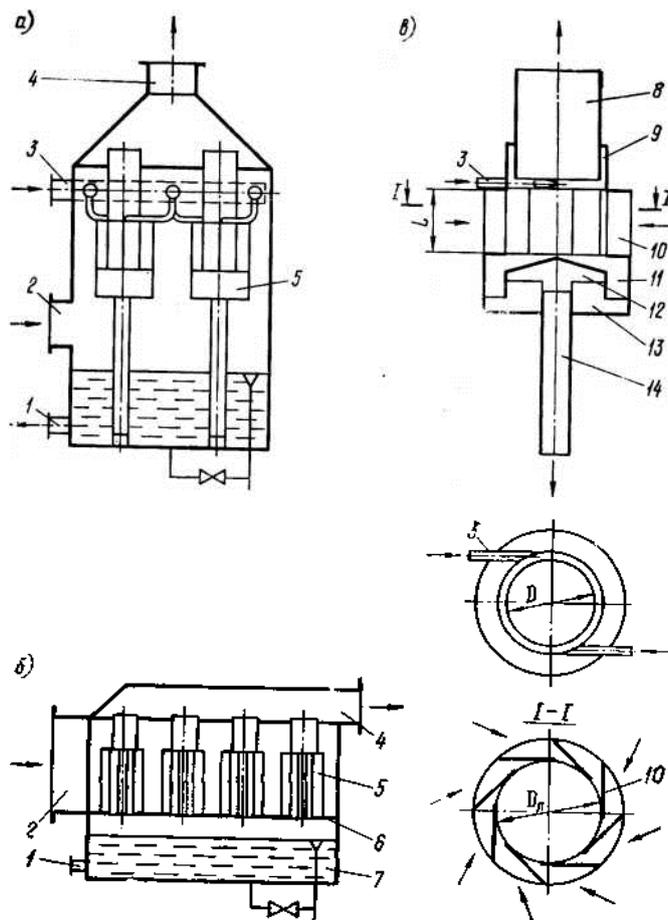


Рисунок 1.4 – Схемы центробежного теплообменного аппарата с коллекторами (а), без коллекторов (б) и теплообменного элемента (в): 1 – патрубок для отвода жидкости; 2 – патрубок для подачи газа; 3 – трубопровод для подачи жидкости; 4, 8 – патрубок для отвода газа; 5 – теплообменный элемент; 6 – диафрагма с отверстиями; 7 – поддон; 9 – обечайка; 10 – направляющая лопатка; 11 – коллектор; 12 – колпачок; 13 – радиальная перегородка; 14 – сливная труба

Механизм функционирования центробежного теплообменного аппарата основан на следующих принципах. Жидкость, поступающая в теплообменный элемент, под воздействием центробежных сил прилипает к внутренней поверхности газораспределительной круговой решетки и стекает по ней в форме

кольцевого вращающегося слоя в поддон, сливной бак или коллектор. Параллельно, газовая струя, вращающаяся в ту же самую сторону. с использованием направляющих проходов (цилиндрических отверстий или щелевых инжекторов), обеспечивает вращательную динамику жидкости, одновременно проникая через кольцевой слой, расщепляя жидкость на микроскопические элементы, что создает обширную площадь взаимодействия между газовой и жидкой средой [50].

Продолжая взаимодействие с кольцевым слоем, газовый поток движется внутри реактивного пространства, вращаясь вдоль оси теплообменного элемента к его устью, где он встречается со стекающей жидкостью, и затем удаляется через газоотводящий патрубок. В результате, формируются зоны прямого, перекрестного и вихревого движения сред, которые характеризуются общим противоточным движением.

Удерживая взаимосвязь со слоем, газовый поток прогрессирует внутри объема реактивной области, вращаясь вокруг оси элемента теплообмена к его истоку – навстречу спускающейся жидкости – и затем удаляется через канал для отвода газа. Происходит демонстрация областей прямолинейного, пересекающегося и вихревого течения сред в условиях их совокупного встречного потока.

1.1.5. Очистка выбросов промышленных предприятий

В последнее время проблема загрязнения атмосферы, как и многие другие экологические проблемы, обострилась. Содержание вредных для здоровья веществ в воздухе крупнейших городов мира, вместе с этим увеличиваются и риски для здоровья. По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), загрязненный воздух является одной из основных причин роста онкологических заболеваний [1].

С ростом числа промышленных технологий, увеличения количества и объемов производства в различных областях, начиная от энергетики, металлургии, транспортной промышленности и др. возникло новое явление – техногенные выбросы, представляющие собой выбросы различных загрязняющих веществ в окружающую среду [51]. Загрязнение воздуха можно трактовать как выбросы вредных веществ (различных производственных отходов, газов, продуктов распада, частиц тяжелых металлов или других вредных примесей) превышающий предельно допустимую концентрацию (ПДК) в атмосфере и негативно влияющих на живые организмы [71].

С точки зрения интенсивности выбросов и по масштабу данный фактор можно сравнить с вулканической активностью, т.к. процент выбросов согласно статистике, не уменьшается [52]. Хотя и применяются различные меры и методы снижающие техногенные выбросы, однако за счет роста промышленности и общего числа предприятий и объемов производства, общий процент загрязнений не уменьшается. Поэтому необходимо разрабатывать более качественные и эффективные методы снижения уровня загрязнений, т.к. от этого зависит здоровье общества в целом. Т.е. воздушное загрязнение можно определить, как любые нежелательные изменения качества воздуха, вызванные полностью или частично человеческой деятельностью. Эти изменения могут иметь прямое или косвенное влияние на энергетический баланс, уровни радиации, физико-химические свойства атмосферы, а также на условия существования для всех живых организмов на планете [86].

Количество выбросов влечет за собой ряд эффектов, которые определяются, прежде всего, интенсивностью и спецификой загрязнения, а также, способностью атмосферного воздуха противостоять антропогенному давлению. Последствием промышленных выбросов становится неотвратимое ухудшение качества воздуха.

Главными источниками выбросов в атмосферу служат промышленные объекты, транспортные средства, бытовые отходы, пестициды, применяемые в аграрном секторе и любые другие вредные компоненты и соединения, так

или иначе превышающих ПДК и влияющих на окружающую среду [88, 89]. На сегодняшний день, уменьшение количества токсичных элементов в атмосфере, поступающих от деятельности производственных компаний, стоит в числе приоритетных задач.

Промышленные выбросы вредных веществ в атмосферу напрямую воздействует на экологическую обстановку в регионе, однако дать оценку степени прямого ущерба экологии достаточно сложно, но с уверенностью можно сказать, что при любых превышениях норм выбросов, ущерб экологии будет значительным [88].

Промышленные объекты являются значительным источником выбросов в атмосферу твердых частиц, не подвергшихся полному сгоранию, таких как зола, сажа, копоть и вредные газы (диоксида и оксида углерода, углеводородов, соединений серы, оксидов азота и др.). Пыль и зола, оксиды серы, углерода, азота, фенола, тяжелых металлов и других веществ поступают в атмосферу с выбросами промышленных предприятий, тепловых электростанций и выхлопными газами автомобилей.

Выборочные соединения серы и азота оседают из атмосферы в форме аэрозольных частиц и пыли, тогда как остальные загрязняют почву, гидросферу и флору, выпадая в виде кислотных осадков [48].

Выбор метода очистки вредных выбросов зависит от множества факторов. Необходимо учитывать не только химический состав отходящих газов, но и их физические параметры, наличие сопутствующих загрязнений (пыль, аэрозоли и т. п.).

1.1.6. Основные способы очистки выбросных газов

Промышленные предприятия являются одним из основных источников выбросов в атмосферу двуокиси углерода (CO_2), оксидов серы (SO_x) и азота

(NO_x), а также твердых частиц. Эти выбросы ухудшают качество воздуха, влияют на глобальный климат и оказывают неблагоприятное воздействие на экосистемы и здоровье человека [10, 11].

С января 2020 года в мире усилили экологическое регулирование, основной целью которого является модернизация производства и, как следствие, снижение негативного воздействия различных химических соединений, в том числе SO_x, NO_x, CO₂, CO, щелочей, твердых частиц [12].

Очистка выбросных газов на предприятиях имеет первостепенное значение во многих отраслях промышленности. Прежде всего необходимо контролировать выбросы, поддерживать нормальные концентрации веществ в атмосфере и извлекать наиболее ценные частицы. В связи с этим на рынке аппаратов газоочистки представлено множество пылеуловителей, начиная от картриджных и заканчивая упаковочными конструкциями, которые становятся все более популярными. Вместе с тем разрабатываются и модернизируются различные типы аппаратов – сухие механические пылеуловители, электрофильтры, фильтры различных видов (тканевые, зернистые и т.д.) [13-15].

В сухих методах процесс очистки осуществляется без использования какой-либо жидкости. Основаны они либо на принципе инерции, либо на электрических свойствах компонентов дымовых и выбросных газов, либо на фильтрах. Например, циклоны подходят для разделения частиц размером более 10 мкм. Существует современная система DESP, которая ориентирована на электрический заряд частиц загрязняющих веществ и обладает высокой эффективностью сбора, а также имеет широкий диапазон рабочих температур, что является преимуществами этого метода [16].

Однако из-за высокой цены этот метод не подходит для небольших предприятий или котельных, где присутствует выброс топочных газов. Фильтры могут отделять твердые частицы и газообразные примеси от дымовых газов, основываясь на массовой силе с высокой эффективностью. Основным ограничением этой категории является то, что дымовой или выбросной газ должен

быть сухим, что делает его неподходящим для такой очистки, иначе сухие фильтры могут быстрее выходить из строя [16, 17].

Еще одним эффективным способом газоочистки является мокрый способ.

Данный процесс основан на взаимодействии газового потока, содержащего взвешенные частицы, с жидкостью, которая захватывает эти частицы и удаляет их из аппарата в виде шлама, тем самым очищая газовый поток [14]. Однако, стоит отметить, что мокрые скрубберы и пылеуловители для сухих сред – это две совершенно разные технологии, используемые для улавливания пыли, образующейся в ходе производственных процессов. Оба способа очистки имеют как преимущества, так и недостатки [53].

Аппараты мокрой очистки желательно применять на производствах, имеющих систему очистки воды, если же такой нет, то лучше по возможности использовать аппараты сухой очистки.

В промышленности широко применяются установки мокрой очистки газов, которые отличаются высокой эффективностью удаления загрязнений, способностью регулировать влажность и температуру рабочей среды, а также нейтрализовать вредные вещества и газы с помощью специально разработанных химических растворов. Благодаря этому, такие установки позволяют не только уменьшить количество вредных выбросов, но и создать оптимальные условия для технологических процессов [54].

В различных отраслях промышленности, таких как металлургия, химическая промышленность, энергетика, производство строительных материалов и удобрений, мокрые методы очистки газов нашли широкое применение. Это связано с тем, что предприятия этих отраслей ежегодно выбрасывают в атмосферу огромные объемы вредных веществ, что негативно влияет на окружающую среду. Мокрые методы очистки газов позволяют эффективно уменьшить количество таких выбросов. Например, в металлургической промышленности мокрые методы очистки газов используются для удаления пыли и других загрязнений, образующихся при производстве стали и других металлов.

1.2. АППАРАТУРНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЦЕССА МОКРОЙ ОЧИСТКИ ВЫБРОСНЫХ ГАЗОВ

На протяжении десятилетий промышленные скрубберы обеспечивали эффективную очистку выбросов, производимых заводами, электростанциями и другими промышленными объектами. Современные скрубберы могут удалять загрязняющие вещества наиболее эффективно. Используя промышленный скруббер можно предотвратить попадание вредных загрязняющих веществ в атмосферу [86, 132].

Мокрые скрубберы остаются одним из популярных типов для проведения процесса мокрого улавливания вредных веществ промышленных газовых выбросов.

1.2.1. Конструкция и эксплуатация скруббера

Скрубберы – это устройства, которые используют жидкость (обычно воду) для улавливания и удаления загрязняющих веществ. Через сопло или отверстие очищающая жидкость распыляется и диспергируется в газовом потоке. Капельки улавливают и захватывают частицы пыли через агломерацию, прилипание или инкапсуляцию. Это эффективно увеличивает размер и массу частиц, облегчая их сбор в последующем процессе фильтрации или разделения. Очищающая жидкость одновременно поглощает и нейтрализует газообразные загрязняющие вещества. Суспензия обычно извлекается в сборниках конденсата и рециркулируется через очистную систему [54].

Мокрый скруббер представляет собой базовую технику очистки выбросного воздуха или газа с предприятия с целью элиминации вредных или неприятно пахнущих веществ, которые могут представлять опасность для здоровья

человека и окружающей среды. Мокрые методы очистки газов позволяют эффективно нейтрализовать такие соединения, используя специальные химические растворы, которые взаимодействуют с загрязнителями, превращая их в безопасные вещества. На рисунке 1.5 представлена модель скруббера с указанием направления входящих в него потоков.

Одним из основных элементов конструкции является труба входа выбросного газа, который входит в корпус скруббера. Газ внутри корпуса закручивается с помощью различных распределительных устройств (разные производители предлагают различные типы распределителей и распылительных устройств), и затем через тангенциальный выход очищенный газ выводится в атмосферу [55].

Эффективность отделения твердых частиц от газовой фазы и перепад давления скруббера достигаются за счет внутренней конструкции. Например, производитель Siccaldania предлагает разделение корпуса скруббера на секции с использованием стержней [18]. Данный аппарат возможно сравнивать высококачественными циклонами или скрубберами Вентури.

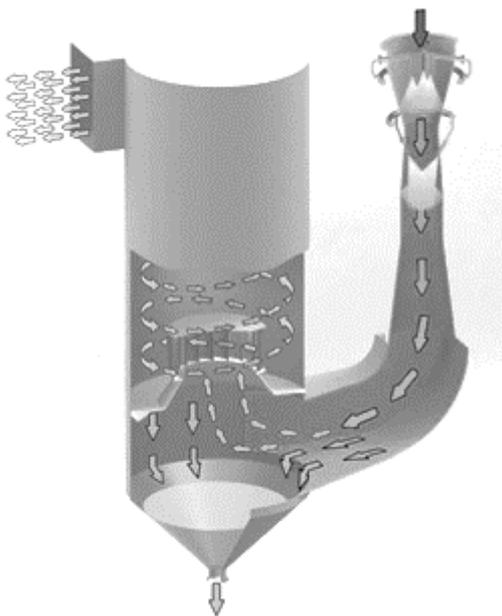


Рисунок 1.5 – Модель скруббера

Работа такого скруббера основана на тесном контакте очищаемого газового потока со скруббирующей жидкостью. Это достигается путем направления высокоскоростного газового потока через расположение стержней. Поверхность этих стержней увлажняется распылительными форсунками.

Частицы пыли в газе соприкасаются с жидкостью из-за турбулентности, создаваемой специально расположенными стержнями. Таким образом, частицы пыли всасываются в жидкость. Эти жидкие капли с поглощенной пылью затем отделяются в каплеуловителе.

Скруббер может располагаться как горизонтально, так и вертикально. Каплеуловитель всегда должен располагаться вертикально [17-19].

В скруббере дымовых или выбросных газов, газ вступает в тесный контакт с мелкодисперсными каплями воды в потоке параллельного или встречного тока. Этот метод наиболее эффективен, когда размер капли воды становится меньше, а общая поверхность между водой или промывочной жидкостью и газом становится больше. Вода или моющая жидкость обычно рециркулируются для экономии воды и уменьшения количества сточных вод [14, 17, 18].

Различные конструкции скрубберов включают распылительные форсунки, распылители, циклонное действие, конфигурации мокрого удара для улавливания пыли. Многие устройства используют комбинацию этих методов.

1.2.2. Типы скрубберов

В своей статье Дипак К Саркар, опираясь на ряд обзорных исследований, дает описание нескольким типам скрубберов [2, 3, 4, 6, 20, 23].

Распылительные башни. В распылительных башнях или распылительных камерах газовые потоки подаются в камеру и контактируют с очищающей

жидкостью, производимой распылительными форсунками. Размер капель контролируется для оптимизации контакта частиц и отделения капель от газового потока. Камеры могут быть ориентированы на поперечный поток, противоточный поток или параллельный (сотоковый) поток. Они могут также включать deflectors для улучшения контакта газа и жидкости.

Распылительные башни имеют низкое энергопотребление, но при этом и относительно низкую эффективность сбора твердых частиц. Рециркулируемая вода в системе должна быть тщательно очищена, чтобы предотвратить чрезмерное загрязнение или засорение сопла. Очистка и замена сопел являются основной частью технического обслуживания, необходимого для агрегатов этого типа.

Орошаемые циклоны. Циклонные распылительные камеры – это скрубберы, которые сочетают в себе методы захвата циклонов и распылительных башен. Газовые потоки обычно входят в камеру тангенциально на высоких скоростях. Высокие скорости вызывают, а центробежная сила способствует разделению капель, позволяя использовать меньший размер капель, что повышает эффективность сбора. Циклонные распылительные камеры более эффективны, чем распылительные башни. Они имеют более низкие требования к жидкости, но при этом из-за более высоких перепадов давления требуют большей мощности. По сравнению с распылительными башнями они более эффективны для газовых потоков с более тяжелыми частичными нагрузками.

Скруббер Вентури. Скрубберы Вентури (рисунок 1.6), также известные как скрубберы твердых частиц – это воздушные скрубберы с камерой в форме Вентури со сходящимися и расходящимися секциями. Вода впрыскивается под низким давлением в горловину трубки Вентури, через которую с большой скоростью проходит газовый поток. Энергия от газа распыляет жидкость, позволяя частицам и загрязнителям быть захваченными в каплях. Струйные скрубберы Вентури используют модифицированную конструкцию, в которой жидкость впрыскивается в горловину с высокой скоростью, а не в газовый поток.

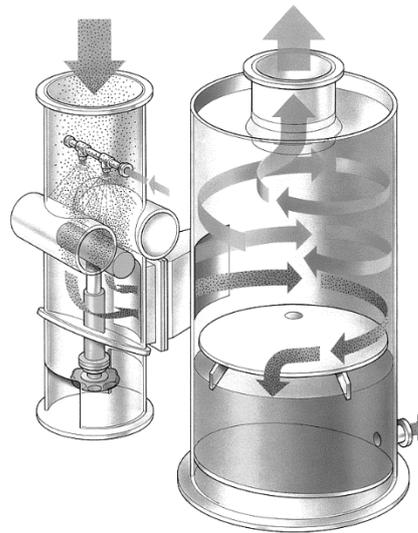


Рисунок 1.6. – Скруббер Вентури

Скрубберы Вентури обладают высокой эффективностью сбора загрязняющих частиц и просты в установке и обслуживании. Однако они требуют больших перепадов давления, что приводит к более высоким требованиям к мощности, чем другие модели.

Диафрагменные скрубберы. Похожи на скрубберы Вентури в том, что поток газа протекает с высокой скоростью через узкий участок (отверстие) для распыления жидкости в капли. Прежде чем попасть в отверстие, газ с высокой скоростью движется через емкости с очищающей жидкостью. По мере того, как он выходит из емкости, капельки и загрязняющие вещества оседают на ряде перегородок [56]. Очистители обладают таким преимуществом как низкая скорость рециркуляции воды.

Ударные скрубберы (лотково-башенные). Ударные (рисунок 1.7) или перфорированные пластинчатые скрубберы представляют собой разновидность скрубберов с регулируемыми отверстиями для изменения скорости удара. являются устройствами для работы с частицами размером более 5 мкм или растворимыми газами. Они особенно эффективно работают при работе с сушилками и порошкообразными продуктами, такими как соль и пищевые ароматизаторы [58]. В этих типах скрубберов газ поступает сверху башни и движется вниз через отверстия в горизонтальных перфорированных лотках, в

то время как очищающая жидкость течет сверху по каждому лотку, смешиваясь с газом. Это обеспечивает больший газожидкостный контакт, чем в других конструкциях башен.

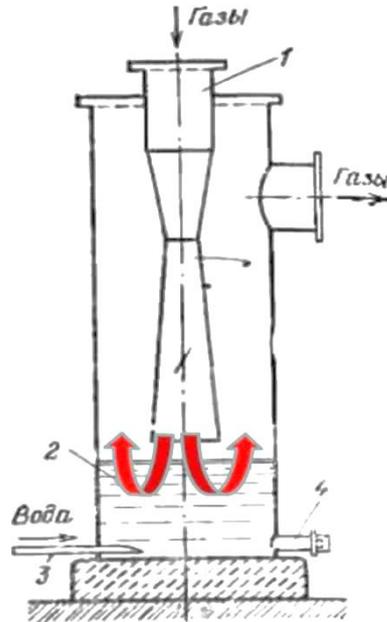


Рисунок 1.7. – Ударно-инерционный скруббер с указанием потока входящего в аппарат газа:

- 1 – входной патрубок для выбросного газа; 2 – резервуар с жидкостью; 3 – смывное сопло;
4 – труба для удаления шлама

Насадочные скрубберы, или скрубберы с насадочным слоем. Они представляют собой камеры, содержащие один или несколько слоев упаковочного материала для увеличения газожидкостного контакта, таких как кольца Рашига, спиральные кольца или седла Берла.

Газовые потоки поступают в нижнюю часть камеры и текут вверх (противотоком) или горизонтально (поперечным потоком) через насадку, так как очищающая жидкость равномерно распределяется по упаковочному материалу [57]. После прохождения упаковки очищенный газ проходит через уловитель, а отработанная жидкость/суспензия самотеком падает на дно. Скрубберы с насадочным слоем являются в первую очередь газопоглотителями, они предназначены для очистки газовых потоков от газообразных загрязняющих веществ. При этом они могут собирать и твердые частицы, но для этой функции

они не очень эффективны, так как мокрая пыль, собирающаяся в пластах, требует специальной очистки.

Выше были описаны виды наиболее распространенных и хорошо известных «мокрых» скрубберов. Однако в последнее время термин «скруббер» также используется для описания устройств, загрязняющих воздух, которые впрыскивают сухой сорбент или распыляют его в газовый поток [60].

Существуют также распылительные сушилки, эффективность которых выше 80 %.

1.2.3. Основные определения, принцип работы

Также разработана теоретическая модель с использованием параметра времени пребывания частиц в устройствах (среднего времени пребывания) для расчета эффективности улавливания циклоном. Представлены результаты разработки и испытания циклонного сепаратора, область аэродинамических режимов для которого была задана в интервале расхода воздуха от 10 и до 100 л/мин с достижением максимально возможной эффективности улавливания частиц пыли мелких фракций (1-10 мкм) низкой плотности [61].

В настоящее время продолжают исследования по разработке новых конструкций центробежно-инерционных устройств мокрой очистки газов (циклонов скрубберов) с применением методов численного моделирования описания и расчета пылеулавливания. Так, например, представлены результаты исследования численного решения уравнений Эйлера, описывающих гидродинамику течения трехфазных потоков (газ – жидкость – твердое тело) и оценки эффективности очистки потока газа от пыли в скруббере мокрой очистки.

1.3. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ СКРУББЕРОВ

Среди очевидных преимуществ следует выделить малый размер установок и удобство размещения на производстве. Небольшие размеры аппаратов требуют меньших капиталовложения, а также обеспечивают высокую мобильность конструкций.

Отходы упаковываются в бункер и легко транспортируются без каких-либо утечек, соответственно отсутствуют вторичные источники загрязнения.

Разные модели скрубберов могут работать с высоконасыщенными и высокотемпературными потоками. В них не возникает проблем с отводом конденсата и температурными ограничениями (как, например, в электростатических отстойниках или рукавных фильтрах).

Присутствие жидкой среды сводит к минимуму возможность детонации или возгорания в скруббере, что снижает пожаро- и взрывоопасность.

При чем работать можно как с газообразными химическими, так и с механическими загрязнителями различных фракций.

Таким образом, использование скрубберов для очистки выбросных или дымовых газов с предприятий до того, как они покинут дымовые трубы, оказывает огромное благотворное воздействие на окружающую среду. Благодаря удалению твердых частиц и кислых газов резко сокращается количество различных загрязняющих веществ. Это повышает качество воздуха и уровень здоровья людей.

Несмотря на то, что использование скрубберов имеет много положительных побочных эффектов, все же существует ряд значительных недостатков. Понимание недостатков делает возможным разработку мер по их минимизации. А также расширяет возможности соответствующих условий эксплуатации.

Прежде всего это проблемы, связанные с коррозией. В процессе работы могут образовываться кислотные растворы, что сказывается на износостойкости материала. К счастью, данная проблема решается футеровкой рабочих частей корпуса.

Эффективность захвата твердых частиц достигается только при высоких перепадах давления, что приводит к ощутимым эксплуатационным расходам на электроэнергию, а также предъявляет требования к стабильности электропитания установок [62].

Сегодня аппараты для физико-химической очистки газов, именуемые скрубберами, эксплуатируются повсеместно на производствах. Таким образом с помощью данных устройств экологическая ситуация в области размещения завода с выбросами не усугубляется.

Таким образом между скрубберами и тепло- массообменными аппаратами существует определенная связь, которая выражается в том, что тепло – и массообменные аппараты являются одновременно скрубберами, а скрубберы – одновременно тепломассообменными аппаратами. Основное отличие между ними заключается в следующем: одни из них приспособлены для решения в качестве основных целей, для которых они и созданы и для этих целей они и рассчитываются, а другие цели являются для них побочными, вторичными. В отдельных случаях они способны решать и совместно обе задачи. Все определяется параметрами газовой смеси, направляемой в аппарат [63].

Так для совместного использования в качестве утилизатора теплоты, так и для очистки воздуха от тонкодисперсной пыли должно учитываться, что при высоких температурах растворимость тонкодисперсных пылей выше, а также то, что проходное сечение аппарата должно удовлетворять требованию по возможности не засорять газовой тракт для прохождения запыленного воздуха. Для нерастворимых пылей эффект улавливания сводится к нулю.

Для очистки газовой смеси от газовых включений необходимо учитывать тот эффект, что с повышением температуры растворимость газов уменьшается.

1.4. СТАЛЬНЫЕ ВОДЯНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ КОНТАКТНОГО ТИПА ЭК-БМ1-1, ЭК-БМ1-2, ЭКОНОМАЙЗЕРНЫЙ АГРЕГАТ АЭ-06

Для подогрева воды низкотемпературными газами ($< 100\text{ }^{\circ}\text{C}$) используются контактные экономайзеры, представляющие собой обычные смесительные теплообменники типа градирни [4]. В них происходит нагрев воды за счет теплоты контактирующих с ней газов. Поверхность контакта капель воды с газом большая, и поэтому теплообменник получается компактный и дешевый по сравнению с рекуперативным (трубчатым). Однако вода в нем насыщается вредными веществами, содержащимися в дымовых газах. В ряде случаев это допустимо, например, для воды, идущей в систему химводоподготовки в котельных или на ТЭС. Если загрязнение воды недопустимо, то ставят еще один теплообменник, в котором «грязная» вода отдает теплоту «чистой» и возвращается в контактный экономайзер. Змеевики, по которым циркулирует «чистая» вода, можно установить и внутри контактного экономайзера вместо насадки [65].

При подогреве воды с помощью низкотемпературных газов (температура ниже $100\text{ }^{\circ}\text{C}$) широко используются контактные экономайзеры, которые представляют собой обычные смесительные теплообменники, аналогичные градирням [4]. В этих устройствах происходит нагрев воды за счет тепловой энергии, передаваемой от контактирующих с ней газов. Благодаря большой поверхности контакта между каплями воды и газом, такие теплообменники получаются компактными и экономически эффективными по сравнению с рекуперативными (трубчатыми) теплообменниками. Однако, вода в контактном экономайзере насыщается вредными веществами, содержащимися в дымовых газах, что может быть неприемлемо в некоторых случаях. Такое загрязнение воды не является критическим, например, когда вода используется в системах химической водоподготовки на тепловых электростанциях или в котельных, где вода подвергается дополнительной обработке перед использованием. Если

же загрязнение воды не предусмотрено технологическим процессом, то в таких ситуациях устанавливают дополнительный теплообменник, где «грязная» вода отдает тепловую энергию «чистой» воде и возвращается в контактный экономайзер. Альтернативным решением является установка змеевиков, по которым циркулирует «чистая» вода, внутри контактного экономайзера вместо насадки [67].

Таблица 1.2. – Характеристика выпускаемых серийно стальных водяных экономайзеров контактного типа ЭК-БМ1-1, ЭК-БМ1-2

Параметры	Единицы измерения	Количество
Тепловая мощность	МВт (Гкал/ч)	0,6 (0,5)
Температура газов на входе и выходе	°С	140/(40-50)
Коэффициент избытка воздуха в газах, не более		1,4
Расход газов	кг/с (кг/ч)	30 (10620) 20
Расход нагреваемой воды	т/ч	45-55 35-45 300
Температура в контактной камере нагрева воды	°С	2800 2150 5570
водопроводной		3100 2200
Аэродинамическое сопротивление,	Па	0,6 (0,5)
Габариты,	мм	140/(40-50)
длина	мм	1,4
ширина	мм	30 (10620) 20
высота	мм	45-55 35-45 300
масса	кг	2800 2150 5570
металлоконструкций	кг	3100 2200
керамической насадки	кг	0,6 (0,5)

Широкое распространение получили контактные экономайзеры, оснащенные орошаемой насадкой, в которых наиболее часто используются керамические кольца Рашига как элементы насадки [1]. Вода обычно распределяется с помощью перфорированных труб, что обеспечивает равномерный контакт между водой и газом. Типичная конструкция контактного экономайзера, известного как ЭКБ, иллюстрируется на рисунке 1.8, который демонстрирует эффективное взаимодействие между компонентами этого устройства.

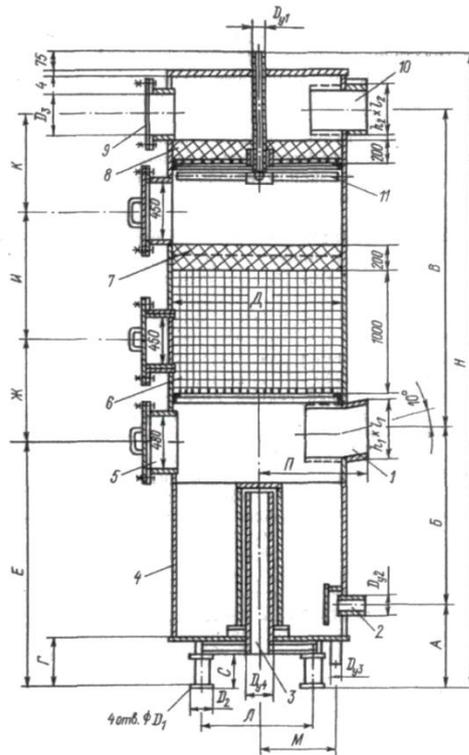


Рисунок 1.8. – Блочный контактный экономайзер ЭК-БМ1: 1 – входной патрубок горячих газов; 2 – штуцер для отвода нагретой воды; 3 – переливной патрубок (труба); 4 – корпус; 5 – люк; 6 – рабочий слой кольцевых насадок размерами 50×50×5 мм, уложенных рядами; 7 – то же, но загруженных навалом; 8 – каплеулавливающий насадочный слой; 9 – люк-взрывной клапан; 10 – патрубок для отвода охлажденных газов; 11 – водораспределитель

НИИ Санитарной техники и оборудования зданий разработана (Рисунок 1.9.) конструкция экономайзерного агрегата АЭ-06. Он обеспечивает нагрев воды до 40-45 °С. Параметры разработанной установки приведены в таблице 1.3.

Устройство включает в себя поверхностный водоподогреватель, который предназначен для нагрева воды до необходимой температуры, декарбонизатор, который уменьшает содержание углекислоты в конденсате водяного пара, а также две обогревательные камеры, которые предотвращают замерзание воды в промежуточном циркуляционном контуре в случае остановки работы, особенно когда устройство установлено на открытом воздухе, где температура может опускаться ниже нуля [7, 8].

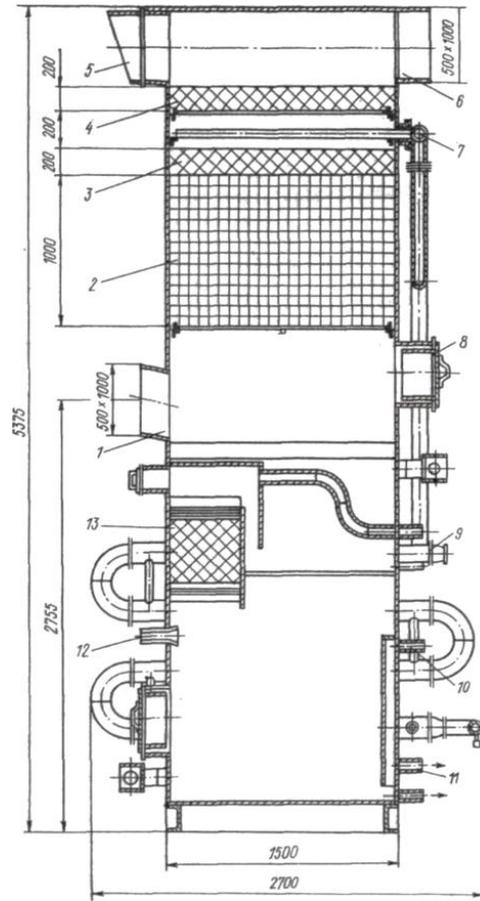


Рисунок 1.9. – Контактный экономайзер АЭМ-0,6: 1 – входной патрубок горячих газов; 2 – рабочий слой кольцевых насадок размерами 50×50×5 мм, уложенных рядами; 3 – то же, загруженных навалом; 4 – каплеулавливающий насадочный слой; 5 – люк-взрывной клапан; 6 – патрубок для отвода охлажденных газов; 7 – водораспределитель; 8 – люк; 9 – промежуточный водоводяной теплообменник; 10 – переливная труба; 11 – патрубок для отвода нагретой воды I контура; 12 – патрубок для подвода воздуха в декарбонизатор

Таблица 1.3 – Параметры экономайзерного агрегата АЭ-06

Параметры	ЭК-БМ1-1	ЭК-БМ1-2
1	2	3
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	0,37(0,32)	1,22(1,05)
Температура газов на входе, °С, не ниже	140	140
Коэффициент избытка воздуха на входе, не более	1,5	1,5
Количество газов, проходящих через экономайзер, кг/ч	3600	14400
Количество нагреваемой воды, т/ч	8...12	30...40
Температура на выходе, °С, не ниже:		
горячей воды	55...42	55...42
уходящих газов	30...40	30...40

Продолжение таблицы 1.3

Давление воды перед распределителем, МПа, не более	0,049	0,049
Аэродинамическое сопротивление при номинальной загрузке, Па	300...500	300...500
Влагосодержание уходящих газов, г/кг	35...55	35...55
Количество свободной углекислоты в нагретой воде, мг/л	50...70	50...70
Габариты, мм:		
-длина	1488	2443
-ширина	1028	2030
-высота	4500	5000
Масса, кг:		
- металлической части	658	2006
- керамической насадки	717	2864
- общая	1375	4870

1.5. ОПЫТНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОСНОВОПОЛАГАЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЯЧЕЕЧНОЙ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

Также есть сопоставление результатов расчетов контактного утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм, с результатами его испытаний, выполненных в производственных условиях [7].

Опытные данные приведены в работе И. З. Аронова, а также в статье П.А. Мищенко «Опыт реконструкции аппаратов мокрой очистки газа на основе вихревых скрубберов» [4, 40]. В статье изложены результаты проведенной серии экспериментов, по которым аппараты были доработаны для дальнейшей эксплуатации.

Чтобы предупредить забивание пульповыводящего отверстия и снижение каплеуноса было предложено плоское днище аппарата заменить на конусообразный вариант. Во избежание абразивного износа водоподводящего канала внутри вихревого модуля вставили трубу, так чтобы поток газа не соприкасался с верхним основанием завихрителя [31, 33]. Постоянно проводящиеся в Институте теплофизики СО РАН исследования и разработки ВС позволяют

рассчитывать на создание наиболее оптимального вихревого аппарата, способного заменить многие устройства мокрой очистки газов, применяющиеся в отечественной теплоэнергетике.

Ячейка является фундаментальным элементом проектирования прототипа. Основное свойство ячейки в моделях заключается в неизменности физических величин, описывающих ее форму, независимо от геометрического положения и внешних процессов обмена массой или теплотой [32, 34].

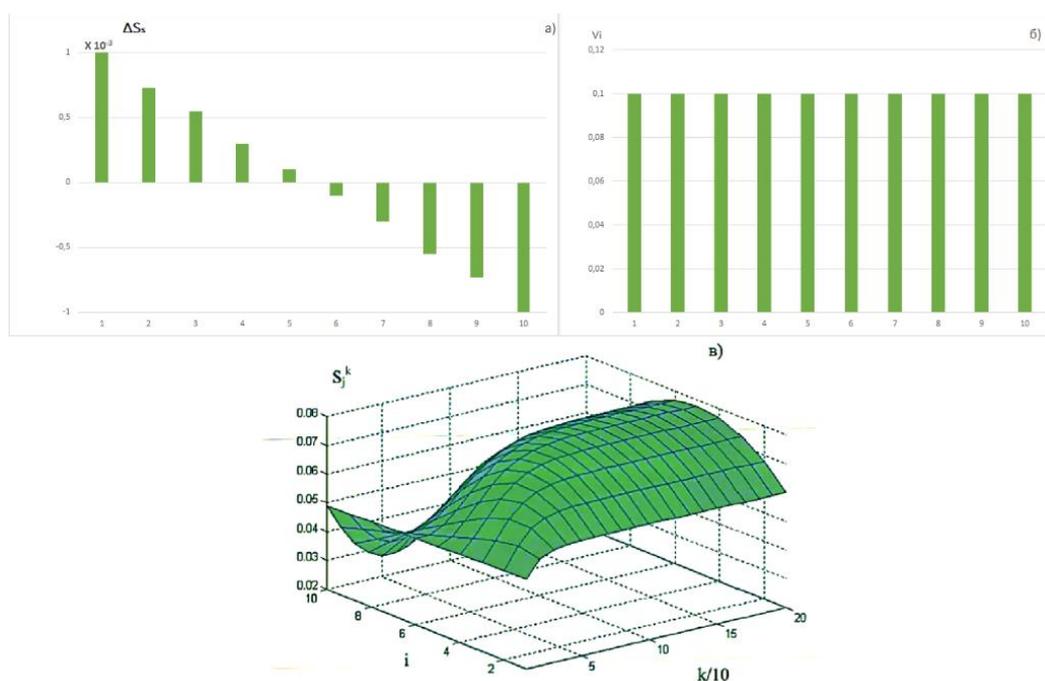


Рисунок 1.10 – Принудительный источник (а), параметр относительного перемещения при конвекции (б) и история изменения свойств среды (в) в случае, где звенья-ячейки имеют постоянную скорость конвективного переноса

Вышеописанная методика формирования ячеечной модели при анализе контактного теплообменника не имеет теоретического основания и не может быть применена к случаю, рассмотренному в данной работе.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

Таким образом, проведенный обзор научно-технической литературы, показал, что утилизация тепла отработанных газов является одним из способов

повышения эффективности теплоэнергетических установок. Цель правильного использования тепла дымовых газов имеет особую важность при эксплуатации тепловых установок, осуществляющих работу на природном газе. Внедрение системы мокрой очистки выбросных газов в производственный цикл предприятий дает возможность не только уменьшить количество вредных выбросов, но и эффективно утилизировать теплоту, что способствует общему улучшению энергетической эффективности предприятий [1, 85].

Также дальнейшее изучение и интенсификация процесса улавливания вредных частиц отработанных газов промышленных предприятий, утилизации теплоты отработанных газов, совершенствование и разработка новых конструкций центробежно-инерционных устройств, в том числе скрубберов, пылеуловителей мокрой очистки, ВЗП, и других пылеуловителей, остаются актуальными [133].

Актуальность изученных вопросов охватывает несколько аспектов:

1. Эффективная утилизация теплоты:

– Разработка методов и технологий, позволяющих максимально использовать теплоту отработанных газов для различных целей, включая обогрев и генерацию дополнительной энергии.

– Введение улучшенных схем теплообмена, учитывающих локальные изменения параметров рабочих сред и их распределение по вертикали, что улучшает общую производительность аппарата.

2. Совершенствование методов пылеулавливания:

– Интенсификация процесса пылеулавливания за счет разработки и использования новых конструкций центробежно-инерционных устройств, таких как скрубберы и мокрые пылеуловители.

– Применение экспериментальных данных о размерах частиц и эффективности улавливания пыли для создания оптимальных конструкций аппаратов газоочистки.

3. Экологические аспекты:

– Вредные загрязняющие вещества, такие как оксиды серы и азота (SO_x и NO_x), летучие органические соединения (ЛОС) и твердые частицы (ТЧ), представляют серьезную угрозу как для окружающей среды, так и для здоровья человека [51].

– Эти вещества способствуют образованию вторичных аэрозольных частиц, которые вызывают респираторные и сердечно-сосудистые заболевания.

– Использование новейших технологий и устройств для снижения количества этих выбросов поможет смягчить их долговременные негативные последствия для здоровья и климата.

4. Экономические и производственные ограничения:

– Важность учета ресурсов и энергосбережения при проектировании систем мокрой очистки и утилизации теплоты.

– Разработка экономически целесообразных решений, способных удовлетворять производственные требования и снижать эксплуатационные затраты.

Разработка таких систем вносит значительный вклад в улучшение экологической обстановки и повышение эффективности использования энергетических ресурсов за счет комплексного подхода к утилизации теплоты и уменьшению выбросов вредных веществ.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОН- ТАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

2.1. СТРУКТУРА ВНУТРЕННЕЙ ЛОКАЦИИ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

В нашем случае интересно смоделировать процесс тепломассопереноса в контактном теплообменнике, который упрощенно демонстрируется на рисунке 2.1а.

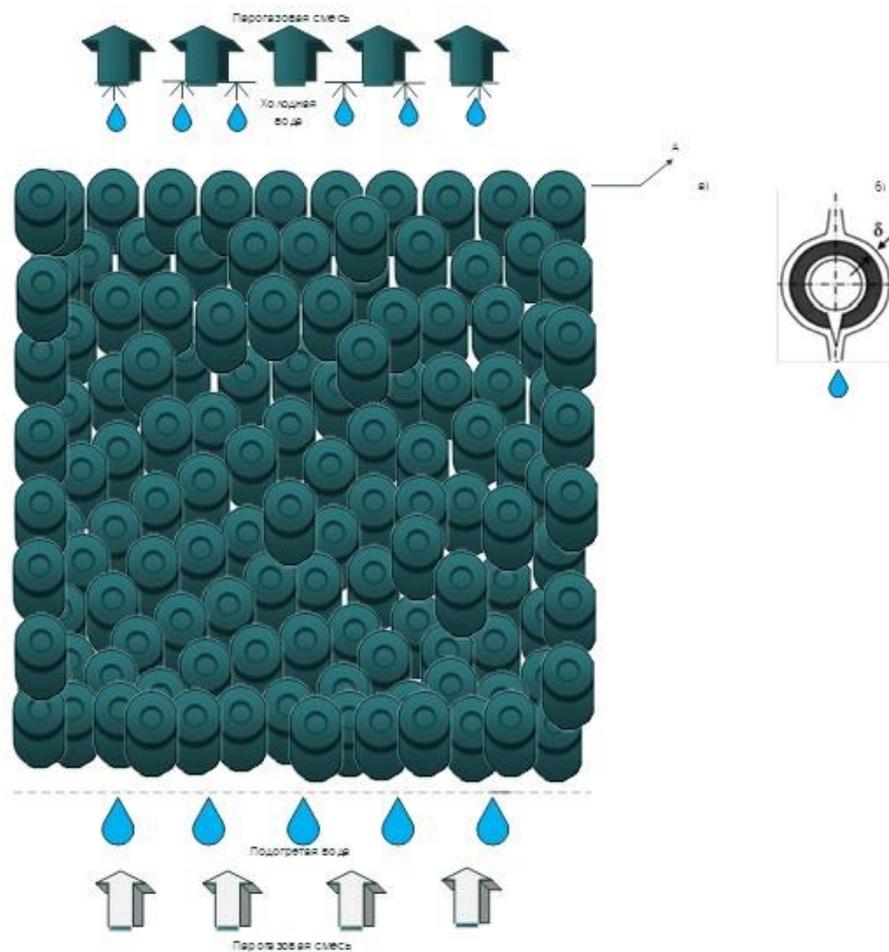


Рисунок 2.1 – Расчетная модель контактного теплообменника (а) и единичный элемент установки (б)

На рисунке 2.1а видно, что во внутреннюю полость аппарата загружена насадка с определенной геометрией, где имеется достаточно развитая удельная поверхность, например, кольца Рашига. В данном случае в противотоке происходит следующий процесс, сверху в рабочую полость организована подача холодной воды, которая при контакте с насадкой взаимодействует на развитой поверхности. В свою очередь в нижнем положении аппарата обеспечивается подача парогазовой смеси, которая вступает в контакт с поступающей сверху холодной водой через развитую на поверхности насадки пленкой [6].

После контакта двух сред, подаваемых в противотоке, вода уже подогретая удаляется из нижней области аппарата, а охлажденный в свою очередь газ удаляется из верхней его части.

Насадка, загруженная в рабочую полость аппарата, выполняет две функции: первая функция заключается в том, что обеспечивается развитая поверхность взаимодействия сред, а вторая задача сводится к тому, что обеспечивается высокая интенсивность анализируемого взаимодействия, посредством создания локальных вихревых структур потоков газа в определенных зонах аппарата. В классическом варианте принято применять в качестве простого элемента насадки – кольца Рашига, внешний вид которых показан на рисунке 2.2.

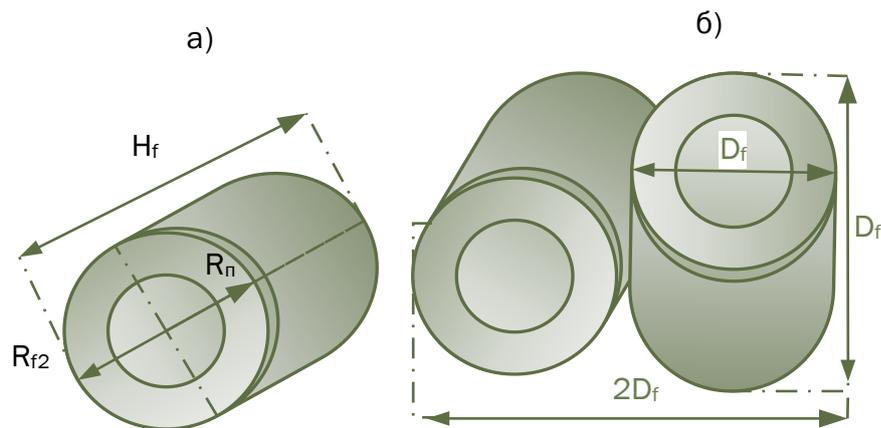


Рисунок 2.2 – Геометрические параметры колец Рашига (а) и идеальная схема их расположения (б)

При построении расчетной ячеечной модели следует ответственным образом разбивать анализируемый объект на элементарные звенья-ячейки. В

нашем случае будем рассматривать простой вариант, где изначально будем считать, что все присущие модели параметры по сечению распределяются равномерно, а эффекты в пристеночных областях игнорируются, то есть случай равносилен случаю, представленному на рисунке 2.1а. Элементом в таком случае будет являться ячейка, имеющая высоту Δy [30, 31].

Далее проанализируем определенный ряд параметров имеющейся насадки с учетом того, что элементарная ячейка является одним кольцом Рашига.

В таком случае, боковая поверхность одного звена-ячейки насадки будет определяться по выражению:

$$S_f = 2\pi(R_{f2} + R_{f1})H_f + 2\pi(R_{f2}^2 - R_{f1}^2) \approx 2\pi(R_{f2} + R_{f1})H_f, \quad (2.1)$$

где такое выражение следует считать верным только при малой толщине звена-ячейки.

Полный объем рабочей насадки находим по выражению:

$$\Omega_f = \pi(R_{f2}^2 - R_{f1}^2)H_f. \quad (2.2)$$

Относительный объем в рассматриваемом объекте с объемом $4R_f^2H_f$ определим по выражению:

$$\Omega_{fr} = \frac{\pi}{4} \left(1 - \frac{R_{f1}^2}{R_{f2}^2} \right). \quad (2.3)$$

Удельная поверхность рассматриваемого объекта:

$$S_{fr} = \frac{S_f}{4R_{f2}^2H_f} \approx \frac{\pi}{4R_{f2}^2} \left(1 + \frac{R_{f1}}{R_{f2}} \right). \quad (2.4)$$

Помимо колец Рашига с классической формой круглого кольца известны также кольца Рашига, имеющие в своем вертикальном сечении квадратную форму [33], где в таком случае

$$H_f = 2R_{f2} = D_f, \quad (2.5)$$

где D_f – внешний диаметр кольца.

Присвоив стенке кольца размер Δ , то с выполнением некоторых преобразований получаем объем описанного куба D_{f3}

$$S_f = \pi \left(D_f^2 + (D_f - 2\Delta)D_f + \frac{2(D_f^2 - (D_f - 2\Delta)^2)}{4} \right). \quad (2.6)$$

Для случая, где кольца Рашига размещаются в относительно большом объеме, где характерный размер звена-ячейки является значительно малым и имеющим сечение A и высоту Δy (рисунок 2.2), то объем, занимаемый насадкой можно определить по следующему выражению:

$$\Omega_{fc} = \Omega_{fr} A \Delta y. \quad (2.7)$$

Свободный объем в звене-ячейке определим, как:

$$\Omega_{fc} = (1 - \Omega_{fr}) A \Delta y. \quad (2.8)$$

Интегральная поверхность всех колец в звене-ячейке определим, как:

$$S_{fc} = S_{fr} A \Delta y. \quad (2.9)$$

Для случаев, где размер толщины образуемой пленки δ можно считать значительно малым в сравнении с другими характерными размерами [34], и такая пленка распределена на всех элементах более или менее равномерно, то количество жидкости можно найти, как:

$$M_w = S_{fc} \delta \rho_w. \quad (2.10)$$

Если изначально задавался расход жидкости G_w , то усредненное время нахождения жидкости в звене-ячейки можно определить, как:

$$\tau_w = \frac{M_w}{G_w}. \quad (2.11)$$

Усредненная скорость прохождения жидкости через ячейку найдем, как:

$$V_w = \frac{\Delta y}{\frac{M_w}{G_w}}. \quad (2.12)$$

При условии, что изначально известна была скорость V_w , то преобразив выражение (2.12), можно легко определить параметр G_w .

Нахождение свободного объема в звене-ячейке определяется по формуле:

$$\Omega_{gc} = \Omega_c - \Omega_{fc} - S_{fc} \delta. \quad (2.13)$$

Массу газа, находящегося в звене-ячейке, определим по формуле:

$$M_g = \Omega_{gc} \rho_g. \quad (2.14)$$

Усредненная скорость газа, пересекающего звено-ячейку определим по следующему выражению:

$$V_g = \frac{\Delta x}{\frac{M_g}{G_g}} \quad (2.15)$$

При условии, что изначально известна была скорость V_g , то преобразив выражение (2.12) можно легко определить параметр G_g .

Рассмотренные и проанализированные формулы (2.1)-(2.15) нами будут применяться в дальнейшем при реальном анализе процесса тепломассообмена с помощью ячеечной модели и при этом без ссылок на них [36, 59].

Конечный вид ячеечной модели с учетом тех преобразований и допущений, о которых шла речь выше, представлена на рисунке 2.3.

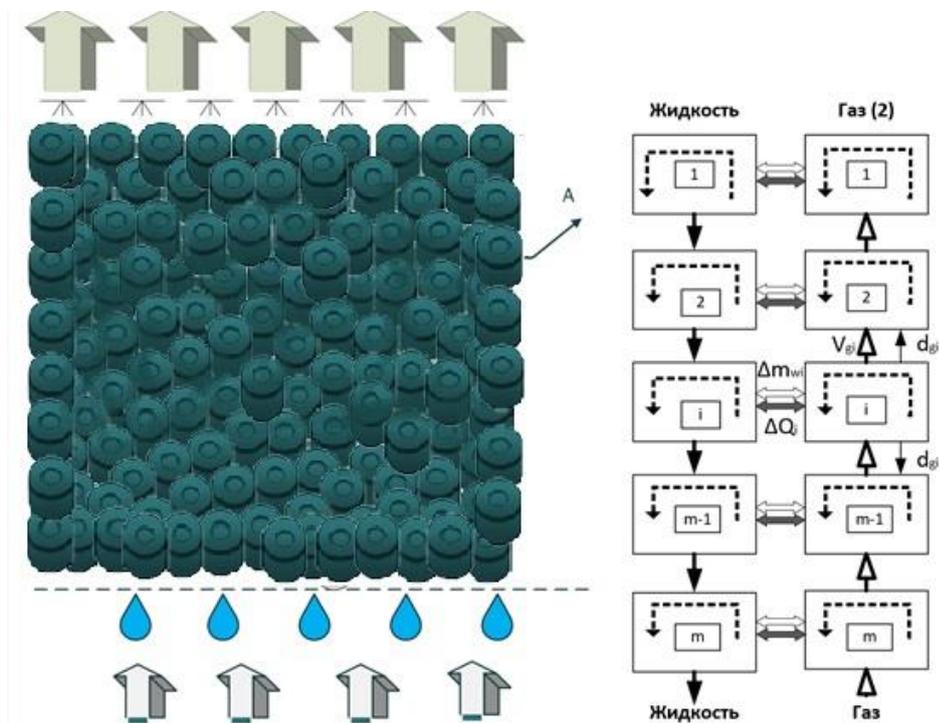


Рисунок 2.3 – Итоговый вид ячеечной модели

Как видно из рисунка 2.3, специально выделяется два канала, где один канал описывает проток жидкости, а другой канал описывает проход парогазовой смеси [68]. Все необходимые геометрические параметры, как для насадки, так и для свободного объема, соответствуют вышеизложенной логике рассуждений. Для каждого элемента модели соседний элемент является либо источником, либо стоком, как теплоты, так и массы [35]. Накладывая геометрическую структуру, представленную на рисунке 2.3 на алгоритм построения ячеечной модели, представленным в разделе 1.8, можно перейти к формированию ячеечной модели для случая контактного теплообменника [64].

2.2. ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

2.2.1. Описание ячеечной модели теплообменника

Изначально имеем, что наша ячеечная модель, описывающая работу теплообменника, включает в себя две одномерные цепочки с дискретными длинами Δy , где одна цепочка предназначена для движущейся сверху вниз воде, а другая для перемещающегося снизу-вверх по газу. Количество звеньев-ячеек в каждой из цепей можно найти, как:

$$m = \frac{L}{\Delta y}, \quad (2.16)$$

а порядковый номер вычисляется целочисленным аргументом i . Характерное состояние обеих сред в звеньях-ячейках может быть описано с помощью векторов-столбцов следующего вида:

$$Q_w = [Q_{w1} \dots Q_{wm}], \quad t_w = [t_{w1} \dots t_{wm}], \quad (2.17)$$

$$m_w = [m_{w1} \dots m_{wm}], \quad \text{и т. д.,}$$

где $i = 1, 2, \dots, m$ и размер всех векторов равен $m \times 1$.

Допустим, что в рассматриваемый момент времени состояние модели характеризуется следующим набором параметров Q_w^k, t_w^k, m_w^k и т. д. Спустя установленный временной диапазон $\Delta\tau$, в течение которого в нашей модели тепло и масса способны перейти только в смежные звенья-ячейки, но никак не далее за ними, в свою очередь k -ое распределение всех анализируемых параметров перейдет в состояние $(k+1)$ -ое [76]. При таком описании параметр времени также присваивает себе аргумент k , который характеризует номер перехода. Действительные временные параметры определяются, как:

$$\tau_k = (k - 1)\Delta\tau. \quad (2.18)$$

За время $\Delta\tau$ среди смежных звеньев-ячеек цепей осуществится переход как теплоты, так и массы, которые будут определяться по следующим зависимостям [88]:

$$\Delta m^k = \beta \cdot (p_w^k - p_v^k) \cdot S \cdot \Delta\tau, \quad (2.19)$$

$$\Delta Q^k = \alpha \cdot (t_g^k - t_w^k) \cdot S \cdot \Delta\tau, \quad (2.20)$$

где

$$p_w^k = p_w^k(t_w^k), \quad (2.21)$$

$$p_v^k = p_v^k(d^k), \quad (2.22)$$

и где p_w^k и p_v^k – величины парциальных давлений водяного пара над поверхностью воды и в газовой фазе, которые определяются с помощью эмпирических уравнений;

d^k – вектор, описывающий содержание влажности в газе, кг/кг;

β – вектор, описывающий набор коэффициентов массоотдачи;

S – интегральная поверхность, по которой происходит массообмен в звене-ячейке и определяется, как:

$$S = (F), \quad (2.23)$$

F – площадь в поперечном сечении теплообменника;

α – вектор, описывающий набор коэффициентов теплоотдачи;

$*$ - оператор, описывающий действие поэлементного перемножения векторов.

Анализ кинетики при протекании процессов тепло- и массопереносов благодаря сложному перемещению обеих сред относительно друг друга может быть описана рекуррентными матричными равенствами, а именно:

$$m_g^k = m_{gv}^k + m_{gg}^k, \quad (2.24)$$

$$m_{gv}^{k+1} = P_g^k (m_{gv}^k + \Delta m^k) + \Delta m_{gvf}^k, \quad (2.25)$$

$$m_{gg}^{k+1} = P_g^k m_{gg}^k + \Delta m_{ggf}^k, \quad (2.26)$$

$$m_w^{k+1} = P_w^k (m_w^k - \Delta m^k) + \Delta m_{wff}^k, \quad (2.27)$$

$$Q_g^{k+1} = P_g^k (Q_g^k - \Delta Q^k) + \Delta Q_{gff}^k, \quad (2.28)$$

$$Q_w^{k+1} = P_w^{k.*} (Q_w^k + \Delta Q^k - r^{k.*} \Delta m^k) + \Delta Q_{wf}^k, \quad (2.29)$$

где индексы gv и gg соотносятся соответственно паровой и газовой составляющим потоков газопаровой смеси, индекс w – к потоку воды, r – вектор удельной теплоты фазового перехода в звеньях-ячейках [88].

В указанных выше равенствах P_w и P_g описывают движение двух сред – воды и газа – в противотоке, а также вдоль оси аппарата. Алгоритм формирования матриц P_w и P_g был подробно описан ранее. В этих матрицах каждый столбец соответствует конкретному звену-ячейке, а строки характеризуют номера звеньев-ячеек, в которые происходит передача теплоты и массы. Кроме того, в строках матриц располагаются доли теплоты и массы, передаваемые в характерном направлении за короткий временной промежуток [34].

Рассмотрим пример, где представлен вариант перемещения воды вдоль цепи:

Рассмотрим сценарий, демонстрирующий протяженность движения воды вдоль цепи:

$$P_w^k = \begin{bmatrix} 1 - v_{w1}^k & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 - v_{w2}^k & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 - v_{w3}^k & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -v_{w4}^k & \dots \end{bmatrix}, \quad (2.30)$$

где v_w – доли от количества в звеньях-ячейках, перемещаемые в смежные по направлению звенья-ячейки за счет детерминированной составляющей движения;

Параметры составляющей от конвективного перемещения v находятся из выражения, как:

$$v_w^k = G_{wi}^k \Delta \tau / m_w^k, \quad (2.31)$$

$$\Delta m_{g_{gf}}^k(m) = \frac{G_{g0} \Delta \tau}{1 + d_0}, \quad (2.37)$$

$$\Delta m_{w_f}^k(1) = G_{w0} \Delta \tau, \quad (2.38)$$

где d_0 – параметр, характеризующий влагу, которая содержится в поступающем газе;

G_{w0} – расход воду, фиксируемый на входе;

G_{g0} – расход газа, фиксируемый на входе.

Определение теплот, которые транспортируются в аппарат вместе с поступающими веществами, происходит с помощью математического умножения массы на соответствующие входные температуры и теплоемкости.

Определение температур, исходя из известных запасов теплоты в каждом звеньях, осуществляются по формуле:

$$t_w^{k+1} = Q_w^{k+1} ./ (m_w^{k+1} .* c_w + V_f \rho_f c_f), \quad (2.39)$$

$$t_g^{k+1} = Q_g^{k+1} ./ (m_{gg}^{k+1} .* c_g + m_{gv}^{k+1} .* c_v), \quad (2.40)$$

$$d^{k+1} = m_{mv}^{k+1} ./ m_{gg}^{k+1}, \quad (2.41)$$

где V_f, ρ_f, c_f – соответственно, объем, плотность и удельная теплоемкость рабочего материала в устройстве;

$./$ –поэлементное деление в звеньях.

Определение парциальных давлений осуществлялось по следующим соображениям [8]. Связь между давлением насыщения и температурой рассчитывается следующим образом:

$$p_w(t) = \exp[\ln(p_s(t))], \text{ ата,} \quad (2.42)$$

где

$$\ln(p_s(t)) = \frac{-7,82}{T_s(t)} + 85,19 + 10,28T_s(t) - 11,49 \cdot \ln(1000T_s(t)), \quad (2.43)$$

где

$$lT_s(t) = \frac{t + 273,15}{1000}. \quad (2.44)$$

Парциальное давление водяного пара определим по формуле:

$$p_v = \frac{p_r}{1,013 + \frac{0,622}{d}}. \quad (2.45)$$

Относительная влажность влажного воздуха определяется по формуле:

$$\varphi_r = \frac{p_v}{p_s(t_r)}. \quad (2.46)$$

В результате проделанного расчета по указанной методике, если в итоге параметр φ_r будет иметь значение больше единицы, то это указывает на тот факт, что частично влага находится в капельном состоянии, а относительная влажность воздуха максимальна и составляет 1.

Прежде, чем переходить к расчету по методике (2.22)-(2.45), необходимо иметь количественное описание анализируемой среды во всех звеньях-ячейках [39].

Первоначальное распределение физических характеристик анализируемой среды может быть однородным, с одинаковыми параметрами входящих

потоков. Математическая модель, представленная формулами (2.22)-(2.45), позволяет полноценно описать и рассчитать как динамические процессы, так и стационарное состояние в исследуемом контактном теплообменнике [78]. Благодаря этому, можно получить полную картину теплообмена и определить оптимальные условия для эффективной работы аппарата. Например, при анализе переходных процессов можно определить время, необходимое для достижения стационарного состояния, а также оценить влияние различных факторов на эффективность теплообмена [40].

Потери дополнительного тепла, которые могут возникать через рабочие стенки аппарата в окружающую среду, учитываются с помощью соотношения (2.23), которое включает коэффициент теплопередачи через стенку аппарата и температурный напор между газом и окружающей средой [79]. Представленная методика расчета может быть легко реализована в любом программном обеспечении, ориентированном на работу с матричными операциями, что позволяет автоматизировать процесс расчета и ускорить получение результатов. Можно создать алгоритм, который будет выполнять расчеты с высокой точностью и скоростью, что особенно важно при анализе сложных систем теплообмена [36, 37].

2.2.2. Расчет тепловой нагрузки

Основываясь на базовой формуле для определения величины передаваемой теплоты (Q) между стенками теплообменника от одной среды к другой, теплопередача может быть рассчитана как произведение коэффициента теплопередачи, температуры на границе раздела сред и площади поверхности теплообмена:

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta t_{\text{ср}}, \quad (2.47)$$

где F – общая площадь теплопередачи (м^2),

K – коэффициент поверхности теплопередачи (м^2);

K – коэффициент эффективности пленки ($\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$), ср Δt ;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор.

Расход передаваемой теплоты Q при искомым значениях расхода теплоносителя, исходя из его термодинамических свойств, можно определить по следующей формуле:

1) Если исследуемая среда не переходит из жидкого состояния в газообразное и наоборот, то:

$$Q = G \cdot c(t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \text{ или } Q = G \cdot c(t_{\text{к}} - t_{\text{н}}). \quad (2.48)$$

Здесь G является расходом, проходящим через теплообменник ($\frac{\text{кг}}{\text{с}}$), c – удельная теплоемкость среды ($\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$), при $t = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}$, где $t_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$ – начальная измеряемая температура и конечная. t – средняя.

2) Если происходит конденсация насыщенных паров в отсутствие охлаждения конденсата или во время кипения теплоносителя, то:

$$Q = Gr, \quad (2.49)$$

где r – теплота конденсации (Дж/кг);

3) Конденсация перегретых паров с одновременным охлаждением образующегося конденсата:

$$Q = G (I_{\text{н}} - ct_{\text{к}}), \quad (2.50)$$

где $I_{\text{н}}$ – тепловая функция пара (энтальпия) (Дж/кг).

Если взять любой из технологических параметров процесса, который не указан в начальных данных, то его можно рассчитать исходя из уравнения теплового баланса (например, расход заданного теплоносителя или температура на его участке) посредством переноса его в левую часть уравнения и подстановки значений из формул (2.48)-(2.50).

В устройствах с прямым и противоточным движением потока рабочих жидкостей средняя разница температур между потоками $\Delta t_{\text{ср}}$ можно найти как логарифмическую среднюю между наибольшей $\Delta t_{\text{б}}$ и наименьшей $\Delta t_{\text{м}}$ разностями температур устройства:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.лог.}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}. \quad (2.51)$$

При этом, если разница между $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — незначительна, либо не превышает больше 100 % от их общей разности, тогда $\Delta t_{\text{ср}}$ можно приблизительно рассчитать как среднеарифметическую разность.

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (2.52)$$

В теплообменных аппаратах, имеющими многоходовой тип соединения с простым потоком $\Delta t_{\text{ср}}$ можно определить, как:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.лог.}} = \frac{A}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}} + A}{\Delta t_{\text{м}} + \Delta t_{\text{б}} - A} \right)}, \quad (2.53)$$

$$A = \sqrt{\delta t_{\text{г}} + \delta t_{\text{х}}}, \quad \delta t_{\text{г}} = t_{\text{г.н.}} - t_{\text{г.к.}}, \quad \delta t_{\text{х}} = t_{\text{х.к.}} - t_{\text{х.н.}}, \quad (2.54)$$

где $t_{г.н.}$, $t_{г.к.}$ – начальная и конечная температура подающего трубопровода аппарата;

$t_{х.к.}$ и $t_{х.н.}$ – начальная и конечная температура обратного трубопровода аппарата;

$\delta t_{г.}$, $\delta t_{х.}$ – величина разности температур.

Если же рабочая среда конденсируется из газообразного состояния в жидкое, или наоборот, то его температура не изменяема по всей площади соприкосновения теплообменной пластины (или трубки) [53]. При этом температура равняется температуре конденсации или вскипания, которая в большей степени зависит от плотности среды или его давления.

Коэффициент эффективности пленки (K), который включен в формулу (2.47) можно найти при помощи суммирования тепловых сопротивлений вдоль всего пути теплоносителя [37, 44]:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (2.55)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты плотности теплового потока на границе теплоносителей;

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность площади стенки $\left(\frac{Вт}{м \cdot К} \right)$;

$\delta_{ст}$ – толщина стенки (м).

2.3. МОДЕЛЬ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

Уравнение теплового баланса является неотъемлемой частью для решения задач эффективного регулирования, анализа и синтеза достаточно точной математической модели. Его можно составить следующим образом:

– расход теплоносителя равен притоку тепла (статическая модель);

– аккумулярование тепла равняется притоку тепла за вычетом расхода на тепло (динамическая модель).

Предположим, что известны параметры рабочих сред в теплообменнике: расход с повышенной температурой рабочей среды G_r , его тепловая функция на обратном трубопроводе на вход в теплообменник $I_{r.н.}$ и на выходе из агрегата $I_{r.к.}$. Аналогично, известны параметры более холодной рабочей среды: расход G_x , его начальная тепловая функция $I_{x.н.}$ и конечная $I_{x.к.}$. На основе этих данных можно сформулировать уравнение теплового баланса, которое описывает процесс теплообмена между двумя рабочими средами [55]. Это уравнение позволяет определить количество теплоты, передаваемой от одной среды к другой, и оценить эффективность теплообмена в системе [58]. Например, при анализе теплообменника с жидкостью и газом, это уравнение позволяет рассчитать количество теплоты, передаваемой от жидкости к газу, и определить оптимальные условия для эффективного теплообмена для установившегося (устоявшегося) технологического режима [40]:

$$Q = G_r(I_{r.н.} - I_{r.к.}) = G_x(I_{x.к.} - I_{x.н.}). \quad (2.56)$$

При этом, если процесс теплопередачи происходит без конденсации или испарения рабочей среды, то их тепловые функции будут равны:

$$I_{r.н.} = c_{r.н.} \cdot t_{r.н.}, I_{r.к.} = c_{r.к.} \cdot t_{r.к.}, \quad (2.57)$$

$$I_{x.н.} = c_{x.н.} \cdot t_{x.н.}, I_{x.к.} = c_{x.к.} \cdot t_{x.к.} \quad (2.58)$$

Тут значения $c_{r.н.}$ и $c_{r.к.}$ являются средними массовыми теплоемкостями для входа в теплообменник, $c_{r.н.}$ – для начальной (отдаваемой), более горячей среды, а $c_{r.к.}$ для конечной (принимаемой тепло) рабочей среды в диапазоне

изменения от 0 до $t_{г.н.}$ и от 0 до $t_{г.к.}$. Для холодной рабочей среды соответственно средними массовыми теплоемкостями являются $c_{х.н.}$ и $c_{х.к.}$, которые так же принимают значения от 0 до $t_{х.н.}$ и до $t_{х.к.}$.

Тепловой баланс так же должен учитывать процессы перехода из жидкого состояния в газообразное и наоборот, процессы, с выделением тепловой энергии во время протекания любых химических реакций или теплофизических явлений [63].

Например, во время протекания процесса конденсации парообразной рабочей среды, в формуле (2.57) значение $I_{г.н.}$ является тепловой функцией для входящего в теплообменник насыщенного пара, а $I_{г.к.}$ представляет тепловую функцию для уже сконденсированной рабочей среды на выходе из устройства [66].

Если же рассматривать обратный процесс, то тепловая функция $I_{г.н.}$ будет рассчитываться как сумма выделенного тепла пара при уменьшении его температуры от $t_{г.н.}$ до точки насыщения $t_{г.нас.}$:

$$\begin{aligned} Q &= G_{г.}(I_{г.н.} - I_{г.к.}) \\ &= G_{г.}c_{г.п.}(t_{г.н.} - I_{г.нас.}) + G_{г.}r + G_{г.}c_{г.к.}(t_{г.нас.} - I_{г.к.}), \end{aligned} \quad (2.59)$$

Построим уравнение баланса для процесса увеличения температуры жидкого теплоносителя внутри аппарата в замкнутом пространстве за относительно небольшой временной интервал $d\tau$. При этом необходимо так же принять во внимание следующие факторы:

Количество теплоты, которое поступило в аппарат вместе с теплоносителем:

$$dQ = G_{х.} \cdot c_{х.} \cdot t_{х.н.} \cdot d\tau. \quad (2.60)$$

Удельная теплоемкость, выделенная входящей средой через площадь площади теплоотдачи пластинчатого элемента или внутренней поверхности

трубного элемента, задействованной для нагрева теплоносителя вторичного контура, определяется по формуле:

$$dQ = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot d\tau. \quad (2.61)$$

Количество теплоты, потерянной жидкостью при выходе из теплообменника:

$$dQ = G_x \cdot c_x \cdot t_{x.к.} \cdot d\tau. \quad (2.62)$$

Теперь можно составить уравнение полного баланса. Оно будет равняться:

$$V \cdot \rho_x \cdot c_x \cdot \frac{dt_{x.к.}}{d\tau} = G_x c_x (t_{x.н.} - t_{x.к.}) + K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}. \quad (2.63)$$

2.3.1. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Определение формулы для вычисления коэффициентов теплоотдачи, применяемых в уравнениях баланса, зависит от типа теплообмена (без фазового перехода, кипения или конденсации), типа поверхности теплопередачи, конструкции и режима потока теплоносителя [39].

Результаты расчетов по методике [9] дают заниженные значения t_{gout} и d_{out} , а определение этих же параметров, но по методикам [38] и [39] на выходе показывают завышенные значения, в сравнении с данными, которые были получены экспериментальным путем. В таком случае, необходимо определить критерий Нуссельта таким образом, чтобы результат наиболее близко совпа-

дал с экспериментальными данными [69]. По итогам анализа результатов, полученных экспериментальным путем, была приведена формула для критерия Нуссельта, которая обеспечивает наименьшую погрешность:

$$Nu = 0,016 \cdot Re_g^{1,3} \cdot Pr^{0,33} \text{ при } Re_g < 200, \quad (2.64)$$

$$Nu = 0,035 \cdot Re_g^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \cdot g_w^{0,17} \text{ при } Re_g \geq 200, \quad (2.65)$$

где

$$Re_g = \frac{w_g \cdot D_r}{\nu_g}, \quad (2.66)$$

$$g_w = \frac{G_w}{G_{gd}}, \quad (2.67)$$

D_r – эквивалентный размер частицы, который составляет отношение ее 6-ти-кратного объема к площади поверхности.

Параметр g_w в формуле (2.65) показывает интенсивность орошения, которая начинает значительно оказывать влияние на процесс, при определенном параметре Re_g , что заключается в повышении значений коэффициентов тепломассопереноса в результате появления вихревых структур на поверхности влажной пленки [71]. Чтобы найти коэффициент массоотдачи, необходимо прибегнуть к теории об аналогии тепломассообменных процессов – «тройная аналогия» [81, 88]. Следуя данной теории, следует воспользоваться уравнением:

$$Nu_D = a \cdot Re^n \cdot Pr_D^m, \quad (2.68)$$

где a , n , m – одни и те же параметры;

Nu_D и Pr_D - «диффузионные» критерии, которые определяются, как:

$$Nu_D = \frac{\beta \cdot l}{D_g}, \quad (2.69)$$

$$Pr_D = \frac{v}{D_g}, \quad (2.70)$$

где D_g – коэффициент диффузии водяного пара в газе.

2.3.2. Моделирование системы управления процессом абсорбции

Моделирование системы управления процессом абсорбции включает разработку математической модели, описывающей физико-химические процессы, происходящие в системе. Первым этапом является определение целей моделирования, таких как обеспечение стабильности процесса, повышение эффективности абсорбции и минимизация эксплуатационных затрат [70]. На этом этапе выделяются ключевые параметры системы: давление, температура, концентрация абсорбента, скорость потока и другие. Затем создается математическая модель, отражающая основные процессы, происходящие в абсорбере [72].

В основе модели лежат уравнения динамики массопереноса, теплообмена и гидродинамики. Динамика массопереноса описывается уравнением, связывающим изменение концентрации компонентов с их диффузией, конвекцией и химическим взаимодействием [74]. Теплообмен учитывается через баланс энергии, описывающий изменение температуры в системе. Гидродинами-

ческая модель определяет движение потоков и распределение фаз внутри абсорбера. Следующим шагом является численное решение уравнений модели с учетом начальных и граничных условий, что позволяет получить динамические характеристики системы. На основе разработанной модели разрабатываются алгоритмы управления, включающие регулирование ключевых параметров процесса с использованием обратной связи. Итоговое моделирование позволяет оценить поведение системы при различных режимах работы, оптимизировать процесс и повысить его эффективность [73].

Для моделирования процесса абсорбции используются несколько групп уравнений, отражающих ключевые аспекты системы. Ниже приведены основные уравнения, которые применяются для описания процесса абсорбции [77].

Уравнения массопереноса.

Определяют изменение концентрации вещества в фазах в результате диффузии, конвекции и химической реакции [80].

Для газовой фазы:

$$\partial C_g / \partial t + v_g \partial C_g / \partial z = D_g \partial^2 C_g / \partial z^2 - R(C_g, C_l). \quad (2.71)$$

Уравнение массопереноса для жидкости:

$$\partial C_l / \partial t + v_l \partial C_l / \partial z = D_l \partial^2 C_l / \partial z^2 + R(C_g, C_l). \quad (2.72)$$

Теплопередача для газа:

$$\rho_g c_{p,g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g c_{p,g} v_g \frac{\partial T_g}{\partial z} = \lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} - Q, \quad (2.73)$$

где C_g, C_l – концентрации газа и жидкости соответственно;

v_g, v_l – скорости потока газа и жидкости;

D_g, D_l – коэффициенты диффузии газа и жидкости;

$R(C_g, C_l)$ – скорость химической реакции между газовой и жидкой фазами.

Эти три уравнения регулируют процессы массопереноса и теплопередачи в двухфазной системе «газ–жидкость», где газ взаимодействует с жидкостью через химическую реакцию.

Уравнение (2.71) учитывает, как концентрация вещества в газовой фазе изменяется под действием конвекции, диффузии и химического режима.

Уравнение (2.72) описывает аналогичный процесс для жидкой фазы, где перенос веществ осуществляется за счет конвекции, диффузии и состояния с газом.

Уравнение (2.73) связывает тепловые процессы в газовой фазе, обратную конвекцию, теплопроводность и тепловыделение в ходе тока.

2.3.3. Регулирование состава очищенного газа на выходе абсорбционной установки

Регулирование состава очищенного газа на выходе абсорбционной установки представляет собой важный этап управления технологическим процессом, обеспечивающий достижение заданных параметров очищенного газа [75]. Основными целями регулирования являются обеспечение соответствия состава очищенного газа установленным нормам, минимизация остаточного содержания вредных примесей и поддержание стабильности процесса при изменении входных параметров, таких как концентрация загрязнителей, давление и температура. Ключевыми параметрами, подлежащими управлению, являются концентрация абсорбируемого вещества в очищенном газе, расход абсорбента, температура и давление в абсорбере, а также скорость потока газа и жидкости. Регулирование расхода абсорбента позволяет повысить эффективность абсорбции за счет увеличения его объема, поступающего в систему.

Температура и давление в абсорбере контролируются для оптимизации условий абсорбции, так как изменение этих параметров влияет на растворимость газа в абсорбенте и кинетику процесса [73]. Скорость потока газа и жидкости регулируется для обеспечения равномерного контакта фаз и предотвращения гидродинамических нарушений. Регулирование состава очищенного газа на выходе осуществляется с использованием контуров обратной связи, в которых датчики измеряют концентрацию остаточных примесей, а система управления корректирует параметры процесса в реальном времени [83].

Материальный баланс абсорбционной установки:

$$C_{in}Q_g = C_{out}Q_g + R, \quad (2.74)$$

где C_{in} – концентрация загрязнителя на входе,

C_{out} – концентрация загрязнителя на выходе,

Q_g – объемный расход газа,

R – количество вещества, поглощенного абсорбентом.

Эффективность процесса абсорбции:

$$\eta = C_{in} - \frac{C_{out}}{C_{in}} \cdot 100\%, \quad (2.75)$$

где η – эффективность абсорбции в процентах.

Равновесное условие концентраций (изотерма абсорбции):

$$Cl = kC_g, \quad (2.76)$$

где Cl – концентрация вещества в жидкой фазе;

C_g – концентрация вещества в газовой фазе;

k – коэффициент распределения.

Баланс потока абсорбента:

$$Q_{abs} = R/Cl_{out} - Cl_{in}, \quad (2.77)$$

где Q_{abs} – расход абсорбента;

Cl_{in} – концентрация вещества в абсорбенте на входе,

Cl_{out} – концентрация вещества в абсорбенте на выходе.

Скорость массопереноса:

$$N = kLa(Cg - Cg), \quad (2.78)$$

где N – скорость массопереноса,

kL – коэффициент массопереноса в жидкой фазе,

a – удельная поверхность массопереноса,

Cg – равновесная концентрация в газовой фазе.

Общая производительность системы:

$$P = (C_{in} - C_{out}/C_{in}) \cdot Qg, \quad (2.79)$$

где P – производительность системы по удалению загрязнителя.

Такой подход позволяет поддерживать заданный состав газа при изменении внешних условий и входных параметров, что обеспечивает стабильность и надежность работы абсорбционной установки.

2.4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ

В данной главе рассмотрим некоторые наиболее часто встречающиеся результаты, полученные при моделировании расчетной ячеечной модели теплообменных аппаратов [82]. Для примера, представим следующие исходные данные расчетной модели:

- высота теплообменника достигает величину 1 м;
- сечение в поперечном разрезе аппарата составляет 1,53 м²;
- рабочая загрузка – кольца Рашига 25×25×3 мм при условии регулярной укладки;
- объемная оросительная плотность составляет $g_{w0} = 6,5 \text{ м}^3/\text{с}\cdot\text{м}^2$;
- расход воды составляет 10 м³/ч при исходной температуре $t_{w0} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$;
- расход газовой фазы $G_{g0} = 1 \text{ кг/с}$.

В процессе анализа расчетной модели теплообменника с указанными исходными рабочими параметрами анализировалась взаимосвязь и других входных параметров процесса на распределение точечных величин, описывающих состояние рабочих сред, а также и всю тепловую мощность теплообменника. В основном анализировались ситуации, когда достигалось стационарное распределение характеристик процесса, которые были получены при $k \rightarrow \infty$, а на практике при таком k , когда интересующие исследователя процесс вовсе переставали варьироваться [87].

Тепловая мощность определялась по формуле:

$$N_{cond} = \frac{\sum_1^m \Delta M_{wi} r_i}{\Delta \tau}, \quad (2.80)$$

где ΔM_{wi} – количество воды, которая поступает от газа;

r_i – табличное значение удельной теплоты конденсации.

На рисунках 2.4-2.6 продемонстрированы результаты расчетов, где приведены параметры при установившихся процессах и в условиях различных внешних воздействий.

Воздействие на систему количественного параметра, характеризующего наличие влаги в начальном состоянии, представлено на рисунке 2.4. Здесь каждый ряд графиков описывает определенный количественный состав по параметру влаги в газе, показано стационарное распределение по звеньям температур обеих рабочих сред, содержание влаги в газе и расход испаряемой или

конденсирующейся влаги [90]. В том случае, если исходный газ является сухим (см. верхний ряд графиков на рисунке 2.4), то наблюдается обильное испарение влаги в нижних звеньях, а в верхних звеньях виден стационарный режим, где процесса теплообмена практически не наблюдается [93]. Температура влаги практически стабильна, при ее расходе на истоке на 0,5 % снижена, по сравнению, чем на расходе при входе в аппарат. В случае, когда содержание воды в газе составляет 0,015 кг/кг (см. средний ряд графиков на рисунке 2.5), то видим, что стационарное состояние происходит раньше, по сравнению со случаем, где газ был изначально сухой [98]. В таком случае вода в газе не варьируется по рабочей высоте теплообменника, температура влаги немного увеличивается по сравнению с поступающим сухим газом, расход влаги на истоке можно считать равным расходу влаги на поступлении в аппарат. Как можем видеть, совсем иная картина обстоит со случаем, где поступающий газ имеет содержание влаги в количестве 0,1 кг/кг. Здесь на во всем рабочем пространстве наблюдается процесс конденсации воды из поступившего газа, температура влаги на истоке увеличивается на 22 °С, а расход ее увеличивается соответственно на 3 % [38]. Рисунок 2.5 демонстрирует важность параметра влагосодержания поступающего в аппарат газа. Анализ различных ситуаций, где поступающий газ имеет разное содержание влаги приводит к пониманию чувствительности режиме и дает понимание возможного усовершенствования теплообменных аппаратов по различным целевым функциям [91]. Если говорить конкретно, то, например, для случая, где изначально в аппарат поступает газ с избыточной влагой верхняя часть рабочей загрузки может быть легко удалена из теплообменника, так как она никак не участвует в процессах теплообмена, а это в свою очередь может существенно снизить аэродинамическое сопротивление для протока газа, и тем самым снизить расходы энергии на транспорт поступающего газа [93].

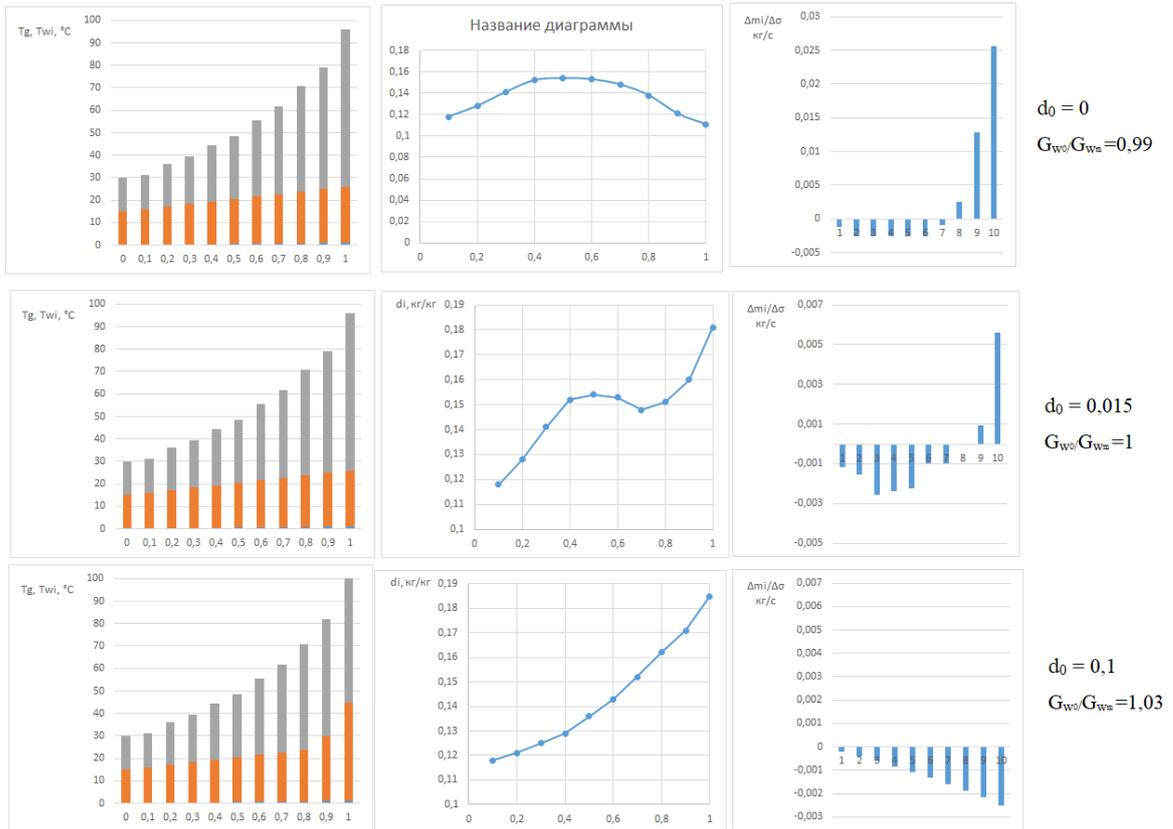


Рисунок 2.4 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – влагосодержание в поступающем газе: $\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$; $\beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}$; $G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с}$; ($D_f = 25 \text{ мм}$, $\Delta_f = 3 \text{ мм}$)

На рисунке 2.5 демонстрируется ситуация, аналогичной ситуации, представленной на рисунке 2.4, но в данном случае варьируется параметр – температура, при условии, что содержание влаги является постоянной величиной. В случае, когда нижняя часть аппарата имеет температуру 100 °C , то в данной зоне происходит интенсивное охлаждение и осушение поступающего газа с одновременным нагревом воды (левый график в ряду). В условиях, когда температура нижней зоны имеет температуру 200 °C , то наблюдается смещение экстремума конденсирующейся влаги в верхнюю часть аппарата. При 400 °C наблюдается испарение воды, а конденсация испарившейся воды происходит в средней части теплообменного аппарата. С увеличением температуры поступающей газовой фазы увеличивается и та часть аппарата, где происходит интенсивный процесс теплообмена, тем не менее общее количество сконденсированной воды варьируется несущественно, что можно видеть на средней колонке графиков.

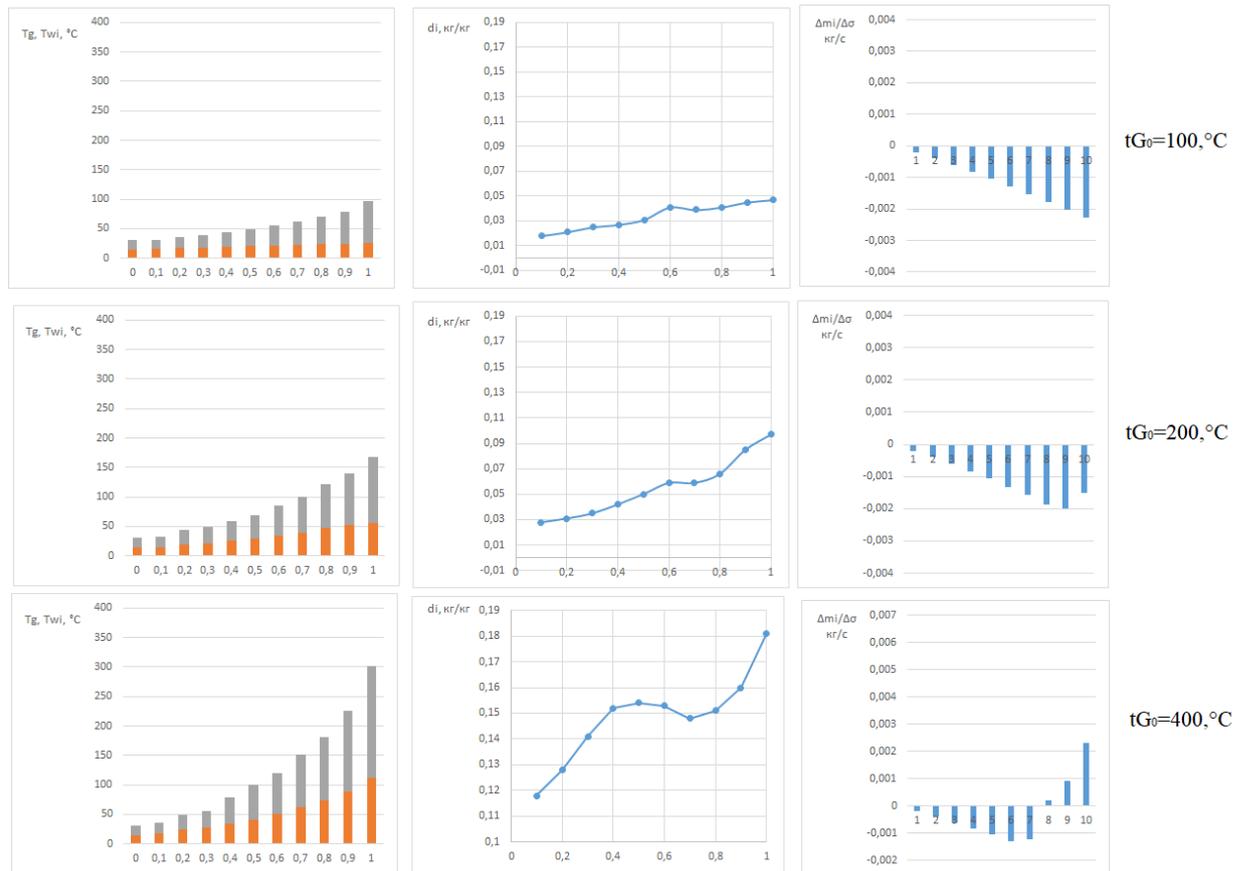


Рисунок 2.5 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – температура поступающего газа: $\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$; $\beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}$; $G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с}$; ($D_f = 25 \text{ мм}$, $\Delta_f = 3 \text{ мм}$)

Рисунок 2.6 приведены результаты при варьируемой геометрии рабочей загрузки. Результаты показывают, что при увеличении удельной поверхности рабочей загрузки, что достигается снижением диаметра кольца Рашига при фиксированной ее толщине стенки, процесс теплообмена концентрируется в нижней зоне аппарата. Например, при $D_f = 12,5 \text{ мм}$ верхняя половина теплообменника остается вовсе не рабочей, по причине того, что стационарный процесс устанавливается примерно в средней части аппарата. При этом интегральный нагрев влаги является величиной const и практически не зависит от размера рабочей загрузки. Не стоит забывать, что, развивая удельную поверхность рабочей загрузки, тем самым, увеличивается мощность, затрачиваемая на прокачку газа [35].

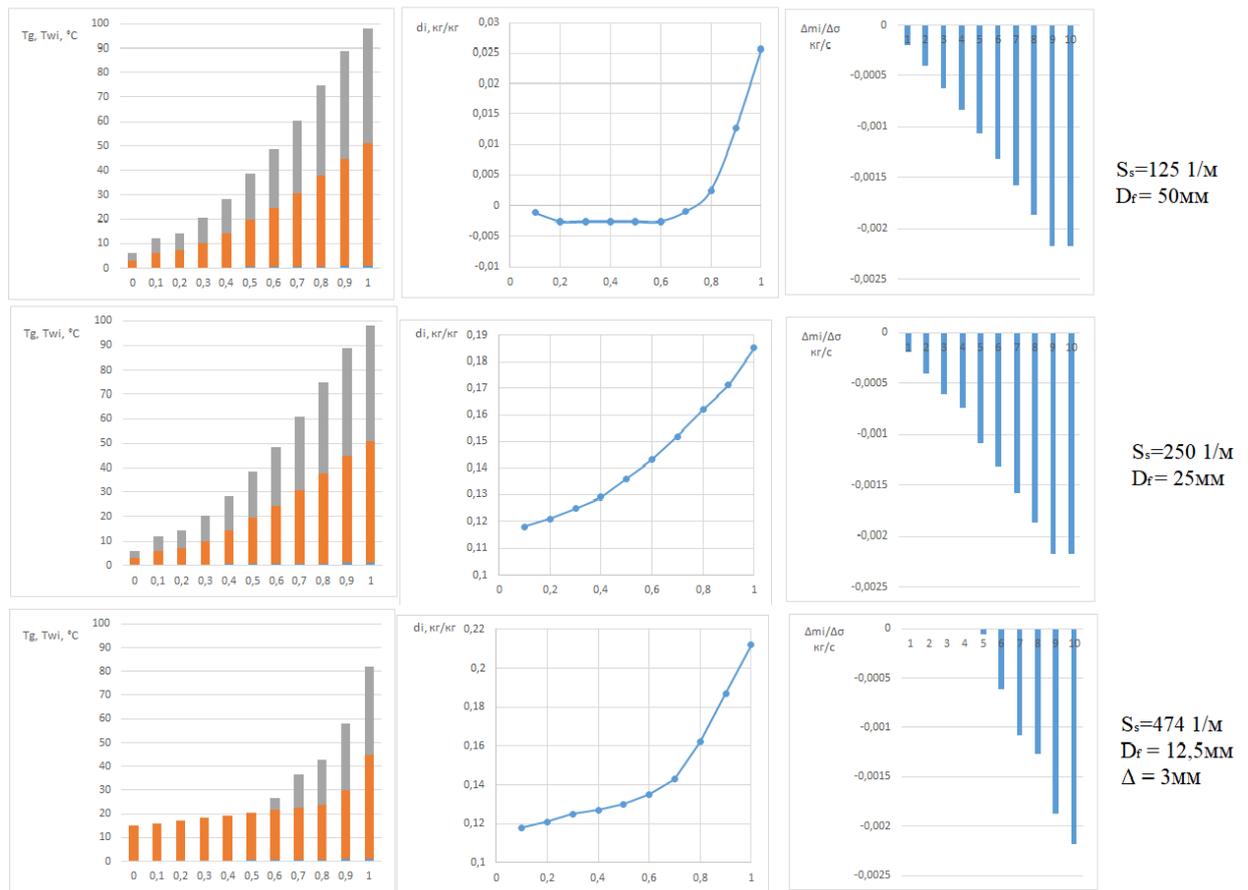


Рисунок 2.6 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – геометрия рабочей насадки: $\alpha = 15 \text{ Вт/(М}^2\text{°С)}$; $\beta = 0,02 \text{ с/М}$; $G_{w0} = 10 \text{ т/ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг/с}$; $d_0 = 0,2 \text{ кг/кг}$; $t_{g0} = 100 \text{ °С}$

Рисунок 2.6 демонстрирует расчетный потенциал ячеечной модели применительно к интерпретациям переходных процессов и дальнейшем выходе на стационарный режим работы аппарата, при следующих исходных данных: $t_{w0} = 18 \text{ °С}$, $t_{g0} = 100 \text{ °С}$, $d_0 = 0,2 \text{ кг/кг}$, $\alpha = 15 \text{ Вт/(М}^2\text{°С)}$; $\beta = 0,02 \text{ с/М}$; $G_{w0} = 10 \text{ т/ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг/с}$. Рисунок 2.7б иллюстрирует хронологию изменения температур в теплоносителях [88, 89]. Из график можно видеть, газ к стационарному состоянию приходит быстрее, чем водяная фаза. Количество фазовых переходов до момента, когда установится стационарный режим, определяется рабочей загрузкой теплообменника. Стоит отметить, что в действительности рабочая загрузка находится в покое относительно рабочих водя-

ной и газовой сред, но модель в свою очередь, не предполагает в своем алгоритме учет теплопереноса по насадке. Хотя теплоемкость рабочей загрузки не оказывает воздействия на распределения анализируемых параметров перемещающихся сред, но, тем не менее, участвует в формировании переходного процесса в качестве статической составляющей. В случае, когда требуется определить только стационарное распределение некоторых физических величин, то рациональней будет теплоемкость рабочей загрузки исключить из расчетной модели, так как при этом значительно снижается продолжительность расчетов данной модели. В тех случаях, где требуется определить именно характер переходного процесса, то такого упрощения делать нельзя, так как это существенно влияет на корректность полученных данных [30].

На рисунке 2.7в представлена хронология распределения содержания влаги в газовой фазе. Видно, что на старте процесса влага уменьшается в первичном звене примерно в два раза, так как реализуется контакт горячего газа с изначально холодной водой, а разность потенциалов массопереноса, то есть парциальных давлений, сравнительно велика. Но в процессе нагревания воды разность потенциалов снижается и содержание влаги в начальной области, где происходит подача газа, увеличивается.

Рисунок 2.7г демонстрирует результаты по параметру – воды, сконденсировавшейся в звеньях за малый временной промежуток. Хронология распределения данного параметра аналогична хронологии по параметру содержания влаги в газе, если точнее, то на входе конденсата относительно больше, чем в верхних слоях аппарата. Анализ обоих графиков приводит к заключению, что процесса массопереноса условно прекращаются на половине высоты аппарата.

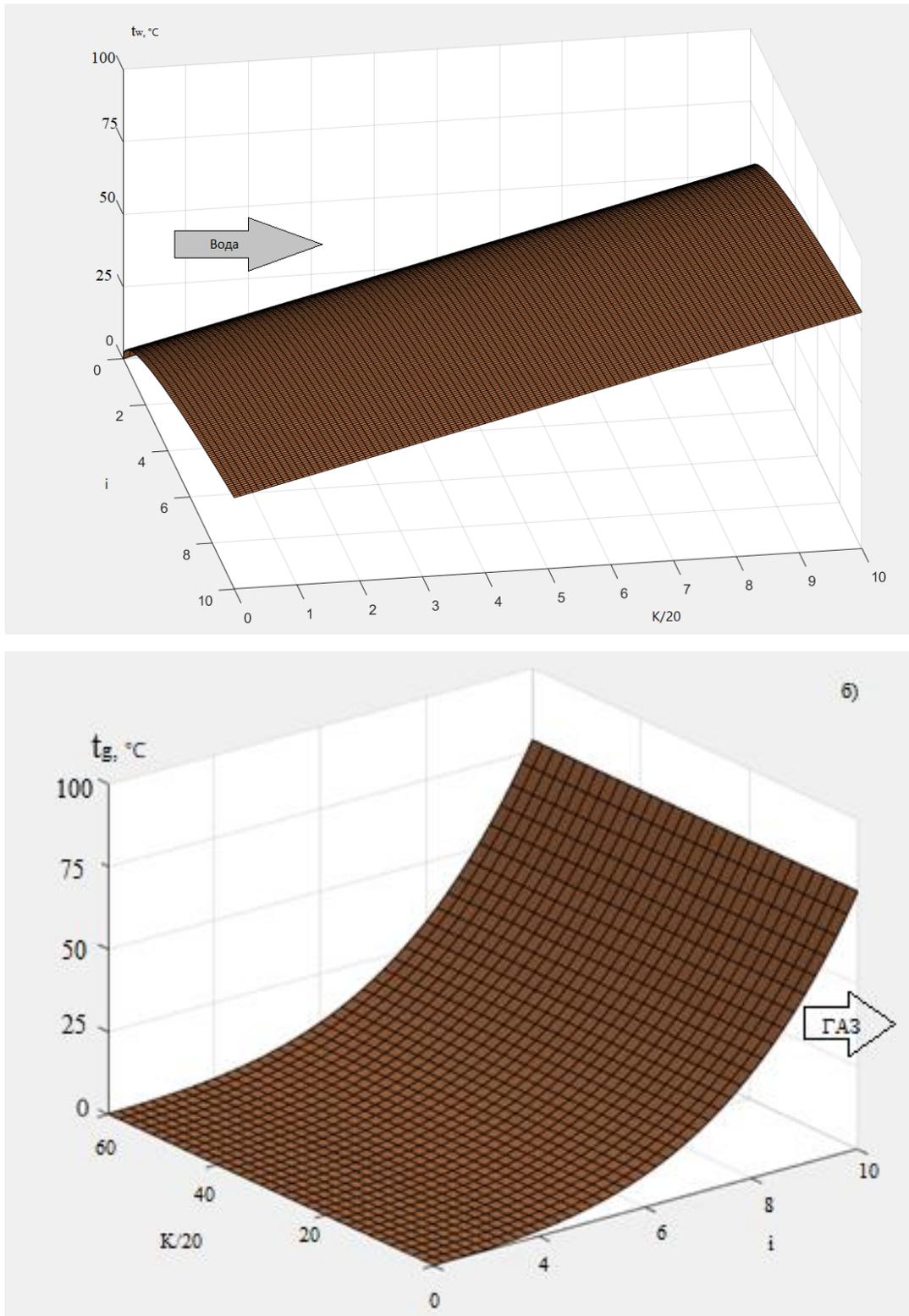


Рисунок 2.7 (а, б) – Хронология характеристик подвижных сред в анализируемом аппарате ($\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$; $\beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}$; $G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с}$; $d_0 = 0,2 \text{ кг}/\text{кг}$; $t_{g0} = 100 \text{ °C}$; $\Delta\tau = 0,02\text{с}$): а) показания температуры воды; б) показания температуры газа

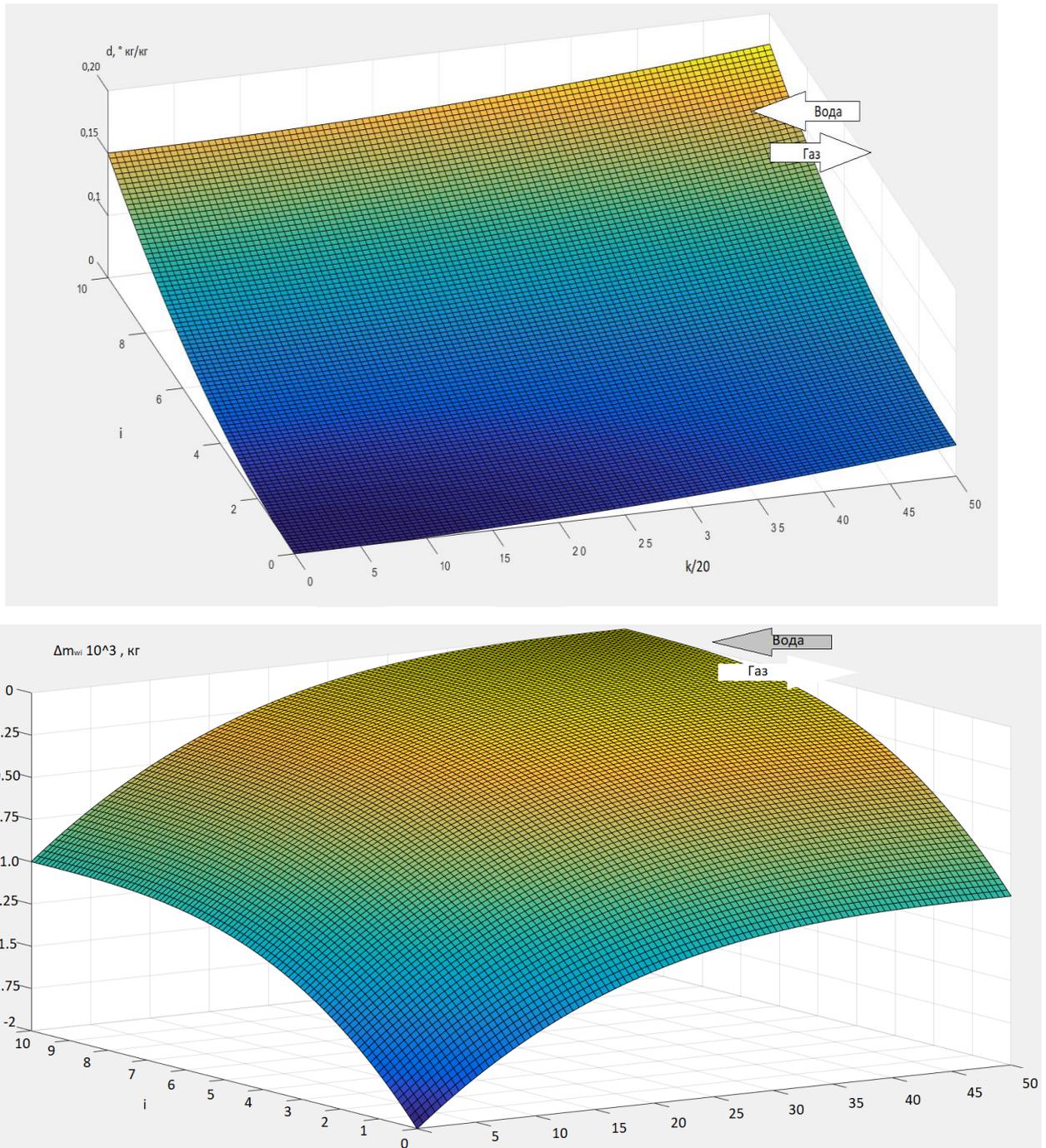


Рисунок 2.7 (в, г) – Хронология характеристик подвижных сред в анализируемом аппарате ($\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$; $\beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}$; $G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}$; $G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с}$; $d_0 = 0,2 \text{ кг}/\text{кг}$; $t_{g0} = 100 \text{ °C}$; $\Delta\tau = 0,02\text{с}$): а) показания содержания воды в газе; б) показания количества воды, передаваемой за один переход от газа к воде

При рассмотрении условий протекания рабочего режима, представленного на рисунке 2.4, в очередной раз убедимся, что такой теплообменник, который функционирует только за счет конвекции, не способен реализовать существенного нагрева жидкости, если на входе поступал сухой газ (верхний ряд

графиков) [5]. Рабочий режим рациональным становится тогда, когда в аппарате имеет место выделение теплоты конденсации из поступающего влажного газа (см. нижний ряд графиков). Данный факт дополнительно поясняется рисунком 2.8. На нем темным цветом отображается составляющая, участвующая при конвективном теплообмене, а светлая часть линий характеризует теплообмен посредством конденсации влаги [11]. Хорошо наблюдается существенный вклад в процесс теплообмена именно посредством конденсации жидкости [133].



Рисунок 2.8 – Иллюстрация составляющих компонент от общего процесса теплообмена: синяя область – составляющая конвективного процесса; красная область – составляющая от конденсации жидкости

Из вышесказанного следует, что аккумуляция теплоты полностью останавливается, если происходит фазовое равновесие. То есть, теряется смысл в увеличении геометрической длины аппарата, когда в более низких слоях произошло фазовое равновесие, это лишь увеличит мощность, которая потребуется для продавливания газа через рабочую насадку [82]. Такая ситуация иллюстрируется рисунком 2.9, где можно наблюдать зависимость тепловой мощности от удельной поверхности рабочей загрузки в аппарате с аналогичными параметрами, что в описываемом аппарате выше.

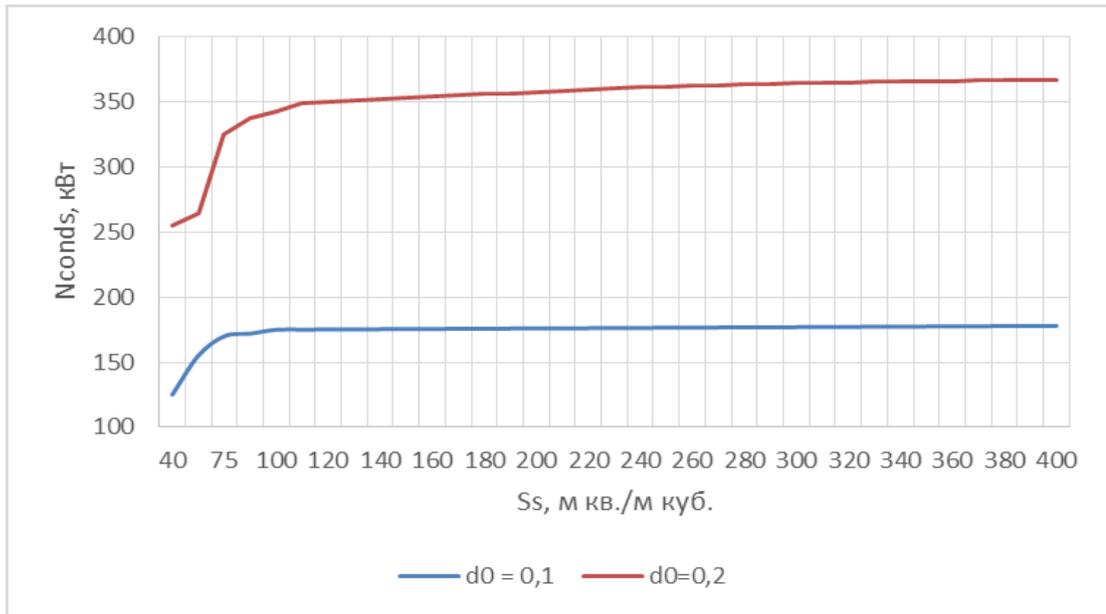


Рисунок 2.9 – Зависимость удельной поверхности рабочей загрузки аппарата на передачу тепла

Приблизительно до $160 \text{ м}^2/\text{м}^3$ зависимость удельной поверхности рабочей загрузки на передачу теплоты хорошо прослеживается, поскольку при низких значениях удельной поверхности массоперенос не успевает внутри аппарата. Когда фазовое равновесие уже произошло, то продолжать увеличивать параметр, отвечающий за удельную поверхность рабочей загрузки, не имеет смысла [13].

Рисунок 2.10 демонстрирует связь между передачей тепловой мощности с первичной температурой и содержанием влаги в газе. Из графика следует, что искомая тепловая мощность по формуле (2.47) не зависит от начальной температуры газа, но вот от содержания влаги в газе зависит существенно. В частности, при содержании влаги в количестве меньшем, чем 0,015, процесс конденсации практически не происходит, а тепловая мощность становится отрицательной [15].

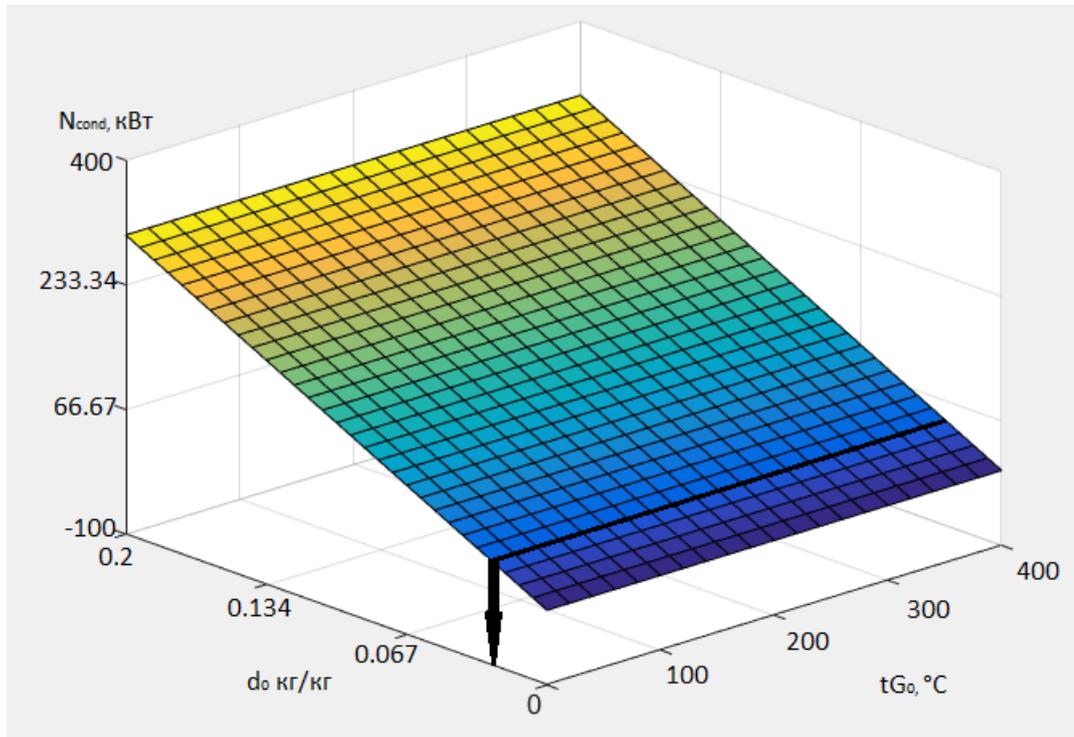


Рисунок 2.10 – Зависимость исходной температуры и содержания воды в поступающем газовом потоке на тепловую мощность аппарата

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. В данной главе было представлено новейшее решение для расчета тепломассообменных процессов в теплообменных аппаратах, с помощью новой расчетной ячейки модели. Эта модель, учитывающая вихреобразные локальные процессы, значительно повышает точность расчетов по сравнению с устаревшими методами, которые не могут отразить все нюансы реальных условий.

2. Создание программы для анализа теплообменных аппаратов на ПК предлагает новые инженерные возможности. Она не только ускоряет процесс поиска оптимальных решений, но и значительно упрощает анализ различных сценариев эксплуатации оборудования, что, в свою очередь, увеличивает возможность более рационального использования ресурсов и эффективности работы систем.

3. Практические результаты численного моделирования показывают, что параметры теплообменных аппаратов сильно зависят от условий, таких как температура входящих рабочих сред и содержание влаги в газах. Установлено, что конденсация выделяется как ключевой процесс, оказывающий значительное влияние на теплообмен, что подчеркивает важность учета в утилизации тепла. Эффективная утилизация теплоты, возникающей при конденсации, не только позволяет повысить общую производительность системы, но и снижает негативное воздействие на окружающую среду.

Разработка системы мокрой очистки выбросных газов и утилизации их теплоты направлена не только на повышение энергетической эффективности. Это также способствует снижению экологической нагрузки, что особенно важно в условиях современного производства.

ГЛАВА 3. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ПОМОЩЬЮ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ

3.1. ВЫБОР ХАРАКТЕРНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Представленная в главе 2 новая расчетная ячеечная модель позволяет анализировать переходные процессы независимо от сложности распределения характерных физических параметров на исходном этапе, а также выводить систему на стационарный режим работы. В отличие от классических инженерных методик, где в основном применяются приемы усреднения и где игнорируются локальные физические процессы, новая расчетная модель способна анализировать межфазное взаимодействие по локальным разностям потенциалов переноса. Тем не менее, точность полученных данных с использованием новой расчетной модели в основном определяется достоверностью заданных исходных данных. Стоит отметить, что перед моделированием какого-либо теплообменного аппарата необходимо иметь точные сведения, характеризующие аэродинамическое сопротивление рабочей загрузки аппарата [17].

Некоторые основополагающие данные для расчетной модели можно взять из литературы - Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) [8]. Эмпирические данные, представленные в [8], были получены на установке, которая обладает следующими характеристиками:

- температура поступающей воды: $t_{w0} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$;
- диаметр обогревающей камеры: $D = 200 \text{ мм}$;
- элемент насадки (кольца Рашига): $35 \times 35 \times 4 \text{ мм}$;
- высота рабочей загрузки: 110, 310, 700, 1000 мм;
- температура поступающего газа: $t_{g0} = 200 \dots 260 \text{ }^\circ\text{C}$;
- скорость газов: $V_g = 0,4 \dots 1,9 \text{ м/с}$;

- содержание влаги: $d_0 = 100 \dots 120$ г/кг;
- плотность орошения насадки: $g_0 = 3 \dots 55$ м³/м²·ч;
- схема движения поступающих сред: противоток.

Рисунок 3.1 иллюстрирует полученные данные для случая, где варьировалась температура поступающих газов при постоянной высоте рабочей загрузки $H = 1000$ мм. Рисунок 3.2 иллюстрирует зависимость содержания влаги d_{out} в газе на истоке из аппарата от температуры подогрева воды t_{wout} , которая регулируется с помощью регулирования расхода поступающей в аппарат воды [19].

Снижение расхода воды ведет к увеличению подогрева воды, и тем самым, увеличивает температуру подогрева воды t_{wout} . В таком случае, величина $(t_{gin} - t_{gout})$ – показатель охлаждения дымовых газов снижается, а величины параметров t_{gout} и d_{out} становятся больше.

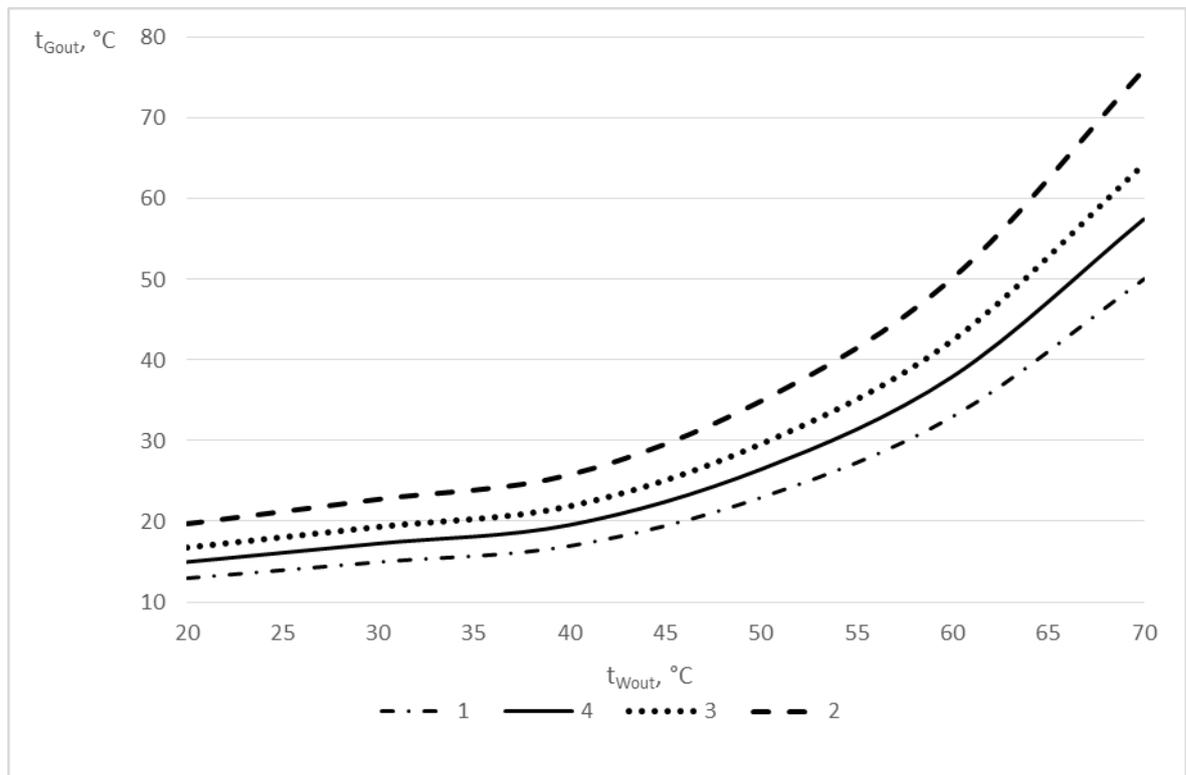


Рисунок 3.1 – Коэффициенты теплоотдачи, полученные экспериментальным [8] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [38]; 2 – [9]; 3 – [39]; 4 – по формулам (3.1)-(3.7)

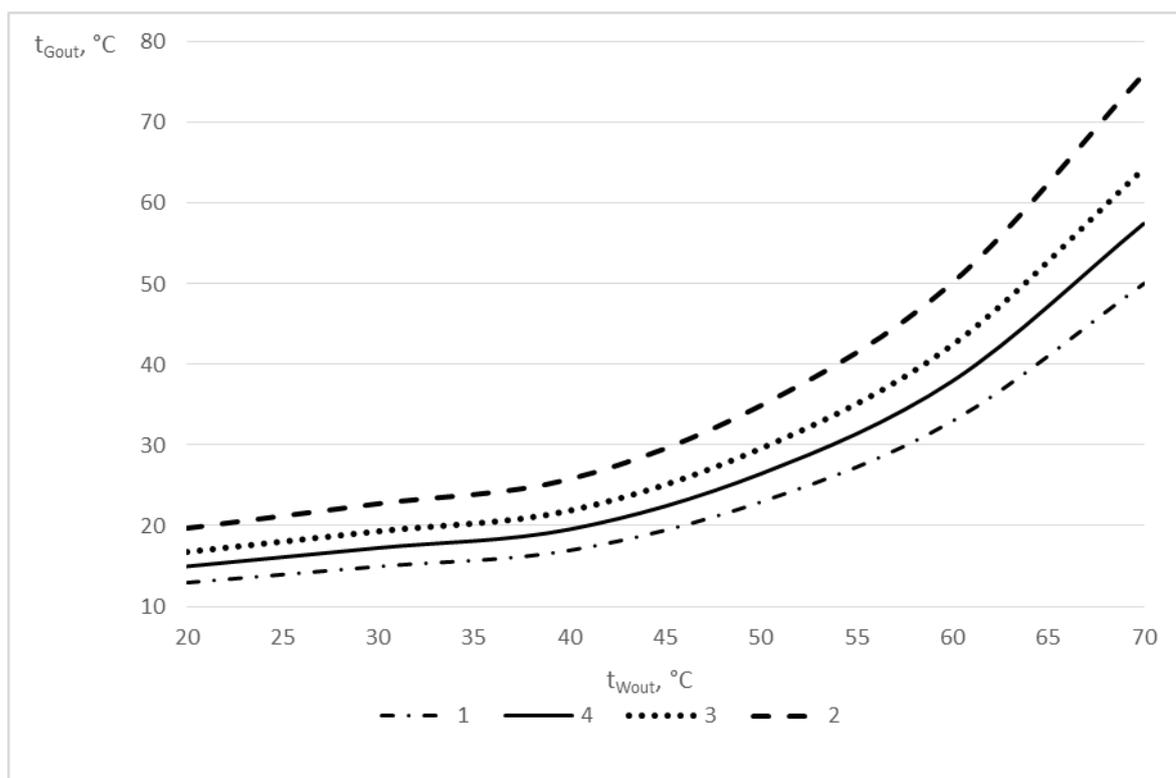


Рисунок 3.2 – Коэффициенты теплоотдачи, полученные экспериментальным [8] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [38]; 2 – [9]; 3 – [39]; 4 – по формулам (3.1)-(3.7)

Полученные данные с помощью новой методики ячеечной модели, где происходит учет замыкающих соотношений для расходных и теплофизических характеристик, поступающих газовой и жидкой сред выполнялись наравне трех различных математических методик [39, 40]. Данные отображены на графиках под порядковыми номерами 1, 2 и 3 соответственно.

Интересным оказались результаты расчетов для случая исследования зависимости от параметра – плотности орошения g_0 . Рисунок 3.3 демонстрирует зависимость $t_{gout}(g_0)$ при постоянной высоте рабочей загрузки 1000 мм.

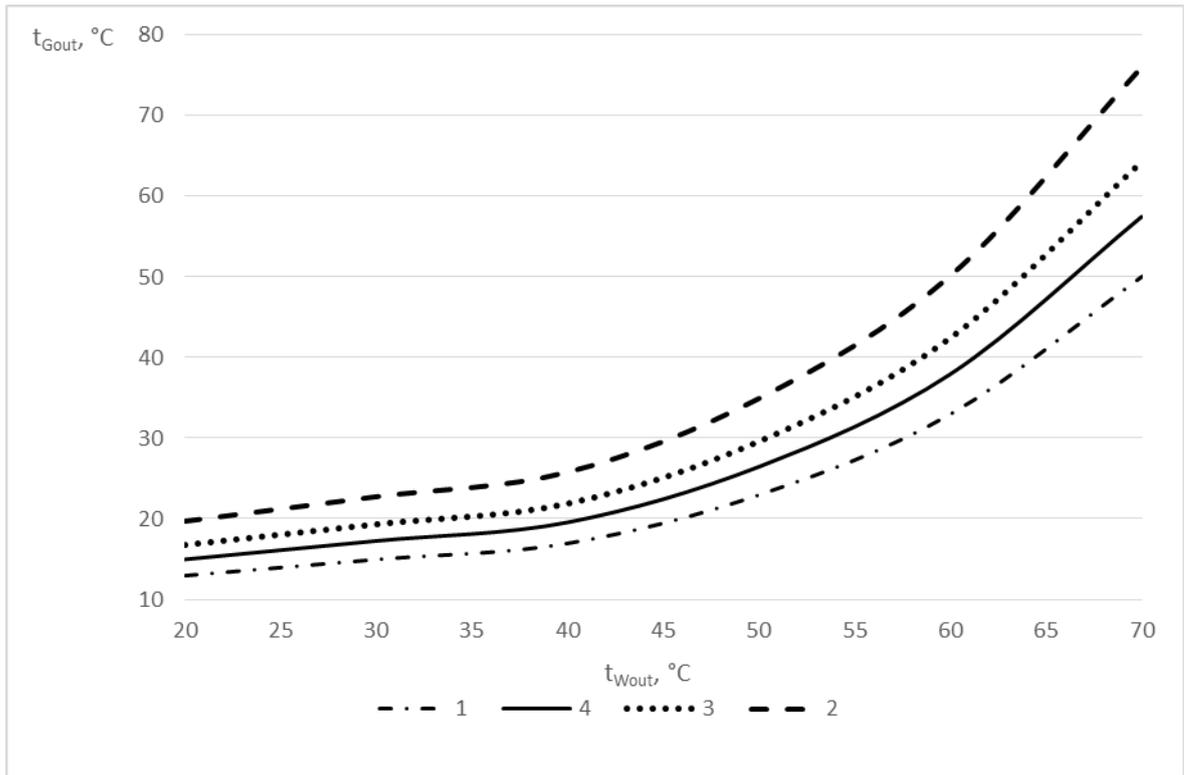


Рисунок 3.3 – Коэффициенты теплоотдачи, полученные экспериментальным [7, 37] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [38]; 2 – [9]; 3 – [39]; 4 – по формулам (3.1)-(3.7)

Анализируя рисунки 3.1-3.3 можно сделать следующий вывод, что расчет по методике [9] в результате дает заниженные значения t_{gout} и d_{out} , а поиск этих же параметров, но по методикам [38] и [39] на выходе предоставляет завышенные значения, по сравнению с данными, которые были получены экспериментальным путем. Необходимо определить критерий Нуссельта таким образом, чтобы результат максимально совпадал с экспериментальными данными [20]. В результате анализа результатов, полученных экспериментальным путем, была выведена формула для критерия Нуссельта, которая дает наименьшую погрешность:

$$Nu = 0,016 \cdot Re_g^{1,3} \cdot Pr^{0,33} \text{ при } Re_g < 200, \quad (3.1)$$

$$Nu = 0,035 \cdot Re_g^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \cdot g_w^{0,17} \text{ при } Re_g \geq 200, \quad (3.2)$$

где

$$Re_g = \frac{w_g \cdot D_r}{\nu_g}, \quad (3.3)$$

$$g_w = \frac{G_w}{G_{gd}}, \quad (3.4)$$

D_r – эквивалентный размер частицы, который составляет отношение ее 6-ти-кратного объема к площади поверхности.

Параметр g_w характеризует интенсивность орошения, которая начинает значительно оказывать на процесс, при определенном параметре Re_g , что выражается в увеличении показателей коэффициентов тепломассопереноса за счет образования вихревых структур на поверхности влажной пленки. Чтобы определить коэффициент массоотдачи, то потребуются прибегнуть к теории об аналогии тепломассообменных процессов – «тройная аналогия». Следуя логике данной теории, то прежде, чем начать рассуждения, следует воспользоваться уравнением типа:

$$Nu_D = a \cdot Re^n \cdot Pr_D^m, \quad (3.5)$$

$$Nu_D = \frac{\beta \cdot l}{D_g}, \quad (3.6)$$

$$Pr_D = \frac{\nu}{D_g}, \quad (3.7)$$

где D_g – параметр, характеризующий растворение водяного пара в газе.

На рисунках 3.1-3.3 кривые, которые определялись по зависимостям (3.1)-(3.7) обозначаются под порядковым номером 4. Причем, как можно

наблюдать, расчетные данные довольно хорошо обеспечивают сходимость с данными, которые были получены экспериментально.

Таким образом, представленная методика расчета вполне может считаться методикой инженерной для расчетов и оценок контактных теплообменных аппаратов.

Полученные данные с помощью указанной и описанной новой расчетной методики, а также данные, полученные экспериментальным путем для конкретного случая – теплообменного утилизатора ЭК-БМ-1-1, у которого рабочий размер внутреннего пространства 1000 мм, сопоставлялись между собой [14]. Усредненное отклонение между теоретическим и практическим подходами составил около 6,7 %, причем максимальный показатель составляет 12,4 %.

При анализе зависимость расхода воды на гидравлическое сопротивление осуществлялась по известным практическим данным в литературе [8], где приведены результаты для случая, когда рабочая загрузка состоит из колец Рашига с параметрами 50×50×5 и при общей высоте 800 мм. Плотность орошения являлась варьируемым параметром и находилась в диапазоне от 5 до 50 м³/(м² · ч). Расчет по новой методике показал динамику увеличения аэродинамического сопротивления рабочего слоя в зависимости от увеличения плотности орошения. В результате была выведена расчетная формула для аэродинамического сопротивления рабочей массы насадки, которая учитывает плотность орошения:

$$\Delta p = \left(\frac{\mu_g \cdot w p_g}{k_{\Pi}} + b \cdot \rho_g \cdot w p_g^2 \right) \cdot (1 + 0,0283 \cdot g_0)^{2,15}, \quad (3.8)$$

где μ_g – динамическая вязкость газа;

ρ_g – плотность газа;

$w p_g$ – скорость газа, отнесенная к поперечной площади сечения;

k_{π} – коэффициент проницаемости;

b – структурный коэффициент рабочего слоя загрузки.

$$k_{\pi} = \frac{0,0067 \cdot \omega^3 \cdot k_f \cdot D_r}{(1 - \omega)^2}, \quad (3.9)$$

$$b = \frac{1,75 \cdot (1 - \omega)}{(k_f^{0,5} \cdot D_r \cdot \omega)}, \quad (3.10)$$

где k_f – параметр, характеризующий форму частиц, составляющих рабочий объем аппарата и равный отношению площади поверхности шара, имеющего такой же объем, как у рассматриваемой частицы, к площади поверхности этой частицы;

ω – пористость рабочего слоя.

В случае, если дело имеем с кольцами Рашига, то параметры D_r и k_f легко определяются.

В формуле (3.8) набор параметров, заключенных в первые скобки, характеризуют сопротивление сухой насадки и можно заметить, что при $g_0 = 0$ данная формула станет аналогичной формуле, где приведена зависимость для «двучленной» фильтрации. Набор параметров формулы (3.8), заключенных во вторые скобки, уже является новизной и характеризует дополнительное сопротивление, которое описывает сужение проходного сечения для поступающего газа, за счет формирования вихревых структур на поверхности влаги и другими особенностями.

Представленные зависимости представляются надежными, так как в основе своей они обеспечены эмпирикой. В связи с тем, что температурное распределение по всей высоте анализируемого аппарата различное, то данные зависимости используются для каждой ячейки в отдельности и дополнительно подвергаются пересчету на каждом временном шаге.

3.2. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК АНАЛИЗИРУЕМОГО АППАРАТА

Как уже описывалось ранее, что основной вклад в процессы теплообмена вносит не конвективная составляющая, а составляющая, которая отвечает за конденсацию влаги из рабочей газовой среды и которая в большей мере и формирует тепловую мощность контактного теплообменника N_{cond} . Рассматривались также случаи, где фазовое стационарное равновесие случается довольно интенсивно, и, причем в нижних слоях рабочей загрузки аппарата. В таком случае, не имеет смысла, когда производится наращивание высоты рабочей насадки, так как на мощностные характеристики это не оказывает никакого влияния, но кроме того, увеличивает гидравлическое сопротивление для проходимости рабочего газа. В настоящей главе выполним расчет, результат которого даст четкое понимание, какой именно должна быть высота контактного теплообменника, и при которой будут достигаться наиболее рациональные рабочие характеристики [84].

Рисунок 3.4 иллюстрирует зависимость высоты рабочей загрузки аппарата на его тепловую мощность по выделенной воде в результате конденсации N_{cond} при варьируемых рабочих режимах. Основные исходные данные оставим такими же, как приводились во второй главе.

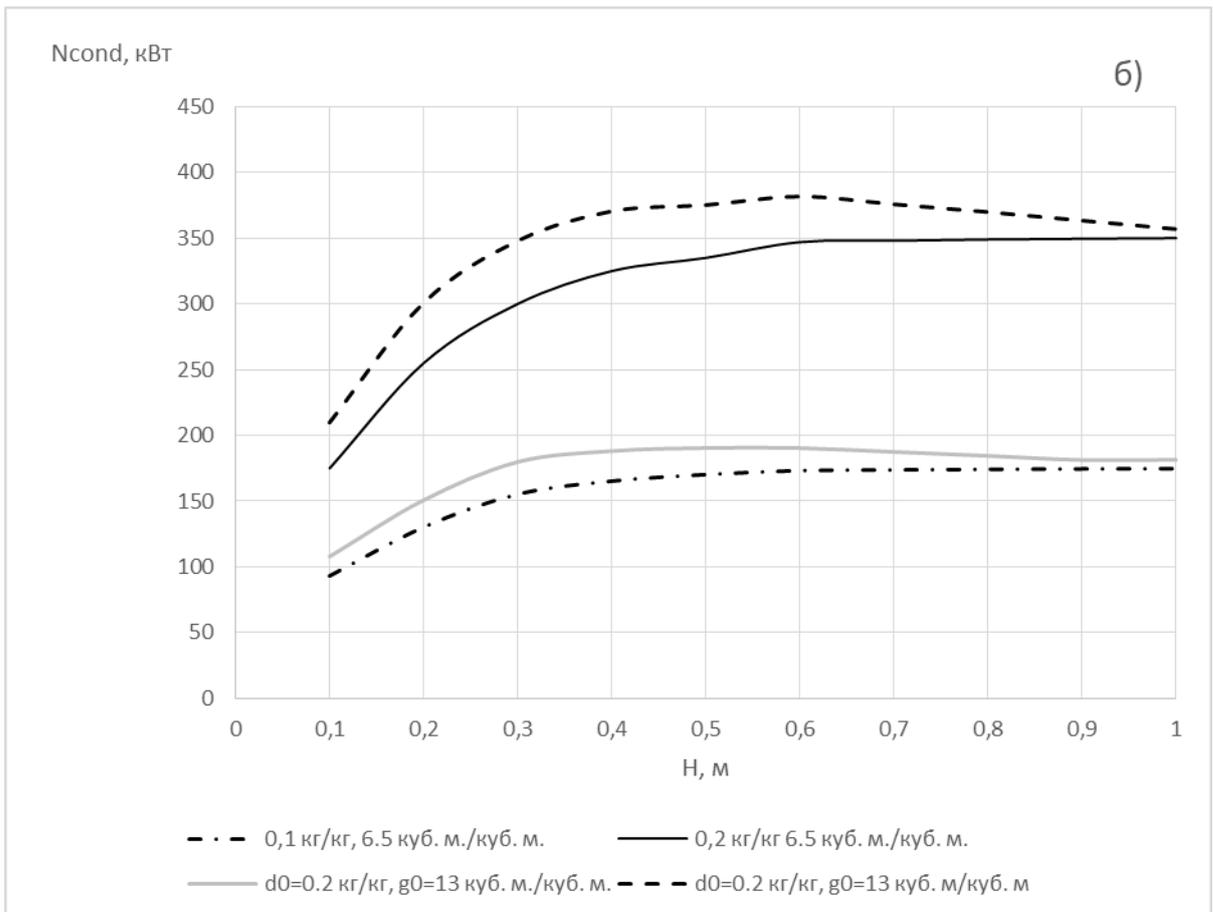
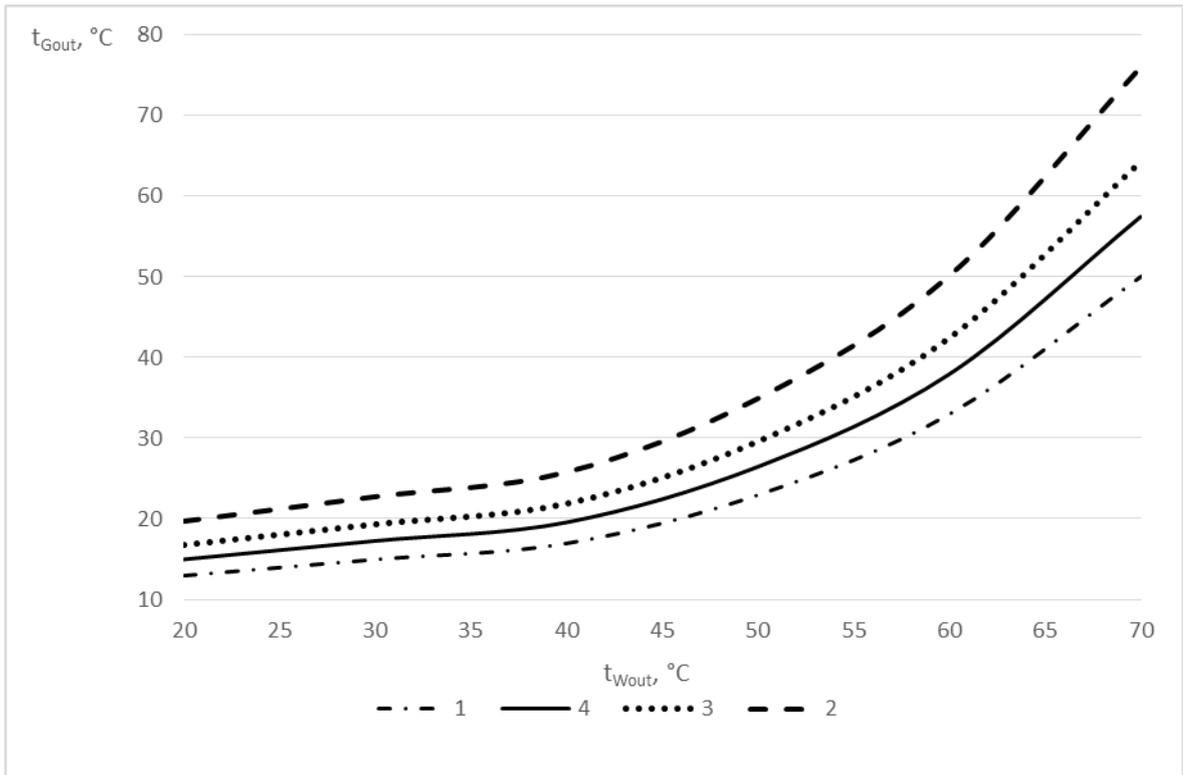


Рисунок 3.4 – Зависимость высоты рабочей загрузки на мощностные характеристики анализируемого аппарата

Графики на рисунке 3.4 демонстрируют четкую зависимость мощности теплообменного аппарата от содержания воды в поступающего в него газа. При низком содержании влаги, мощность аппарата соответственно низкая.

Рисунок 3.4б иллюстрирует зависимость плотности орошения на мощностную характеристику аппарата. При двукратном увеличении по параметру плотности орошения, видим, что мощность теплообменника вырастает незначительно, и при этом тенденция, описывающая изменения с ростом высоты теплообменника, оказывается фиксированной величиной.

При необоснованном росте высоты рабочей загрузки значительно повышается мощность дымососа, обеспечивающего отсос газа из рабочего объема печи [85]. В связи с этим для поиска формулы, описывающей рациональную конструкцию анализируемого аппарата, в ней должны отражаться тепловая мощность самого аппарата и мощность дымососа, а именно:

$$P(H) = N_{cond}(H) - N_f(H). \quad (3.11)$$

На первой итерации оценочных расчетов будем считать, что главная составляющая аэродинамического сопротивления аппарата обеспечивается за счет рабочей загрузки. В свою очередь, из обилия литературных данных нет четкого понимания зависимости между действительным аэродинамическим сопротивлением аппарата и конструктивных характеристик рабочей насадки.

Тем не менее, для первой итерации расчетов воспользуемся данными по аэродинамическому сопротивлению, полученные экспериментальным путем на теплообменном экономайзере ЭК-БМ-1-1 при диаметре в рабочем пространстве аппарата 1000 мм [8] (таблица 3.1).

Материальный баланс газа (P):

$$P = V_g \cdot (C_v - C_{vne}), \quad (3.12)$$

где R – скорость химической реакции (моль/с). Это величина, показывающая, сколько молей газа реагирует в единицу времени;

V_g – объемный расход газа (м³/с). Это объем газа, проходящего через систему за единицу времени.

C_g – концентрация газа на входе (моль/м³). Это количество вещества, содержащееся в единице объема газа на входе в систему.

$C_{g,вых}$ – концентрация газа на выходе (моль/м³). Это количество вещества, оставшееся в газе на выходе из системы после химической реакции.

Таблица 3.1 – Рабочие характеристики ЭК-БМ-1-1

Н, мм		300	484	500	980	960
V_g , м/с		1,5	0,9	1,5	0,9	0,94
g_0 , м ³ /м ²		0	28	10	15	31
Δp , мм в ст	25×25×4	36	77	91	101	201
	50×50×5	24	56	58	61	132

Пусть $V_g = 1 \text{ м}^3/\text{ч}$ P можно условно связаться с перепадом давления (ΔP):

$$P = 10 \cdot \Delta P. \quad (3.13)$$

$P = 36\Delta P = 36$ (первая строка):

$$P = 10 \cdot 36 = 360 \text{ мг.}$$

Эффективность очистки (η):

$$\eta = \left(\Delta P_{\text{макс}} - \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{макс}}} \right) \cdot 100\%. \quad (3.14)$$

Для $\Delta P_{\text{макс}} = 201(25 \times 25 \times 4)$:

$$\eta = \left(201 - \frac{36}{201} \right) \cdot 100 \approx 82,1 \%$$

Эффективность очистки NO_x :

$$\eta_{\text{NOx}} = \left(V_{\text{г, макс}} - \frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{г, макс}}} \right) \cdot 100\%. \quad (3.15)$$

Для $V_{\text{г, макс}} = 1,5$:

Для $V_{\text{г}} = 0,9$:

$$\eta_{\text{NOx}} = 1,5 - \frac{0,9}{1,5} \cdot 100 = 40 \%$$

Рисунок 3.5 представляет данные из таблицы 3.1 в графическом виде. Анализ характеристики $\Delta p / (H V_{\text{г}}^2)$ позволяет судить о пропорциональной зависимости между потерями давления высоте теплообменного аппарата и квадрату скорости продуваемого рабочего газа [93]. Конструкция рабочей загрузки, а именно колец Рашига является анализируемой величиной на каждой из кривой на рисунке 3.5.

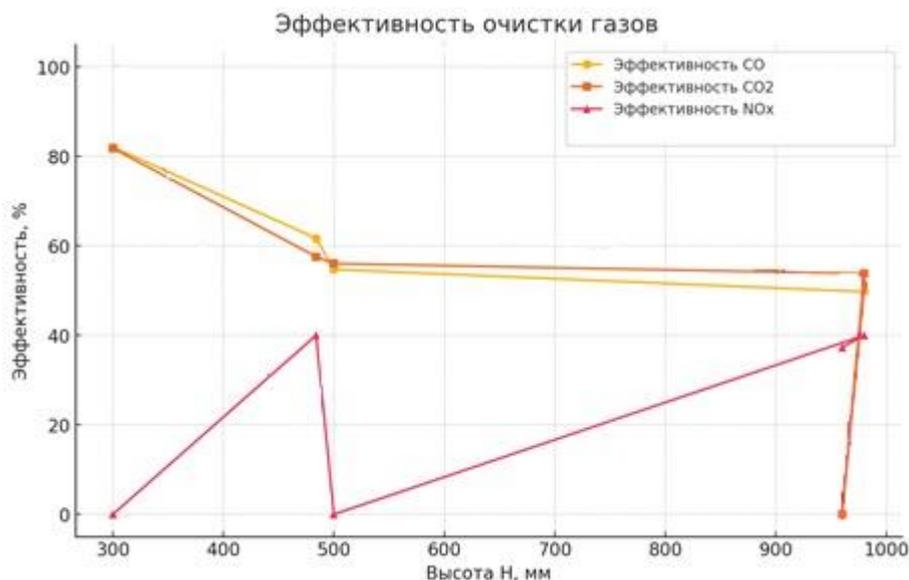


Рисунок 3.5 – Экспериментальные данные работы аппарата ЭК-БМ-1-1

На рисунке 3.5 представлена зависимость эффективности очистки различных загрязнителей от высоты загрузки.

На рисунке представлена зависимость эффективности очистки различных загрязнителей от высоты абсорбера [95]. Эффективность очистки CO и CO₂ имеет тенденцию к снижению с увеличением высоты. Это может быть связано с уменьшением эффективности массопереноса или ухудшением условий взаимодействия газа с абсорбентом. Для NO_x характерны скачкообразные изменения эффективности, что, вероятно, связано с изменениями параметров потока или условий в абсорбере. В целом, график показывает, что для достижения максимальной эффективности процесса необходимо оптимизировать параметры системы, такие как скорость газа, расход абсорбента и условия фазового контакта [94].

Когда происходит снижение содержание воды в рабочем газе, то даже при малых величинах Отклонение от оптимального значения приводит к все более значительному уменьшению эффективности целевой функции.

Рисунок 3.7 иллюстрирует экстремумы, то есть предпочтительные величины высот теплообменника для двух величин плотностей орошения: 6,5 и 13 м³/м²·ч. Для случая, где плотность орошения составляет 13 м³/м²·ч, в соответствии с графиком, представленным на рисунке 3.5 коэффициент В принимался равным 25. Такой выбор коэффициента В смещает максимум влево и делает его более выраженным, то есть кривая выглядит более крутой.

В заключении данного раздела отметим, что продемонстрирована реализация поиска рациональной геометрии конструкции анализируемого аппарата по выбранной целевой функции мощностного характера. Таким образом, вооружившись представленной расчетной методикой можно осуществить оптимальный выбор высоты для любого контактного теплообменника. В случае, если методика расчета по подбору оптимальной высоты автоматизирована с помощью ЭВМ, то единичный на поиск решения расчет может занять от 10 до 15 секунд.

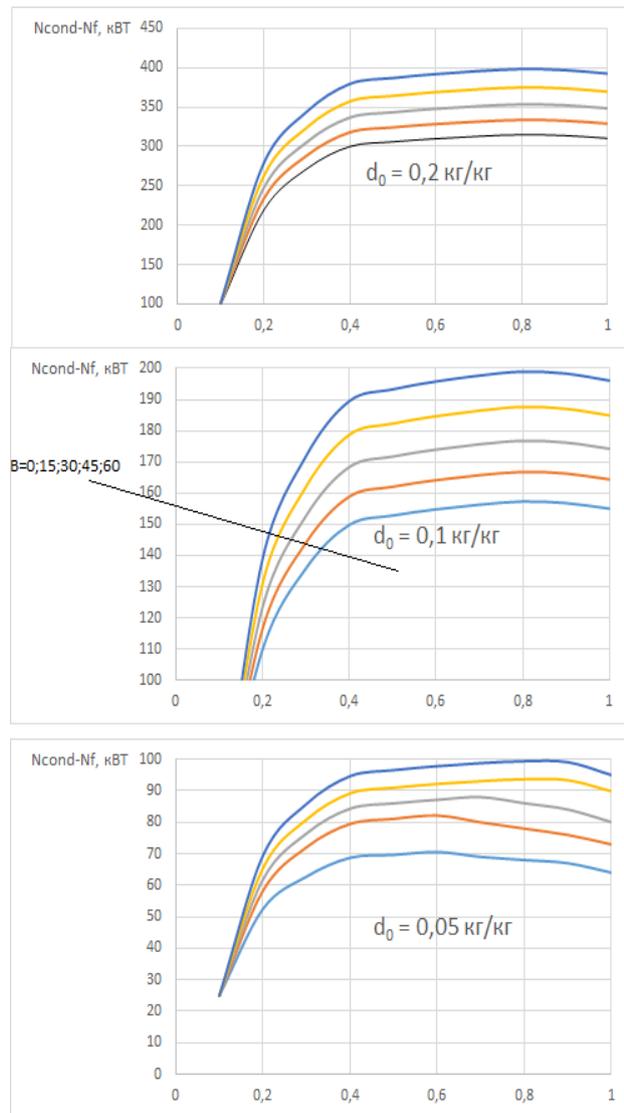


Рисунок 3.6 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании содержания влаги в рабочем газе ($g_0 = 6,5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)

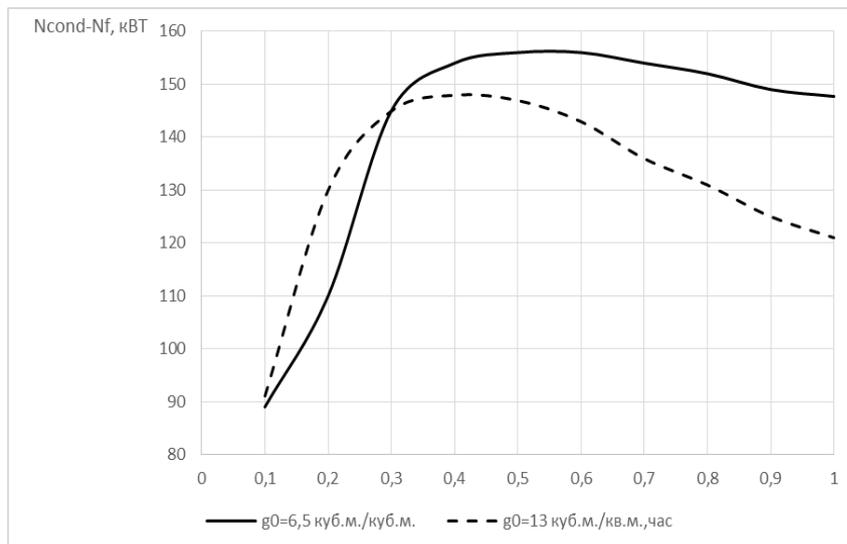


Рисунок 3.7 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании плотности орошения ($d_0 = 0,1 \text{ кг/кг}$)

3.3. СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ, ПОЛУЧЕННЫХ ПО БАЛАНСОВОЙ И ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛЯМ

Важно провести сравнительную характеристику результатов, полученных по классической методике нуль-мерной размерности и новой, представленной в данной работе, ячеечной методике [96]. Предварительно выполним ряд общих расчетных оценок обеих расчетных методик, для рассмотренного ранее базового случая, где $t_{w0} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{g0} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_0 = 0,2 \text{ кг/кг}$ и результаты сведем в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты, полученные разными методиками

Параметр	Базовый метод	Ячеечная модель
N_{cond}	357 кВт	317 кВт
t_{gout}	52 $^\circ\text{C}$	47,3 $^\circ\text{C}$
t_{wout}	40,3 $^\circ\text{C}$	43,4 $^\circ\text{C}$

Анализируя данные таблицы 3.2 видно, что расчеты, выполненные по базовой методике, существенно занижают результаты. Объяснить недостаток классического можно тем, что зависимость потенциалов переноса от температуры реально имеет нелинейный характер, и усреднять температуру по многим локальным температурным зонам не является верным приемом, и в итоге дает существенную погрешность. Дополнительным недостатком базовой модели является тот факт, что он вовсе не дает возможности анализировать организацию фазового равновесия внутри анализируемого аппарата[99].

В итоге имеем, что базовая и всем давно известная методика расчетов тепломассообменных процессов в теплообменных аппаратах в целом дает большую погрешность в заниженную сторону тепловой мощности и параметров теплоносителя, выходящих из аппарата [88].

Степень точности результатов, выведенных на основе расчетов по базовой методике, проверялась сопоставлением с данными, полученными экспериментальным путем [8], где в промышленных опытах эксплуатационные характеристики отличались большой амплитудой изменений. В качестве критерия сравнения была выбрана температура отработанного газа [13]. Результаты сравнения рабочих параметров аппарата ЭК-БМ-1-1 и данных, полученных с помощью различных методов моделирования, приведены в таблице 3.3, которая позволяет оценить эффективность различных подходов и определить наиболее точный метод прогнозирования параметров системы.

Таблица 3.3 – Рабочие характеристики аппарата ЭК-БМ-1-1

Высота слоя, мм		484	500	550	980	960
Скорость газа, м/с		0,9	2,2	1,5	0,9	0,94
Плотность орошения, м ³ /м ² ·ч		28	15	10	15	31
Температура воды на входе, °С		15,5	14,0	16,5	15,0	15,0
Температура воды на выходе, °С		24,3	38,5	42,2	40,0	27,2
Температура газа на входе, °С		266	240	235	436	425
Температура газа на выходе, °С (эксперимент)		27,0	45,0	52,5	47,3	32,0
Температура газа на выходе, °С (расчет / погрешность, %)	Базовая модель	28,4/5	46,6/3,5	53,3/1,5	52,7/3	33,2/3,7
	Ячеечная модель	25/-7,4	41/-4,4	48/-8,6	43,3/-4,9	29/-9,4

В таблице 3.3 в последних нижних строках представлены данные, полученные экспериментальным путем, расчетным путем по ячейной модели и расчетным путем по базовой модели соответственно.

По представленным данным из таблицы 3.3, также видно, что расчетные данные по предлагаемой новой методике в плане погрешности остаются в пределах 5 %, что вполне можно квалифицировать как приемлемый показатель, учитывая реальную сложность анализируемого процесса [97]. Полученные данные по новой методике дают относительную погрешность в сторону завышения температурных величин, что можно объяснить игнорированием тепловых потерь во внешнюю среду. Средний показатель по расчетной температуре дает погрешность в 3,35 %.

Оценка температуры отходящих газов по классической базовой модели дают результаты, имеющие большее отклонение, чем результаты, полученные по новой методике. Максимальное отклонение расчетной температуры от экспериментальных данных равняется 9,4 %, а средний показатель составляет 6,9 %.

Очевидно, что предлагаемая модель позволяет получить на выходе расчета более приемлемый результат. Помимо этого, модель дает понимание протекания локальных процессов в рабочем объеме анализируемого аппарата, чего совсем не может предоставить старая методика [98].

Интересен анализ рекомендаций по подбору рациональных геометрических параметров контактных теплообменников, используемых в балансовой модели. Для этого нами выполнен анализ расчетных данных вычисления подходящей высоты слоя насадки по алгоритму Г.А. Пресича и по новой методике.

Расчетные данные нашего анализа, описанного ранее, демонстрируют, что на параметр рациональной высоты слоя рабочей загрузки оказывают влияние содержание воды греющего газа на входе в теплообменник и плотность орошения рабочей загрузки (рисунки 3.6, 3.7). В формуле влияние первой из этих характеристик не учитываются. Ясно, что при разработке тепловых аппаратов считается, что содержание воды в рабочих газах варьируется в малом диапазоне [101].

В ходе анализа была выявлена неудовлетворительная структура формулы Г.А. Пресича, которая демонстрирует нестабильное поведение при различных температурах газа на входе. При температурах ниже 24,2 °С она дает отрицательные значения оптимальной высоты насадки, имеет разрыв при температуре 24,2 °С и выдает положительные значения при более высоких температурах. Очевидно, что эта формула имеет чисто эмпирическую природу, основанную на экспериментальных данных, полученных в узком диапазоне температур греющего газа (не менее 120 °С) и при сравнительно низких уровнях

влажностного содержания. Поэтому она подходит только для расчетов контактных теплообменников-утилизаторов, где греющим агентом являются дымовые газы, и не может быть универсально применена к другим типам систем.

Данный факт существенно ограничивает применение соотношения (1.23) для разработки теплообменных аппаратов, где в качестве теплоносителя применяется, например, газ повышенной влажности, отработавший в сушильных установках, имеющих меньшие температуры и значительно более высокие влагосодержания [105].

Плотность орошения частично учитывается через отношение W_i/G , но это ограничено узким диапазоном изменений скорости газа. В связи с этим, расчеты, выполненные по предложенной методике, были ограничены конкретными значениями влагосодержания греющего газа на входе в аппарат и плотности орошения, характерными для реальных контактных утилизаторов. Если эти параметры изменяются, то разница между предлагаемой методикой и методикой будет увеличиваться, что может привести к снижению точности результатов [8].

3.4. ПРИМЕНЕНИЕ ЭК-БМ-1-1 ДЛЯ ОЧИСТКИ ВЫБРОСНЫХ ГАЗОВ ОТ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ

Одним из основных препятствий на пути активного использования конденсационных теплообменников становится задача глубокого изучения их потенциала в области очистки газов. Эта проблема особенно актуальна для конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа.

Одной из главных задач, обуславливающих медленное внедрение конденсационных теплоутилизаторов является задача количественного изучения газоочистных возможностей конденсационных аппаратов поверхностного типа.

Одним из путей решения проблемы является использование аппарата ЭК-БМ-1-1, который позволяет охлаждать уходящие продукты сгорания котлов ниже точки росы, что приводит к конденсации части водяных паров, содержащихся в газах. В процессе охлаждения происходит уменьшение содержания в уходящих газах окислов азота, углерода, сажистых частиц и др., так как часть их переходит в сконденсировавшиеся водяные пары. Степень очистки уходящих дымовых газов повышается по мере понижения их температуры, потому что увеличивается количество сконденсировавшихся водяных паров и одновременно уменьшается объем газов [14, 15].

В качестве сушильного вещества служат отработанные газы, формирующиеся в результате сгорания газа в топочном пространстве. Производительность по испарению воды в исследуемой сушильной установке порядка 600-700 кг/час.

При последующей очистке продуктов сгорания в абсорбере, уровень оставшихся фосфатов и нитратов соответствует установленным предельно допустимым нормативам выбросов. Материал, собранный в абсорбере, подается обратно в производственный процесс.

В расчетах используем отдельные технические параметры аппарата ЭК-БМ-1-1, приведенные в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Технические параметры ЭК-БМ-1-1 для расчетов очистки выбросных газов

Температура газов	Единицы измерения	Значение
на входе	°С	100
на выходе	°С	47
Количество газов, проходящих через экономайзер	кг/ч	3600
Коэффициент избытка воздуха на входе, не более		1,5
Количество нагреваемой воды	кг/ч	10000
Температура воды		
начальная	°С	18
нагретая	°С	43
Влагосодержание уходящих газов	г/кг	45
Удельная теплоемкость углекислого газа (при 100 °С)	Дж/(кг·°С)	0,846
Удельная теплоемкость воды (при 18 °С)	Дж/(кг·°С)	4,186

Для определения теплопередачи:

$$\eta Q = mc\Delta T, \quad (3.16)$$

где Q – теплопередача (в кВт);

m – масса выбросных газов (в кг/ч);

c – удельная теплоемкость газов (в кДж/кг $^{\circ}$ С);

ΔT – изменение температуры (в $^{\circ}$ С).

Масса выбросных газов, проходящих через теплообменник: $m = 3600$ кг/ч.

Изменение температуры:

$$\Delta T = T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}, \quad (3.17)$$

$$\Delta T = 100 - 47 = 53 \text{ }^{\circ}\text{С}.$$

Удельная теплоемкость воздуха $C = 1,005$ кДж/кг $^{\circ}$ С (при нормальных условиях). Подставим значения для CO_2 в уравнение теплопередачи:

$$Q = 3600 \cdot 0,846 \cdot 60 = 182836 \text{ кДж/ч}.$$

Поверхность теплообмена зависит от количества подогреваемой воды и изменения температуры газов. Формула для расчета поверхности теплообмена:

$$A = Q_{\text{эк}} \cdot U_x \Delta T, \quad (3.18)$$

где A – поверхность теплообмена;

U – коэффициент теплопередачи;

ΔT – изменение температуры газов.

Объемный расход газов на выходе из котла $V_{\text{ВЫХ}}$ можно рассчитать по следующей формуле:

$$V_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_{\text{к}}}{C_{\text{ср}}} \times (T_{\text{ВЫХ}} + 273,15), \quad (3.19)$$

где $C_{\text{ср}}$ – удельная теплоемкость газов (обычно принимается $1 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}$);

$T_{\text{ВЫХ}}$ – температура газов на выходе из котла в $^\circ\text{С}$.

Экономайзер модели ЭК-БМ1-1 спроектирован для обработки продуктов сгорания, поступающих от котла с производительностью пара до 2,5 тонн в час [17]. Он обладает запасом прочности, позволяющим ему справиться с нагрузкой, превышающей нормативную на 50 %. С учетом расхода газовой фазы $G_{\text{г}0} = 1 \text{ кг/с}$.

Расчетный расход воздуха через экономайзер $V = 3358,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ или 3600 кг/ч ; вход воздуха: $T_{\text{воз. вх.}} = 100 \text{ }^\circ\text{С}$; выход воздуха: $T_{\text{воз. вых.}} = 47 \text{ }^\circ\text{С}$; средняя температура воздуха в скруббере: $T_{\text{воз. ск.}} = 73,5 \text{ }^\circ\text{С}$; плотность воздуха при средней температуре: $\rho = 1,0203 \text{ кг/м}^3$.

Определение объемного расхода воздуха при T :

$$V_t = \frac{V}{\rho}, \quad (3.20)$$

$$V_t = \frac{3600}{1,0203} = 3528,4 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Определяется средняя скорость воздуха в свободном сечении:

$$v = \frac{V_t}{3600S} = \frac{3528,4}{3600 \cdot 3,8} = 0,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

В аппаратах с высокой степенью очистки от вредных примесей и с относительно низким давлением скорость газа находится в диапазоне 0,3-0,6 м/с (скорость ламинарного потока).

При анализе работы, где газ проходит через слой насадки, а орошающая жидкость распределена по поверхности насадки, теоретическая эффективность системы по очистке газов вычисляется следующим образом:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{3V_{\text{ж.}} \cdot \eta_3 \cdot v_c \cdot H}{2V_{\Gamma} \cdot d \cdot v_K}\right), \quad (3.21)$$

где $V_{\text{ж.}}$ – расход воды объемный ($\text{м}^3/\text{с}$);

η_3 – коэффициент поглощения частиц каплями жидкости;

v_c – скорость седиментации частиц на каплях жидкости ($V_{\Gamma} + V_K$, м/с);

H – высота колонны для фазы смешивания газа и жидкости (м);

a – специфическая поверхность насадки ($\text{м}^2/\text{м}^3$);

V_{Γ} – объёмная скорость потока газа (м/с);

v_K – скорость капель, м/с;

d – диаметр капель, подлежащих улавливанию, м.

Из анализа вышеуказанной формулы становится ясно, что коэффициент эффективности очистки в процессе работы скруббера увеличивается обратно пропорционально диаметру водяных частиц и прямо пропорционально конечной скорости их перемещения и смешивания с жидкостью [108].

Пик производительности при инерционном улавливании частиц на водяных каплях,двигающихся под влиянием гравитации, достигается при параметре $d = 0,8$ мм (рисунок 3.8) [112]. Капли подобного масштаба возможно сформировать с использованием типовых центробежных форсунок, предназначенных для грубого распыления функционирующих при давлении в пределах 3-4 кгс/см² [54-56].

Влияние размера капель на эффективность захвата частиц различного диаметра

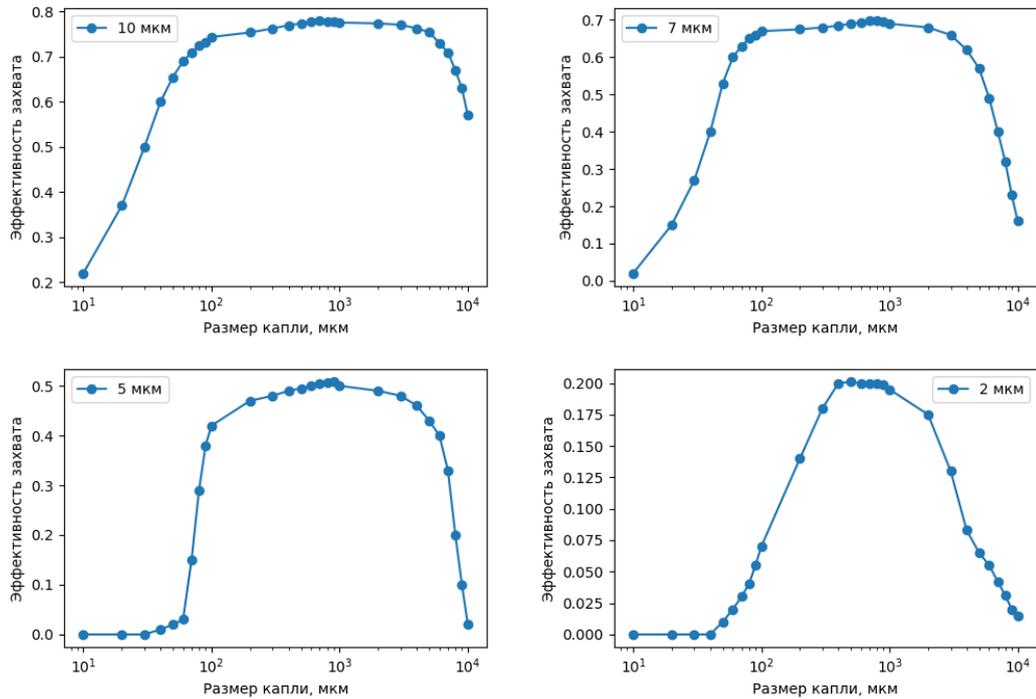


Рисунок 3.8 – Зависимость эффективности захвата частиц различного размера от величины капель (1 – 10 мкм; 2 – 7 мкм; 3 – 5 мкм; 4 – 2 мкм)

В данных моделях скрубберов, удельный расход воды приближается к 1 литру на 1 м^3 газа.

Экономайзеры данного типа обычно успешно справляются с очисткой от частиц размером более 10 мкм, но их эффективность значительно уменьшается при очистке от частиц менее 5 микрон.

Наибольшая эффективность задерживания мелких частиц на водяных каплях наблюдается при их среднем диаметре в 0,8 мм. Когда капли только начинают свое движение в воздушном потоке, они подчиняются законам инерции [111]. Последующее движение капель определяется взаимодействием аэродинамических воздействий воздуха и гравитационных сил.

Данные для расчета из таблиц:

– $Q_j = 10000 \text{ кг/ч}$ или $0.00279 \text{ м}^3/\text{с}$;

– $\eta_z = 0,95$;

– $v_c = 1,5 \text{ м/с}$;

– $v_k = 0,1 \text{ м/с}$;

– $d_k = 0.0008$ м.

Падение давления непосредственно в очистительной установке:

$$\Delta P_\xi = \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (3.22)$$

$$\Delta P_\xi = 150 \cdot \frac{0,95^2}{2} \cdot 1,0203 \approx 69 \text{ Па.}$$

Учитывая каплеуловитель и газораспределитель, гидравлические потери исследуемого аппарата, в основном, не более 250 Па [51, 52].

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

Проведенные расчеты подтверждают важность утилизации тепла отработанных газов. Разработаны следующие эффективные методы:

1. Проведены расчеты теплопередачи через теплообменник. Расчеты показали высокую эффективность в снижении содержания вредных примесей в уходящих газах. Охлаждение продуктов сгорания ниже точки росы приводит к конденсации части водяных паров, что сопровождается переходом окиси азота, углерода и частиц сажи в сконденсировавшиеся водяные пары, что значительно уменьшает содержание примесей в уходящих газах.

2. Предложены расчетные формулы для анализа эффективности системы по очистке газов. Расчетные формулы продемонстрировали соответствие расчетных данных с экспериментальными, погрешность расчета не превышает 5 %.

3. Выявлена зависимость эффективности захвата частиц различного размера от величины капель. Определено, что наибольшая результативность улавливания мелких частиц водяными каплями наблюдается при их среднем диаметре в 0,8 и более мм.

4. Теплообменник ЭК-БМ-1-1 показывает высокую эффективность в процессе очистки выбросных газов от вредных примесей. В ходе очистки происходит конденсация и фильтрация вредных веществ, что уменьшает процент вредных выбросов.

5. В результате исследования, разработанная система очистки уходящих газов и утилизации их теплоты показала высокую эффективность. Ее внедрение позволит не только снизить экологическую нагрузку, но и повысит энергоэффективность предприятий. Эффективное использование экспериментальных данных о параметрах рабочей среды обеспечивает основу для дальнейшего совершенствования и разработки новых конструкций теплообменных аппаратов и систем газоочистки.

ГЛАВА 4. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО РЕЖИМА СКРУББЕРА С ПОМОЩЬЮ ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛИ

4.1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СКРУББЕРА С КОЛЬЦАМИ РАШИГА

На предприятиях по производству фосфатных продуктов активно применяется сушка, осуществляемая на установке, включающей распылительный сушильный аппарат с дисковым диспергатором, пылеотделитель ВПУ и водяной скруббер с полый форсункой. В роли агента для процесса сушки выступают дымовые газы, которые формируются в результате горения природного газа в печи. Интенсивность испарения воды в сушильной камере составляет приблизительно от 600 до 700 кг/ч.

При фильтрации выхлопных газов в скруббере, остаточное содержание фосфатов и нитратов соответствует предельно допустимым значениям. Субстанция, собранная в скруббере, рециркулируется и повторно внедряется в технологический цикл [85].

Конструктивное решение скруббера изображено на рисунке 4.1, а основные технологические параметры процесса приведены в таблице 4.1.

Устройство обладает цилиндрическим корпусом с диаметром $D = 2,2$ м, оснащенный коническим основанием, высотой 7,7 м с рабочей загрузкой, состоящей из колец Рашига с параметрами $50 \times 50 \times 5$.

Газы, подлежащие охлаждению, вводятся в скруббер снизу и поднимаются вверх, где они встречаются с каплями воды, распыляемыми через механические форсунки. Последние устроены на двух уровнях, каждый из которых включает в себя шесть форсунок [115]. В верхней части скруббера расположен дисковый брызгоотбойник, который служит для частичного перехвата капель воды, уносимых газовым потоком.

Основными минусами такого скруббера считаются:

- низкий коэффициент улавливания пыли;
- значительное использование воды для ирригации скруббера;
- высокий уровень уноса жидкости каплями.

Таблица 4.1 – Параметры работы установки при сушке фосфатной добавки «Фонакон» (существующая схема)

Точка замера	Температура газа, °С	Давление газа, мм. в ст.	Расход газа, м ³ /ч	Влажосодержание газа d, кг/кг с.в.	Относит. влажность φ _{газа} , %
После топки	550-580				
Вход в сушилку	480-540	-2			
Вход в вихревой пылеуловитель	240-250	-40	8280	0,091	12
Выход из вихревого пылеуловителя	200-210	-205	9080	0,084	12
Выход из скруббера	80	-230	9080	0,139	40%
Выброс на улицу	75	+10	9080	0,139	48%

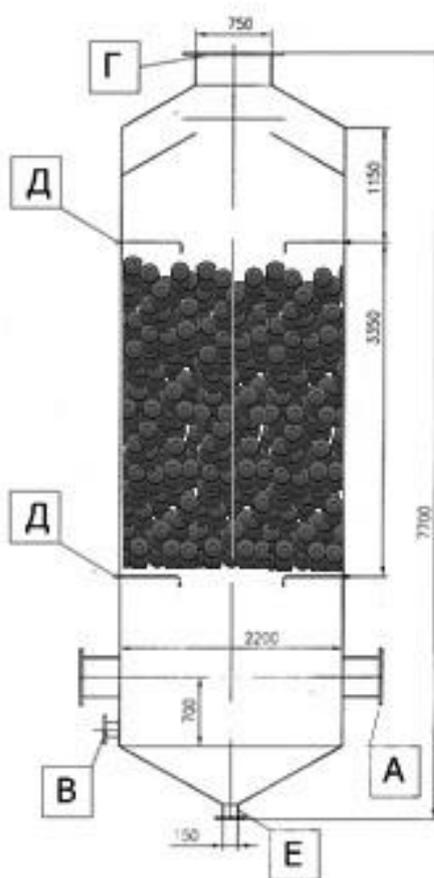


Рисунок 4.1. – Схема скруббера с форсуночным орошением

Назначение штуцеров:

- А. Вход газа из распылительной сушилки, 2 шт, D = 400 мм
- Б. Вход газа из прокалочного аппарата, D = 400 мм.

- В. Воздух из системы пневмотранспорта, $D = 150$ мм.
- Г. Выход газа, $D = 750$ мм.
- Д. Вход воды, 2 ряда форсунок по 6 шт. в каждом ряду.
- Е. Выход воды, $D = 150$ мм.

Полученные данные с помощью новой расчетной методики, а также данные, полученные экспериментальным путем для конкретного случая – скруббера с форсуночным орошением, у которого рабочий размер внутреннего пространства 2200 мм, сопоставлялись между собой [114]. Усредненное отклонение между теоретическим и практическим подходами составил около 5,9 %, причем максимальный показатель составляет 11,5 %.

При анализе зависимость расхода воды на гидравлическое сопротивление осуществлялась по известным практическим данным в литературе [8], где приведены результаты для случая, когда рабочая загрузка состоит из колец Рашига с параметрами 50 x 50 x 5 и при общей высоте 3000 мм. Плотность орошения являлась варьируемым параметром и находилась в диапазоне от 10 до 100 м³/(м²*ч). Расчет по новой методике показал динамику увеличения аэродинамического сопротивления рабочего слоя в зависимости от увеличения плотности орошения [118]. В результате была выведена расчетная формула для аэродинамического сопротивления рабочей массы насадки, которая учитывает плотность орошения:

$$\Delta p = \left(\frac{\mu_g \cdot w p_g}{k_{\Pi}} + b \cdot \rho_g \cdot w p_g^2 \right) \cdot (1 + 0,0285 \cdot g_0)^{2,15}, \quad (4.1)$$

где μ_g – динамическая вязкость газа;

ρ_g – плотность газа;

$w p_g$ – скорость газа, отнесенная к поперечной площади сечения;

k_{Π} – коэффициент проницаемости;

b – структурный коэффициент рабочего слоя загрузки.

$$k_{\Pi} = \frac{0,0067 \cdot \omega^3 \cdot k_f \cdot D_r}{(1 - \omega)^2}, \quad (4.2)$$

$$b = \frac{1,75 \cdot (1 - \omega)}{(k_f^{0,5} \cdot D_r \cdot \omega)}, \quad (4.3)$$

где k_f – параметр, характеризующий форму частиц, составляющих рабочий объем аппарата и равняется соотношению площади поверхности сферы, объем которой аналогичен объему анализируемой частицы, к площади поверхности самой частицы;

ω – пористость рабочего слоя.

В случае, если дело имеем с кольцами Рашига, то параметры D_r и k_f легко определяются.

В формуле (4.1) набор параметров, заключенных в первые скобки, характеризуют сопротивление сухой насадки и можно заметить, что при $g_0 = 0$ данная формула станет аналогичной формуле, где приведена зависимость для «двучленной» фильтрации [121]. Набор параметров формулы (4.1), заключенных во вторые скобки, уже является новизной и характеризует дополнительное сопротивление, которое описывает сужение проходного сечения для поступающего газа, за счет формирования вихревых структур на поверхности влаги и другими особенностями [103].

Представленные зависимости представляются надежными, так как в основе своей они обеспечены эмпирикой. В связи с тем, что температурное распределение по всей высоте анализируемого аппарата различное, то данные зависимости используются для каждой ячейки в отдельности и дополнительно подвергаются пересчету на каждом временном шаге [125].

4.2. РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКРУББЕРА С КОЛЬЦАМИ РАШИГА

В предыдущих разделах было отмечено, что компонент, отвечающий за конденсацию влаги из рабочей газовой среды, играет ключевую роль в формировании тепловой мощности контактного теплообменника N_{cond} . Кроме того, были рассмотрены случаи, когда фазовое стационарное равновесие достигается в нижних слоях рабочей загрузки аппарата, что имеет значительное влияние на его работу [102]. Однако, при увеличении высоты рабочей насадки, не наблюдается улучшения мощностных характеристик, а наоборот, возрастает гидравлическое сопротивление для проходимости рабочего газа. В данной главе будет проведен расчет, который определит оптимальную высоту скруббера, при которой будут достигаться наиболее эффективные рабочие характеристики аппарата [100].

На рисунке 4.2 изображена зависимость высоты рабочей загрузки аппарата от его тепловой мощности, определенной по количеству конденсированной воды N_{cond} при различных режимах работы. Основные исходные данные остаются неизменными, как и в предыдущей главе.

Графики на изображении 4.2б отображают связь между интенсивностью орошения и производительностью аппарата. При удвоении интенсивности орошения, мы замечаем лишь небольшое увеличение мощности устройства, при этом тенденция, отражающая изменения при увеличении высоты теплообменника, остается неизменной.

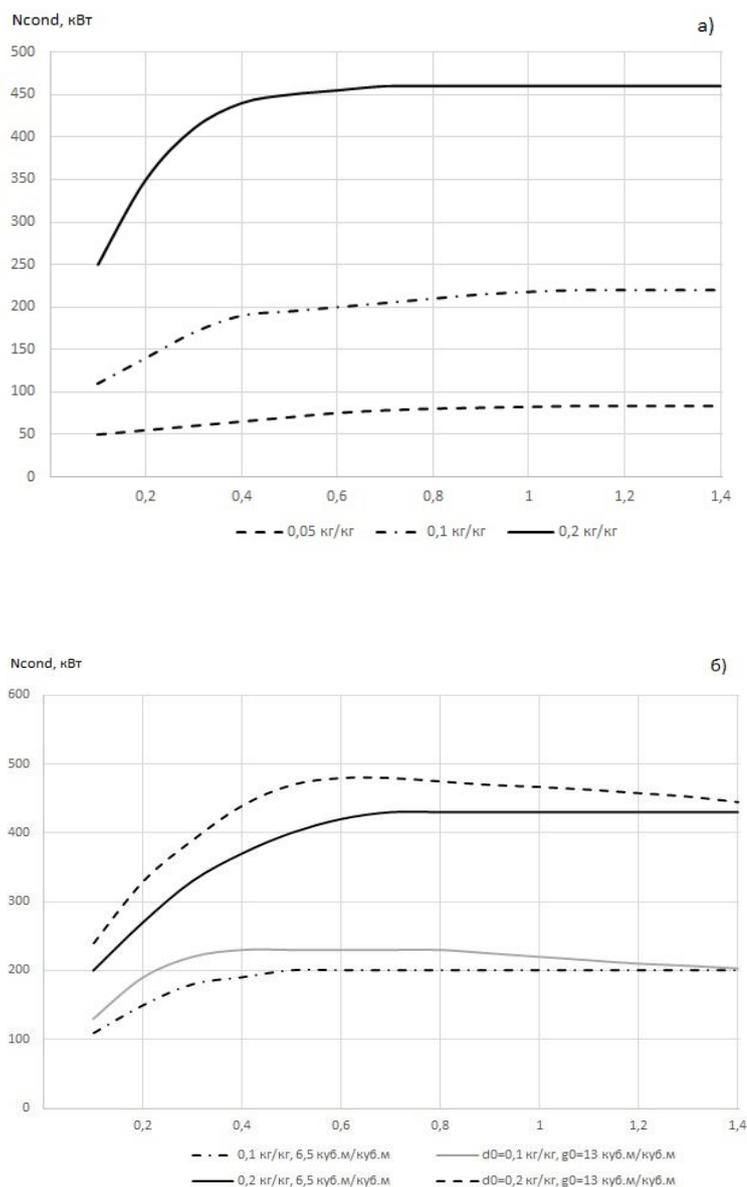


Рисунок 4.2 – Зависимость высоты рабочей загрузки на мощностные характеристики анализируемого аппарата

При неоправданном увеличении высоты активной зоны, резко возрастает нагрузка на вентилятор, отвечающий за отведение газа из рабочего пространства печи [106]. Учитывая это, при формулировании уравнения, которое бы точно описывало оптимальное строение исследуемого устройства, необходимо учесть, как тепловую мощность самого оборудования, так и мощность дымососа, в частности, это значит:

$$P(H) = N_{cond}(H) - N_f(H). \quad (4.4)$$

На первой стадии приближенных расчетов, мы предположим, что основная доля аэродинамического сопротивления устройства обусловлена его рабочей загрузкой. Однако, несмотря на множество литературных источников, нет точного представления о зависимости между реальным аэродинамическим сопротивлением устройства и его конструктивными характеристиками [104]. Тем не менее, для первой итерации расчетов применим данные по аэродинамическому сопротивлению, полученные на распылительном скруббере при диаметре рабочей области 2200 мм [8] (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Рабочие характеристики форсуночного скруббера

Н, мм		1500	1460	1500	2400	2880
V_g , м/с		1,5	0,9	1,5	0,9	0,94
g_0 , м ³ /м ²		0	28	10	15	31
Δр, мм в ст	25×25×3	77	91	101	201	201
	50×50×8	56	58	61	132	132

Рисунок 4.3 визуализирует данные таблицы 4.2. Анализ параметра $\Delta p / (HV_g^2)$ свидетельствует о наличии прямо пропорциональной зависимости между потерями давления, высотой теплообменного аппарата и квадратом скорости газа [109, 115]. Конструкция рабочей загрузки, в частности, использование колец Рашига, служит переменной для анализа на каждой из кривых на рисунке 4.5.

Графики на изображении 4.3 представляют математическую корреляцию, описанную в уравнении (4.1), демонстрирующую связь между рабочей загрузкой и интенсивностью орошения. Рисунок 4.3б иллюстрирует ту же связь, однако в пределах сухой рабочей загрузки [107]. Таким образом, можно сделать вывод, что потери давления в основном определяются конструкцией рабочей загрузки, интенсивностью орошения, высотой устройства и скоростью течения рабочей газовой среды.

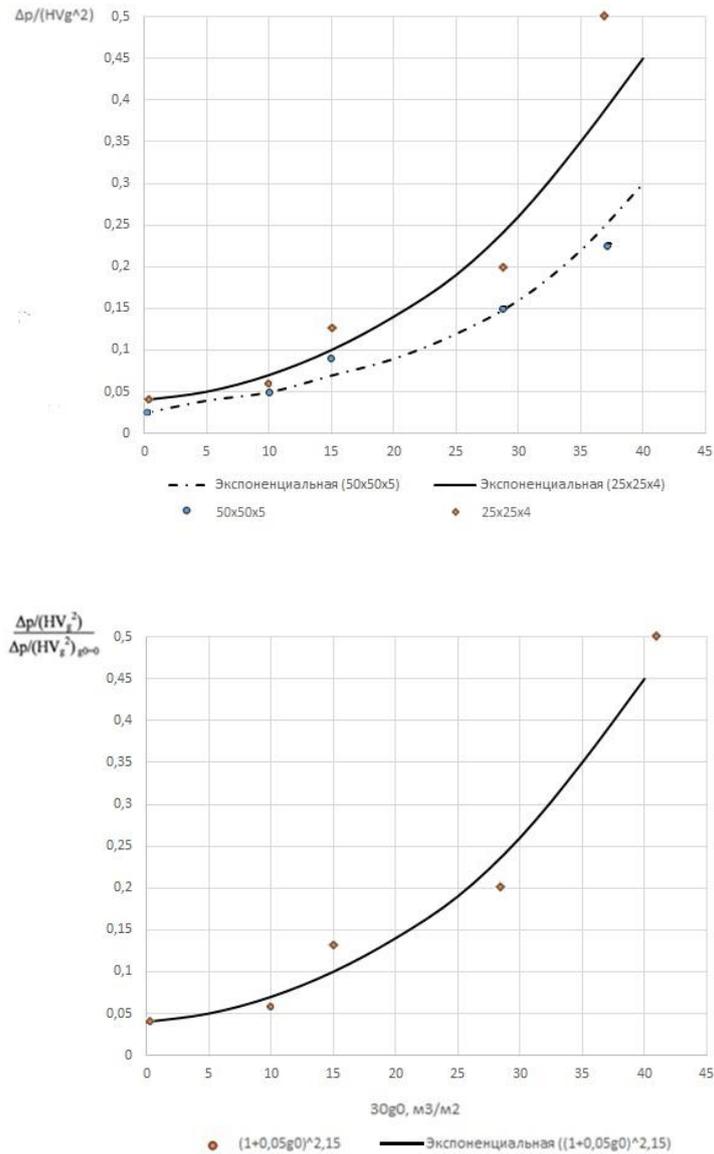


Рисунок 4.3 – Экспериментальные данные работы скруббера

Проведем более детальное обоснование выбора высоты H для скруббера. Остальные параметры обычно определяются спецификой конкретного технологического процесса.

Формулу (4.4) преобразуем к следующему виду:

$$N_f = B(g_0)H, \quad (4.5)$$

где B – параметр, учитывающий пропорциональность конструктивных параметров от рабочих режимов.

В итоге конечный вид формулы принимает вид:

$$P(H) = N_{cond}(H) - BH, \quad (4.6)$$

где значение параметра мощности $N_{cond}(H)$ выбирается исходя из графика на рисунке 4.2.

Данные, показанные на рисунке 4.4, отражают результаты обоснования параметров анализируемого аппарата при стабильной плотности орошения. Необходимо отметить, что при $B = 0$, каждая кривая графика соответствует изображению на рисунке 4.2.

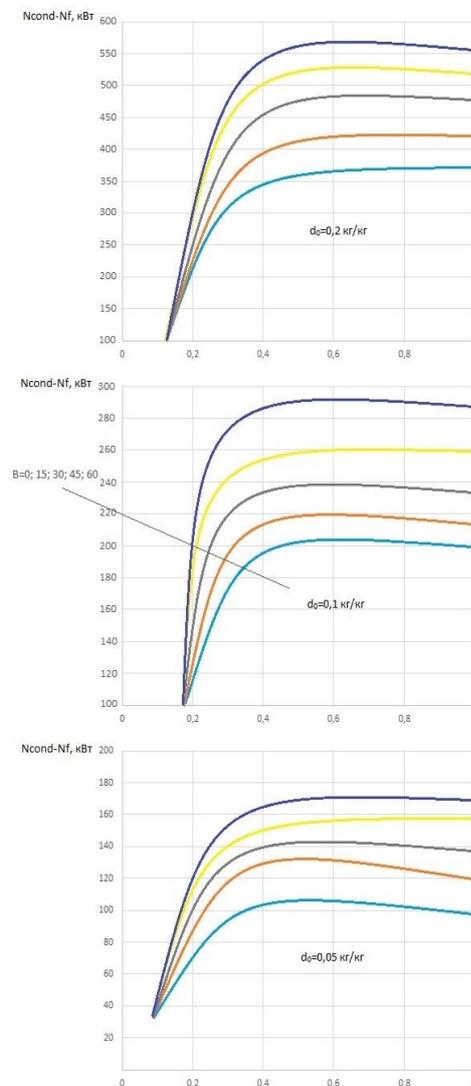


Рисунок 4.4 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании содержания влаги в рабочем газе ($g_0 = 6,5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)

Для ситуаций, когда B не равен нулю, наблюдается возникновение двухстороннего максимума, который следует интерпретировать как ключевой параметр – высоту аппарата теплообмена. В тех случаях, где влажность рабочего газа достаточно высока, результаты, полученные расчетным путем по этой методике, могут иметь определенные отклонения [110, 113].

Это явление обусловлено тем, что при объемном расходе $V = 15$ переход от оптимальной геометрической длины $H = 3$ м к длине $H = 2,2$ м не приводит к значительным изменениям результатов, но в то же время позволяет снизить реальные затраты энергии на продувку рабочей газовой фазы примерно на четверть. Когда происходит снижение содержание воды в рабочем газе, то даже при малых величинах B отход от него дает все более заметное снижение целевой функции.

Рисунок 4.5 демонстрирует оптимальные значения высоты теплообменника для двух уровней интенсивности орошения: 6,5 и 13 м³/м²·ч. В случае, когда интенсивность орошения составляет 13 м³/м²·ч, в соответствии с графиком, представленным на рисунке 4.3, коэффициент B был принят равным 25. Это привело к смещению максимума влево и увеличению его выраженности, что отражается в более крутой форме кривой.

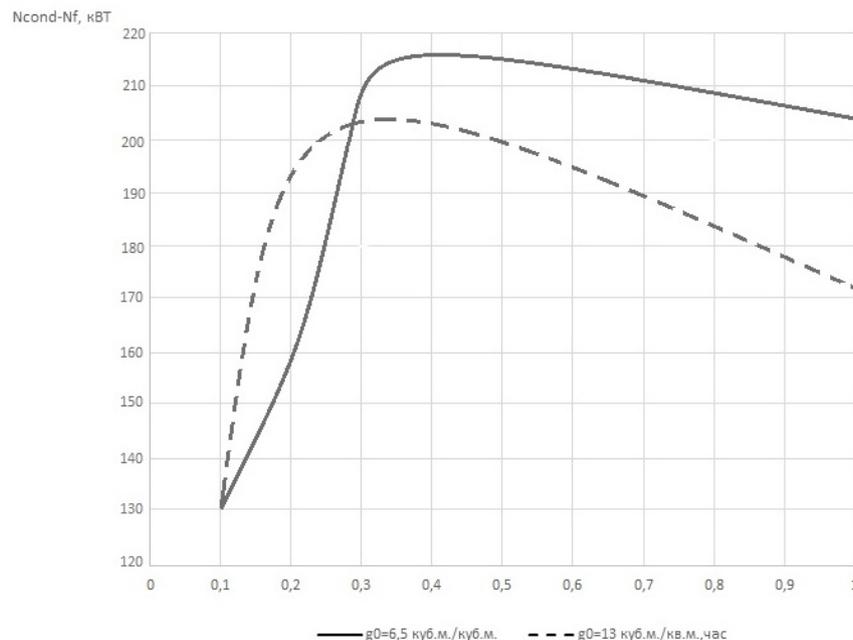


Рисунок 4.5 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании плотности орошения ($d_0 = 0,1$ кг/кг)

В рамках данной главы было продемонстрировано, что разработанная методика позволяет найти оптимальную геометрию конструкции анализируемого аппарата, основываясь на выбранной целевой функции, характеризующей мощностные показатели. Благодаря этому, с помощью представленной расчетной методики можно выполнить рациональный выбор высоты для любого контактного теплообменника, что позволит достичь максимальной эффективности его работы.

4.3. СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ, ПОЛУЧЕННЫХ ПО БАЛАНСОВОЙ И ЯЧЕЕЧНОЙ МОДЕЛЯМ

Необходимо провести сравнительную характеристику результатов, полученным по классической методике нуль-мерной размерности и новой, представленной в данной работе ячеечной методике. Для этого произведем ряд общих расчетных оценок обоих расчетных методик, для рассмотренного ранее базового случая, где $t_{w0} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{g0} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_0 = 0,2 \text{ кг/кг}$ и результаты сведем в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты, полученные разными методиками

Параметр	Базовый метод	Ячеечная модель
N_{cond}	930 кВт	850 кВт
t_{gout}	72 $^\circ\text{C}$	75,5 $^\circ\text{C}$
t_{wout}	80,2 $^\circ\text{C}$	79,0 $^\circ\text{C}$

Произведя анализ данных таблицы 4.3 видно, что расчеты, выполненные по базовой методике, существенно занижают результаты. Объяснить недостаток классического можно тем, что зависимость потенциалов переноса от температуры реально имеет нелинейный характер, и усреднять температуру по многим локальным температурным зонам не является верным приемом, и в итоге дает существенную погрешность [116]. Дополнительным недостатком

базовой модели является тот факт, что он вовсе не дает возможности анализировать организацию фазового равновесия внутри анализируемого аппарата.

В итоге имеем, что базовая и всем давно известная методика расчетов тепломассообменных процессов в теплообменных аппаратах в целом дает большую погрешность в заниженную сторону по тепловой мощности и параметрам теплоносителей на выходе из аппарата [117, 119].

Точность результатов, полученных расчетным путем по базовой методике, проверялась сопоставлением с данными, полученными экспериментальным путем [8], где в промышленных опытах рабочие параметры демонстрировали значительные вариации. Фокусом анализа стала температура использованной газовой смеси. Конкретные рабочие характеристики очистительного устройства, а также результаты, полученные с помощью математического моделирования при применении различных подходов, приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Рабочие характеристики форсуночного скруббера

Высота слоя, мм		2200	2400	2600	2800	3000
Скорость газа, м/с		0,9	2,2	1,5	0,9	0,94
Плотность орошения, м ³ /м ² ·ч		40	35	30	35	47
Температура воды на входе, °С		15,7	14,2	16,7	15,2	15,2
Температура воды на выходе, °С		50,7	69,2	71,7	69,5	62,2
Температура газа на входе, °С		270	245	240	441	431
Температура газа на выходе, °С (эксперимент)		55,0	75,2	78,3	75,5	68,0
Температура газа на выходе, °С (расчет / погрешность, %)	Базовая модель	56,6/5	76,6/3,5	79,2/1,5	76,9/3	70,3/3,7
	Ячеечная модель	52/-7,4	73/-4,4	76/-8,6	74/-4,9	65/-9,4

В таблице 4.4 в последних нижних строках представлены данные, полученные экспериментальным путем, расчетным путем по ячейной модели и расчетным путем по базовой модели соответственно.

По представленным данным из таблицы 4.4, также видно, что расчетные данные по предлагаемой новой методике в плане погрешности не превышают 6%, что можно оценить как вполне удовлетворительное значение, учитывая реальную сложность анализируемого процесса [123]. Полученные данные по

новой методике дают относительную погрешность в сторону завышения температурных величин, что можно объяснить игнорированием тепловых потерь во внешнюю среду. Средний показатель по расчетной температуре дает погрешность в 6,8 %.

Оценка температуры отходящих газов по классической базовой модели дают результаты, имеющие большее отклонение, чем результаты, полученные по новой методике. Максимальное отклонение расчетной температуры от экспериментальных данных равняется 5,2 %, а средний показатель составляет 3,1 %.

Очевидно, что предлагаемая модель позволяет получить на выходе расчета более приемлемый результат. Помимо этого, модель дает понимание протекания локальных процессов в рабочем объеме анализируемого аппарата, чего совсем не может предоставить старая методика [120].

Расчетные данные нашего анализа, описанного ранее, демонстрируют, что на параметр рациональной высоты слоя рабочей загрузки оказывают влияние содержание воды греющего газа на входе в теплообменник и плотность орошения рабочей загрузки (рисунки 4.4, 4.5). В формуле влияние первой из этих характеристик не учитываются. Ясно, что при разработке тепловых аппаратов считается, что содержание воды в рабочих газах варьируется в малом диапазоне.

При температурах газа на входе ниже 43,4 °С, формула выдает отрицательные значения оптимальной высоты насадки, что указывает на ограничения ее применения. При точке разрыва, равной 43,4 градусов Цельсия, формула демонстрирует неустойчивое поведение, а при более высоких температурах она дает положительные результаты. Это свидетельствует о том, что данная формула имеет чисто опытный характер, основанный на экспериментальных данных, полученных в диапазоне температур греющего газа от 130 градусов Цельсия и выше, при относительно низких уровнях влажности. Поэтому ее

применение ограничено только расчетами контактных теплообменников-утилизаторов, где греющим агентом являются дымовые газы, например, в системах рекуперации тепла отходящих газов [122].

Таким образом, в результате проведенных расчетов были сделаны следующие выводы:

1. Ячеечная модель дает более точные результаты, так как учитывает локальные изменения параметров внутри аппарата.

2. Разница в результатах между балансовой и ячейочной моделями составляет 0.24 %, что указывает на высокую точность обоих методов, но подтверждает необходимость использования ячейочной модели для более детализированных расчетов.

3. Балансовая модель может быть использована для предварительных расчетов, однако для точного прогнозирования и оптимизации работы теплообменных аппаратов рекомендуется использовать ячейочную модель.

Проведенные расчеты подтверждают важность выбора правильной методики для расчета теплопередачи в теплообменных аппаратах. Ячеечная модель показала себя как более точная и надежная, особенно при детализированном анализе работы аппарата. Полученные результаты могут быть использованы для дальнейшей оптимизации теплообменных процессов и повышения эффективности работы аппаратов [126].

4.4. ПРОВЕРКА ПО НОВОЙ МОДЕЛИ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Ранее в главе 4 был подробно представлен расчет теплообменного аппарата по новой ячейочной модели, причем полученный результат по рабочим ха-

рактикам аппарата демонстрировал высокую сходимость с данными, полученными экспериментальным путем. В связи с этим проверку данных, полученных по балансовому методу расчета, будем уточнять с помощью новой ячеечной модели [7, 124].

По условию задачи имеем диаметр аппарата 2,2 м, а высота рабочей загрузки является варьируемой величиной. Полученные результаты представлены на рисунке 4.6.

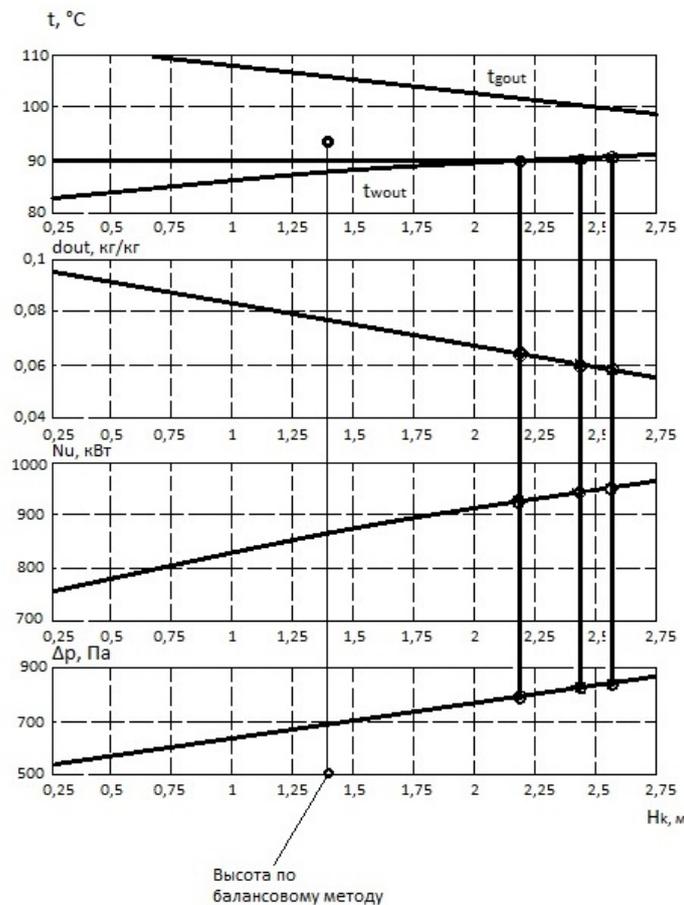


Рисунок 4.6 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига 25×25×3 мм, $t_{win} = 10\text{ °C}$

Рисунок 4.6 иллюстрирует те же зависимости, но при поступающей воде при температуре 18 °C, когда необходимая тепловая мощность для ее дополнительного догрева до уровня 90 °C составляет 920 кВт, что обеспечивается при высоте рабочей загрузки равной 2,2 м. Стоит отметить, что съём тепла от рабочего газа при этом уменьшается, таким образом, температура выбросных

газов составит $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, а содержание воды в них $0,085\text{ кг/кг}$. Уменьшение высоты рабочей загрузки приводит к уменьшению аэродинамического сопротивления до 830 Па .

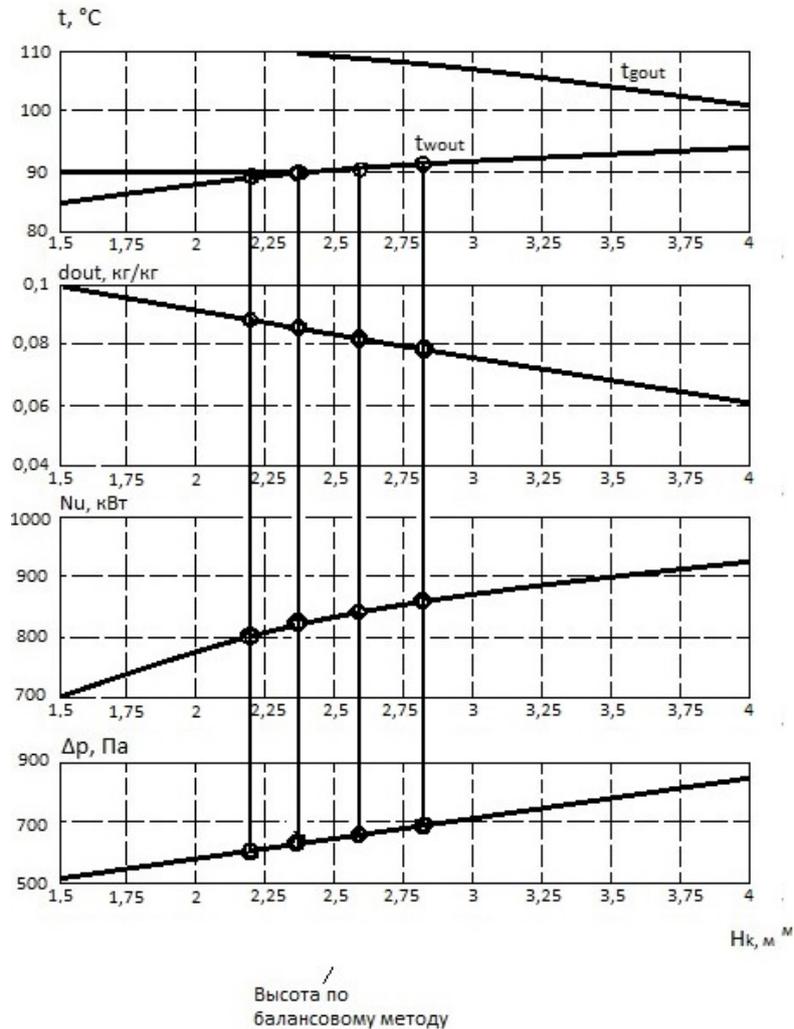


Рисунок 4.7 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига $25\times 25\times 3\text{ мм}$, $t_{win} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Самый верхний график на рисунке 4.7 демонстрирует, что расчет рабочего режима по классической методике обеспечивает нагрев воды лишь до $88\text{ }^{\circ}\text{C}$, а не до требуемых $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате данная погрешность отражается и на температуре выбросного воздуха, которая составляет $97\text{ }^{\circ}\text{C}$, при содержании воды в количестве до $0,08\text{ кг/кг}$, а тепловая мощность равна примерно 850 кВт , когда реально может обеспечиваться 960 кВт . В результате выполненных проверочных расчетов получаем оптимальную высоту рабочей загрузки равную $2,2\text{ м}$ [127]. Это соответствует и всем другим обозначенным величинам,

но при увеличенной разнице давления газа на слое загрузки, увеличивается до 700 Па.

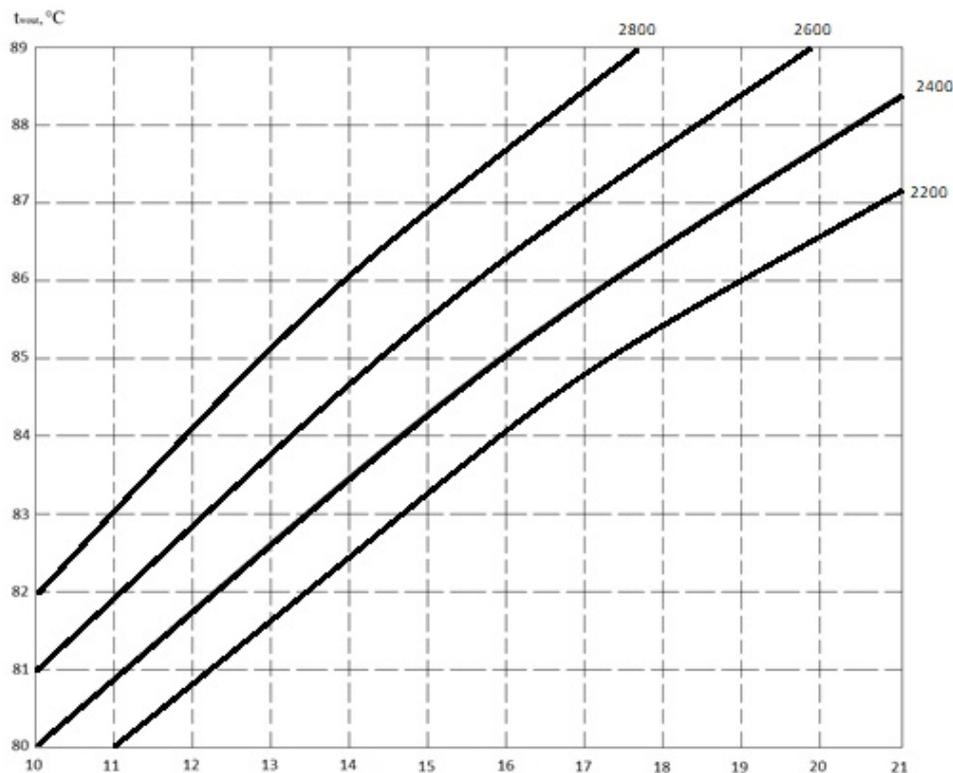


Рисунок 4.8 – Температурная зависимость поступающей воды и воды, выходящей из аппарата: загрузка – кольца Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм, $H_k = 2,2-2,8$ м

Рисунок 4.8 иллюстрирует полученные данные по температуре воды, покидающей теплообменник, в зависимости от ее входной температуры, и при условии базовых характеристик аппарата. Логично предположить, что повышение входной температуры жидкости теплоносителя, при постоянных характеристиках рабочего воздуха, пропорционально должно поднять ее температуру на выходе и таким образом превысить требуемую величину 90°C . В условия задачи не входили проектировочные работы анализируемого аппарата с оптимальными характеристиками по регулировке теплосъема от рабочего воздуха, поэтому представленная зависимость носит информативный характер для технологических карт эксплуатируемой технологической линии [128].

Рисунок 4.9 демонстрирует результат при замене колец Рашига на большие с размером $50 \times 50 \times 8$. В результате высота рабочей загрузки увеличится на

2,2 м, что в итоге приведет к увеличению аэродинамического сопротивления аппарата до 900 Па. Такой результат оказывается менее рациональным по сравнению с более меньшими кольцами Рашига.

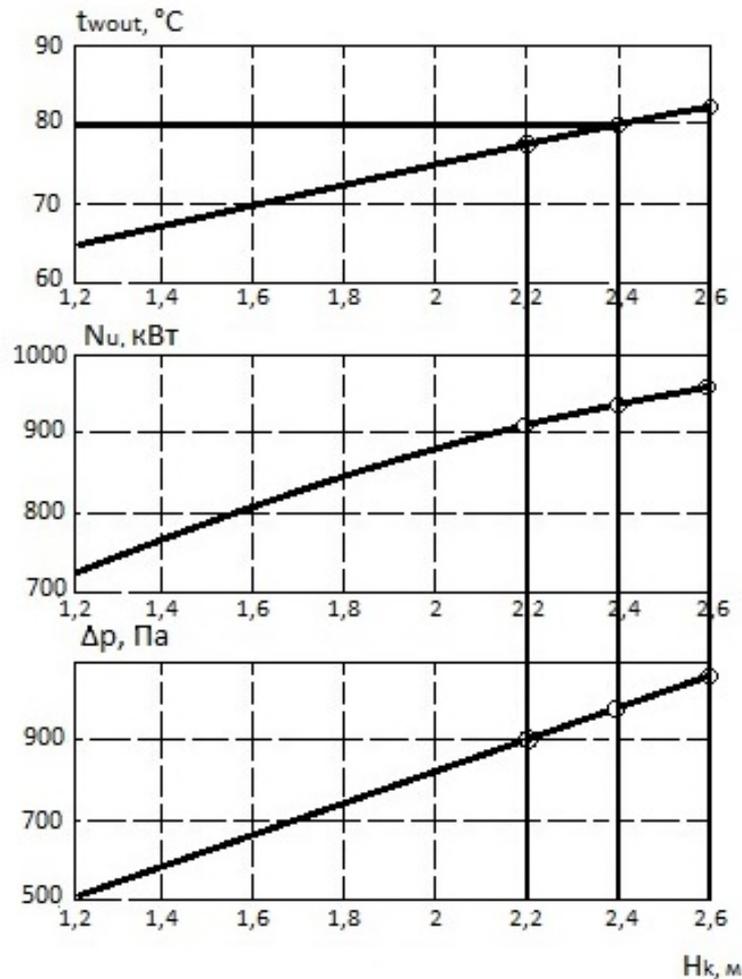


Рисунок 4.9 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига 50×50×8 мм, $t_{win} = 10\text{ °C}$

В результате выполненных проверочных расчетов была получена схема скруббера, приведенная на рисунке 4.10.

Рисунок 4.11 иллюстрирует оценочное распределение температур рабочих сред по высоте рабочей загрузки. Существует расхождение между полученными результатами и расчетными параметрами, что указывает на необходимость коррекции. В ранее представленных зависимостях изменения тепловой мощности в зависимости от высоты рабочей загрузки наблюдается приблизительно пропорциональная тенденция [130]. В настоящее время промышленные компании не ставят задачу производства дополнительной тепловой

мощности, превышающей уровень, определенный через температуру нагрева обрабатываемой воды, что позволяет оптимизировать производственные процессы.

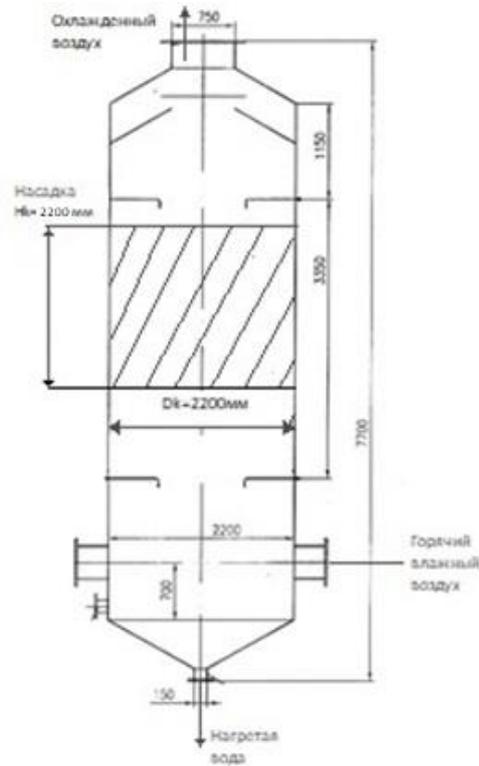


Рисунок 4.10 – Технологическая схема аппарата для дальнейшей проработки рабочего устройства

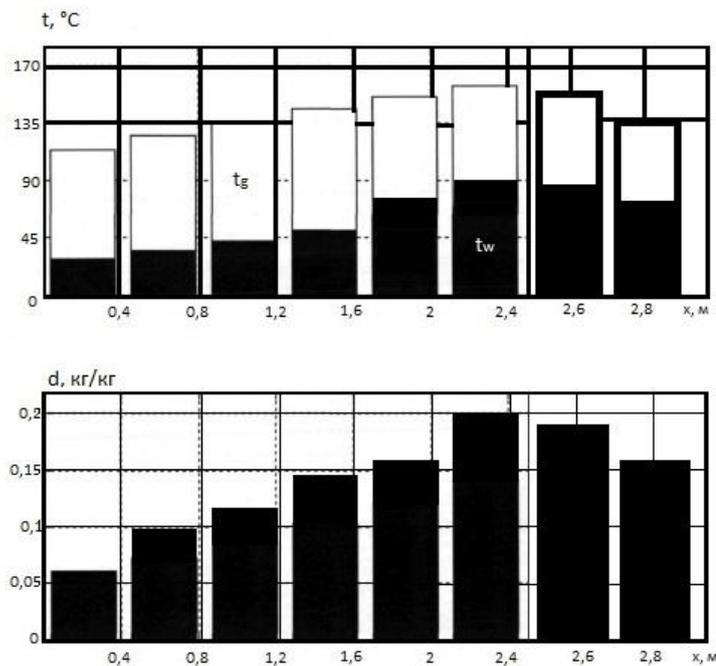


Рисунок 4.11 – Показания температур теплоносителей в оценочном варианте: загрузка – кольца Рашига 25×25×3 мм, $H_k = 2,2-2,8$ м (ось x направлена вниз)

На рисунке 4.12 видно, что разница между полученными результатами и расчетными данными не превышает 3 %, но при этом наблюдается систематическая и завышенная ошибка. Это можно объяснить тем, что при моделировании аппарата было принято идеализированное предположение о совершенной теплоизоляции, которое не соответствует реальным условиям эксплуатации [129]. В результате, полученные данные отличаются от теоретических расчетов, что указывает на необходимость учета реальных условий теплообмена в модели.

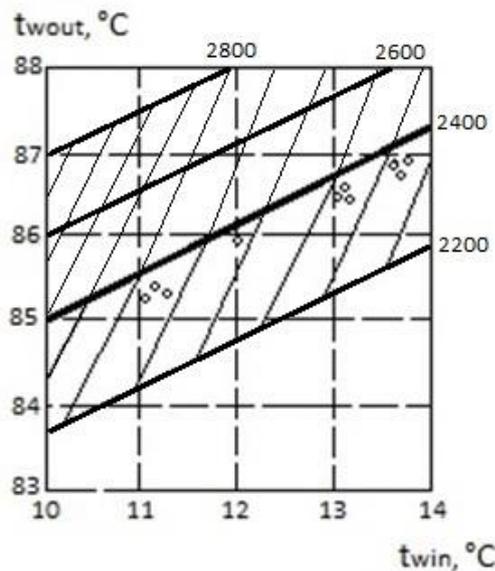


Рисунок 4.12 – Сопоставление расчетных и экспериментальных температурных данных по рабочей воде на входе в аппарат и на выходе: загрузка – кольца Рашига 25×25×3 мм, $H_k = 2,2-2,8$ м

Технологический эффект данный аппарат составил в экономии 900 кВт, в денежном эквиваленте 620 тыс. руб./год.

Потери теплоты с уходящими газами определяются тем, что продукты сгорания после прохождения газового тракта не охлаждаются до температуры окружающего воздуха, а имеют достаточно высокую температуру. Превышение энтальпии уходящих газов над энтальпией поступающего в котел атмосферного воздуха представляют потери Q_2 называемые потерями теплоты с уходящими газами:

$$Q_2 = N_{yx} - N_{xb}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.7)$$

где N_{yx} – энтальпия уходящих из котла газов, кДж/кг;

N_{xb} – энтальпия поступающего холодного воздуха, кДж/кг.

Формулу (4.7) можно переписать в следующем виде:

$$Q_2 = N_{\Gamma}^0 + (\alpha_{yx} - 1) \cdot N_{\text{В}}^0 - \alpha_{yx} \cdot N_{\text{ХВ}}^0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.8)$$

где N_{Γ}^0 – энтальпия теоретического объема уходящих газов при $\alpha = 1; (\alpha_{yx} - 1)$;

$N_{\text{В}}^0$ – энтальпия избыточного воздуха в потоке газов при θ_{yx} ;

$N_{\text{ХВ}}^0$ – энтальпия теоретического объема холодного воздуха, кДж/кг.

$$N_{\Gamma}^0 = V_{\Gamma}^0 \cdot c_{\Gamma} \cdot \vartheta_{yx}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.9)$$

$$N_{\text{ХВ}}^0 = V_{\text{В}}^0 \cdot c_{\Gamma} \cdot t_{\text{ХВ}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (4.10)$$

Из формулы (4.8) следует, что главными факторами, влияющими на значение потерь Q_2 являются температура θ_{yx} , зависящая от размера конвективной поверхности котла и интенсивности отдачи теплоты к этой поверхности, и величина α_{yx} , характеризующая превышение объема продуктов сгорания над минимальным их объемом [132].

Связь необходимой поверхности нагрева с глубиной охлаждения газов можно получить из уравнения конвективного теплообмена, которое запишем в следующем виде:

$$F_k = \frac{Q_k}{k\Delta t}, \quad (4.11)$$

где F_k – площадь конвективной поверхности нагрева, m^2 ;

Q_k – тепловосприятие поверхности, $кДж/кг$;

k – коэффициент теплопередачи, $кВт/(m^2 \cdot K)$;

Δt – средний температурный напор между газами и рабочей средой в поверхности нагрева, $^{\circ}C$.

Также можно определить оптимум для теплоты (рисунок 4.13).

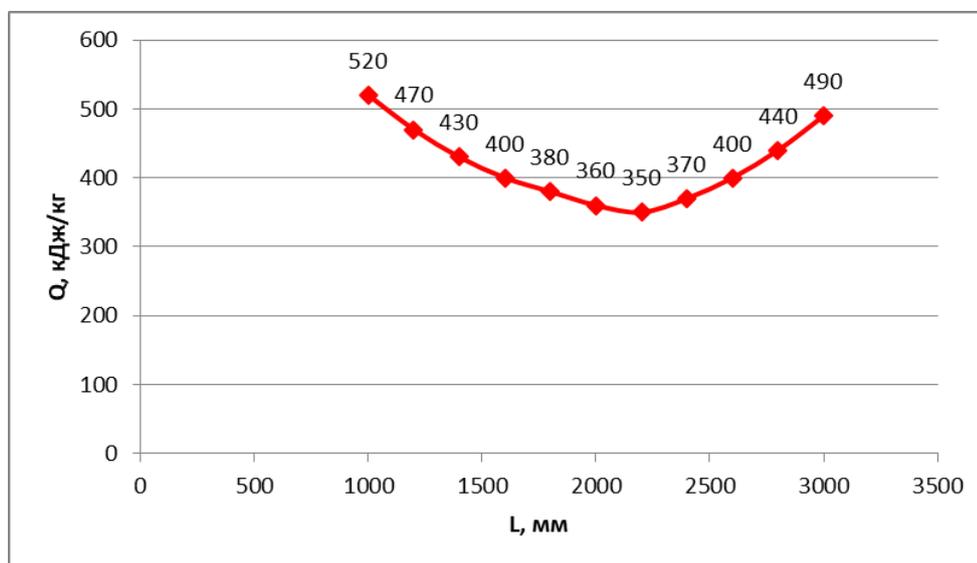


Рисунок 4.13 – Зависимость $Q=f(L)$

Для определения тепловых потерь с газами и пылью необходимо на основании опытных данных знать среднее количество воздуха.

Зная ориентировочное количество поступающего воздуха, можно определить тепловые потери с газами

$$Q_{гп} = [q_g \cdot c_g + q_p \cdot c_p] \cdot (t_p - t_0), \text{ кВт}, \quad (4.12)$$

где $Q_{гп}$ – расход тепла на нагрев газа/пыли, $кВт$;

q_g – расход газа, приведенный к нормальным условиям, $кг/ч$;

$q_{\text{п}}$ – расход частиц, приведенный к нормальным условиям, кг/ч;

$c_{\text{г}}$ – средняя удельная теплоемкость газа в диапазоне температур от t_0 до $t_{\text{п}}$;

$c_{\text{п}}$ – средняя удельная теплоемкость частиц в диапазоне температур от t_0 до $t_{\text{п}}$;

$t_{\text{п}}$ – рабочая температура печи, °С;

t_0 – температура поступающего в печь газа, °С.

Приведем пример расчета.

Определим тепловые потери с газами скруббера емкостью 300 кг, если поступление холодного воздуха в среднем составляет при нормальных условиях = 1000 м³/ч.

Принимается $t_{\text{ср}}$ выходящих из скруббера газов 150 °С, определяем среднюю удельную теплоемкость воздуха. Удельная теплоемкость воздуха $c_{\text{в}}$ при 0 °С составляет 0,278, а при 100 °С – 0,354 Втч/(кг °С). Интерполируя данные получаем удельную теплоемкость воздуха при $t_{\text{ср}}=(20+150)/2=76$ °С:

$$c_{\text{в}} = \frac{(0,278 + 0,354)}{2} = 0,316 \frac{\text{Втч}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}}$$

Масса проходящего через скруббер воздуха:

$$q_{\text{в}} = \vartheta \cdot \gamma_0 = 1000 \cdot 1,293 = 1293 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}, \quad (4.13)$$

где $\gamma_0 = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при 0 °С.

Искомые тепловые потери с газами:

$$Q_{\text{гп}} = [1293 \cdot 0,316] \cdot (150 - 20) = 53,1 \text{ кВт.}$$

Таким образом, проанализировав все зависимости и расчетные формулы, произведем расчеты для определения оптимальной высоты заполнения скруббера с использованием ячеечной модели.

В первую очередь, определим оптимальную высоту, которая обеспечит максимальную эффективность теплопередачи и минимальные гидравлические потери [131].

Определение оптимальной высоты заполнения скруббера.

Для определения оптимальной высоты скруббера используем ячеечную модель, которая предполагает разделение аппарата на множество ячеек, каждая из которых имеет свою локальную тепловую и гидравлическую характеристику. Общая эффективность аппарата рассчитывается как сумма эффектов всех ячеек [31].

Таблица 4.5 – Исходные данные для расчета оптимальной высоты скруббера

Параметр	Обозначение	Значение
Температура газа на входе, °С	$T_{g,in}$	200
Температура газа на выходе, °С	$T_{g,out}$	76
Температура воды на входе, °С	$T_{w,in}$	15
Температура воды на выходе, °С	$T_{w,out}$	71
Скорость газа, м/с	v_g	15
Плотность орошения, м ² /м ² ·ч	g	3,5
Давление газа на входе, Па	$P_{g,in}$	101325
Давление газа на выходе, Па	$P_{g,out}$	98000

Для начала определим площадь поперечного сечения аппарата по формуле:

$$A = \pi \cdot D^2 / 4. \quad (4.14)$$

Тогда:

$$A = \pi \cdot 2,2^2 / 4 \approx 3,8 \text{ м}^2.$$

Далее рассчитаем массовый расход газа G_g , который определяется через плотность газа ρ_g и объемный расход газа V_g , который, в свою очередь, зависит от скорости газа и площади поперечного сечения:

$$V_g = v_g \cdot A, \quad (4.15)$$

$$G_g = \rho_g \cdot V_g. \quad (4.16)$$

Тогда

$$\begin{aligned} V_g &= 15 \cdot 3.8 \approx 57 \text{ м}^3/\text{с}, \\ G_g &= 1,2 \text{ кг/м}^3 \cdot 57 \text{ м}^3/\text{с} \approx 68,4 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Теплопередача в скруббере рассчитывается по формуле:

$$Q = G_g \cdot c_g \cdot \Delta T, \quad (4.17)$$

где Q – тепловая мощность, передаваемая от газа к жидкости (Вт);

ΔT – изменение температуры газа ($T_{g,in} - T_{g,out}$).

Подставляем значения:

$$Q = 68.4 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{с}} \cdot (200^\circ\text{C} - 79^\circ\text{C}),$$

$$Q = 68,4 \cdot 1005 \cdot 120 \approx 8,23 \times 10^6 \text{ Вт} = 8240 \text{ кВт}.$$

Теперь проведем расчеты для различных высот скруббера, чтобы определить ту, которая обеспечит наилучшую теплопередачу и минимальные потери давления.

Расчет теплопередачи по ячеечной модели для различных высот скруббера.

Для более точного определения оптимальной высоты скруббера применим ячеечную модель, разделив аппарат на несколько ячеек с одинаковой высотой. В каждой ячейке проводится локальный расчет теплопередачи и гидравлического сопротивления. Далее результаты для всех ячеек суммируются [43].

Для каждого значения высоты H разделим скруббер на N ячеек и проведем расчеты теплопередачи и падения давления.

Для определения температуры газа на выходе из каждой ячейки будем использовать формулу:

$$T_{g,i+1} = T_{g,i} - (Q_i / (G_g \cdot c_g), \quad (4.18)$$

где $T_{g,i+1}$ – температура газа на выходе из i -й ячейки ($^{\circ}\text{C}$);

Q_i – теплопередача в i -й ячейке (Вт);

G_g – массовый расход газа (кг/с);

c_g – удельная теплоемкость газа (Дж/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$).

Для вычисления падения давления используем формулу:

$$\Delta P_i = (f \cdot (L_i/D) \cdot ((\rho_g \cdot v_g^2)) / 2 \quad (4.19)$$

где f – коэффициент трения, который зависит от состояния поверхности и режима течения;

L_i – длина (высота) i -й ячейки (м);

ρ_g – плотность газа (кг/м 3);

v_g – скорость газа (м/с).

Далее проведем расчеты для высот скруббера $H = 1,5$; $H = 2,0$; $H = 2,2$; $H = 2,5$ и $H = 3,0$ метра. На основе этих расчетов определим зависимость тепловой мощности и падения давления от высоты (таблица 4.6).

Таблица 4.6 – Результаты расчетов для различных высот скруббера

Высота, м	Тепловая мощность, кВт	Падение давления, Па
1,5	6200	320
2,0	7400	420
2,2	8240	480
2,5	8600	550
3,0	8900	620

Далее на графике отразим зависимость тепловой мощности и падения давления от высоты скруббера (рисунок 4.14).

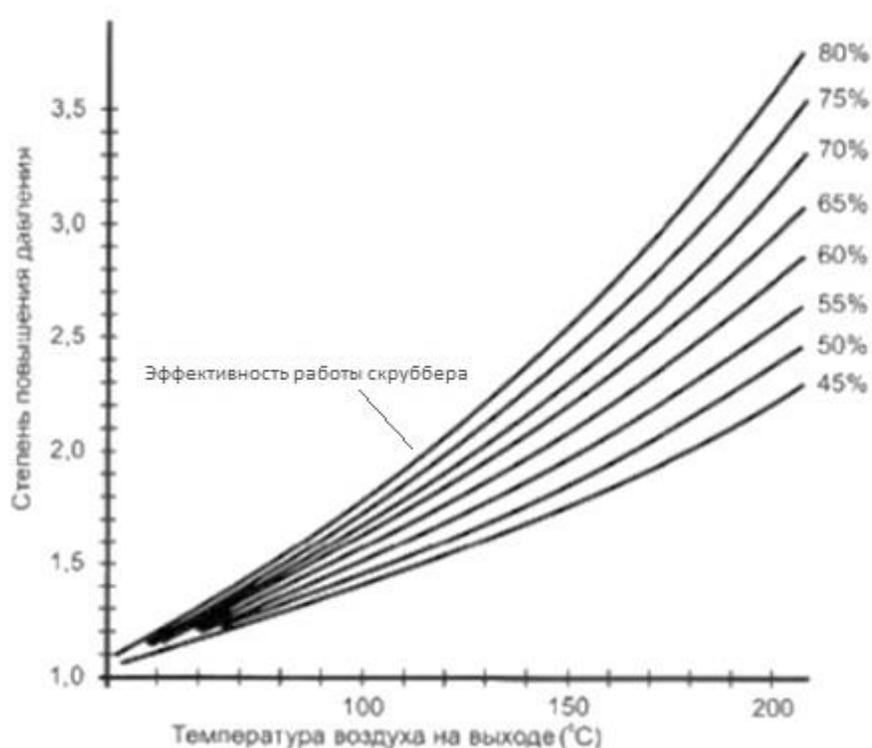


Рисунок 4.14 – Зависимость тепловой мощности и падения давления от высоты скруббера

Из представленного на рисунке 4.14 графика видно, что с увеличением высоты скруббера тепловая мощность возрастает, однако падение давления также увеличивается.

Из полученных данных видно, что при высоте скруббера 2,2 метра достигается оптимальное соотношение между тепловой мощностью и гидравлическим сопротивлением. С дальнейшим увеличением высоты скруббера рост тепловой мощности замедляется, в то время как падение давления продолжает возрастать, что делает эксплуатацию аппарата менее эффективной.

При высоте 2,2 метра тепловая мощность составляет 8240 кВт, что максимально приближено к теоретически возможному значению при данном наборе исходных параметров. Падение давления при этой высоте относительно невелико – 480 Па, что позволяет обеспечить экономичную работу скруббера без чрезмерного увеличения затрат на энергию [22].

Далее представлен расчет очистки выбросных газов от вредных примесей (CO , CO_2 , NO_x) с использованием разрабатываемого аппарата, аналогично тому, как это было сделано для экономайзера ЭК-БМ-1-1 в параграфе 3.4. В результате расчетов будет дана оценка эффективности очистки по компонентам, а также рассмотрены параметры работы разрабатываемого аппарата, необходимые для достижения оптимальной эффективности очистки.

Для проведения расчетов будем использовать параметры, представленные в таблице 4.7.

Для расчета очистки нужны рассчитанные ранее показатели:

- объемный расход газа, V_g – 57 м³/с,
- массовый расход газа, G_g – 68,4 кг/с,
- тепловая мощность, передаваемая от газа к жидкости в скруббере, Q – 8240 кВт.

Таблица 4.7 – Исходные данные для расчета эффективности очистки выбросных газов в скруббере

Параметр	Обозначение	Значение
Температура газа на входе, °С	$T_{g,in}$	200
Температура газа на выходе, °С	$T_{g,out}$	76
Скорость газа на входе, м/с	v_g	15
Плотность газа на входе, кг/м ³	ρ_g	1,2
Плотность орошения, м ² /м ² ·ч	g_0	3,5
Площадь поперечного сечения скруббера, м ²	A	3,8
Концентрация вредных веществ на входе:		
– $C_{\text{CO},in}$, мг/м ³	–	150
– $C_{\text{CO}_2,in}$, г/м ³	–	10
– $C_{\text{NO}_x,in}$, мг/м ³	–	20

Таблица 4.8 – Эффективность очистки вредных веществ в скруббере

Компонент	Концентрация на входе, мг/м ³	Концентрация на выходе, мг/м ³	Эффективность очистки, %
C _{CO}	150	22,5	85
C _{CO2}	10000	9000	10
C _{NOx}	200	20	90

Из таблицы 4.8 и графика на рисунке 4.18 видно, что эффективность очистки наиболее высока для NO_x, тогда как для CO₂ эффективность значительно ниже. Это объясняется физико-химическими свойствами газов и особенностями работы разрабатываемого аппарата.

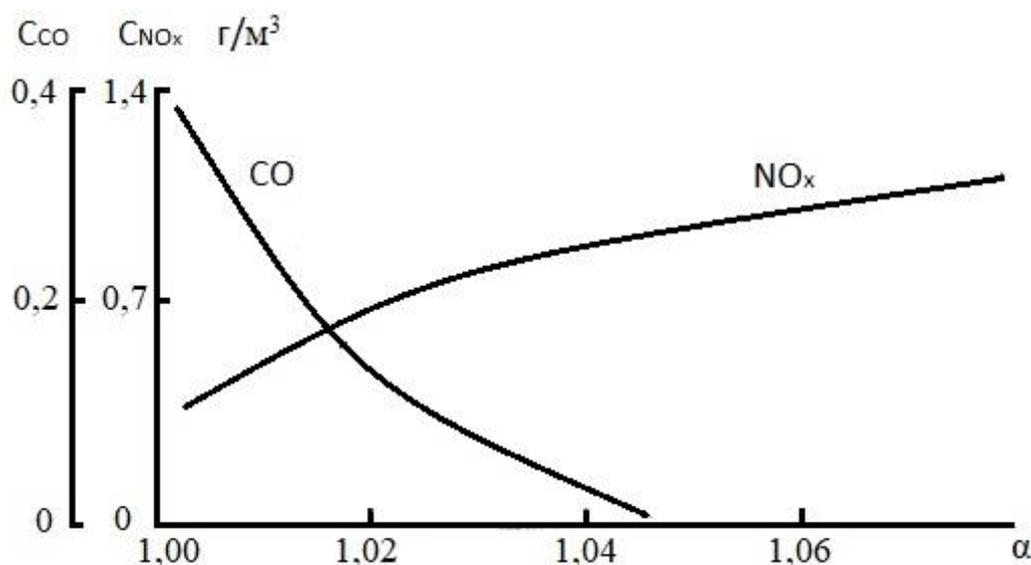


Рисунок 4.18 – Зависимость концентрации вредных веществ на выходе от их концентрации на входе

Моделирование процесса очистки.

Для достижения высокой эффективности очистки выбросных газов в скруббере необходимы оптимальные параметры работы. Ранее была определена оптимальная высота скруббера в 2.2 метра, которая обеспечивает эффективное взаимодействие газов с жидкостью. Для улучшения очистки, в зависимости от типа загрязнителя, можно регулировать плотность орошения и скорость газа.

Рассмотрим несколько сценариев:

1. Увеличение плотности орошения.

Приводит к более эффективному захвату частиц NO_x , однако может увеличить гидравлическое сопротивление и потребность в энергии.

2. Снижение скорости газа.

Улучшает контакт газов с жидкостью, но снижает общую производительность системы.

Таблица 4.9 – Влияние параметров на эффективность очистки

Параметр изменения	CO, %	CO ₂ , %	NO _x , %
Увеличение орошения на 10%	87	12	92
Уменьшение скорости на 10%	88	11	91

Результаты моделирования показывают, что наилучшая эффективность очистки достигается при увеличении плотности орошения. Однако данный параметр должен быть выбран с учетом экономических и технических ограничений.

Таким образом, в ходе произведенных расчетов было определено, что оптимальная высота скруббера составляет 2,2 метра. При такой высоте достигается оптимальное соотношение между тепловой мощностью и гидравлическим сопротивлением. С дальнейшим увеличением высоты скруббера рост тепловой мощности замедляется, в то время как падение давления продолжает возрастать, что делает эксплуатацию аппарата менее эффективной. При высоте 2,2 метра тепловая мощность составляет 8240 кВт, что максимально приближено к теоретически возможному значению при данном наборе исходных параметров. Падение давления при этой высоте относительно невелико – 480 Па, что позволяет обеспечить экономичную работу скруббера без чрезмерного увеличения затрат на энергию.

При анализе процессов, когда газ проходит через слой насадки, а орошающая жидкость распределена по поверхности насадки, теоретическая эффективность системы по очистке газов от пыли вычисляется следующим образом:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{3V_{ж.} \cdot \eta_3 \cdot v_c \cdot H}{2V_{г.} \cdot d \cdot v_k}\right), \quad (10)$$

где $V_{ж}$ – расход воды объемный ($\text{м}^3/\text{с}$); η_3 – коэффициент поглощения частиц каплями жидкости; v_C – скорость седиментации частиц на каплях жидкости ($v_{Г} + v_{К}$, $\text{м}/\text{с}$); H – высота колонны для фазы смешивания газа и жидкости (м); $V_{Г}$ – объёмная скорость потока газа ($\text{м}^3/\text{с}$); $v_{Г}$ – линейная скорость газа, $\text{м}/\text{с}$; $v_{К}$ – скорость капель, $\text{м}/\text{с}$; d – диаметр частиц, подлежащих улавливанию, м .

Из анализа вышеуказанной формулы становится ясно, что коэффициент эффективности очистки в процессе работы аппарата увеличивается обратно пропорционально диаметру частиц и прямо пропорционально конечной скорости их перемещения и смешивания с жидкостью.

Также проведенные расчеты и моделирование показали, что скруббер способен эффективно очищать выбросные газы от CO , CO_2 и NO_x . Наибольшая эффективность очистки достигается для NO_x (90 %), тогда как для CO_2 эффективность ниже (10 %), что требует дальнейшей оптимизации работы аппарата. Оптимальная высота скруббера 2,2 метра обеспечила необходимые условия для максимальной эффективности очистки при минимальных потерях давления.

Данные результаты могут быть использованы для дальнейшей настройки и оптимизации работы скруббера в промышленных условиях.

4.5. ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Анализ теплообменного аппарата может быть выполнен в следующих случаях:

1. Требуется выполнить поверочный расчет уже имеющегося аппарата, причем необходимо найти параметры потока одного из рабочих сред на входе в установку, когда известны параметры обоих рабочих сред как на входе в аппарат, так и на выходе из него.

2. Требуется определить оптимальные конструктивные параметры рабочей загрузки аппарата, а именно диаметр и высоту этой насадки.

Рисунок 4.19 демонстрирует окно ввода данных для последующего определения технологических параметров.

Исходные данные для поверочного расчета	
Воздух	
Массовый расход сухого воздуха т/час	10
Температура наружного воздуха °С	22
Температура воздуха на входе в аппарат °С	240
Температура воздуха на выходе из аппарата °С	80
Относительная влажность наружного воздуха %	82
Массовый расход добавочной влаги, кг/с	0,6
Параметры воды	
Температура воды на входе в аппарат, °С	10
Температура воды на выходе из аппарата, °С	
Массовый расход воды, т/ч	25
Размеры аппарата	
Диаметр аппарата, мм	2200
Высота слоя насадки, мм	2200
Диаметр насадки, мм	25
Длина насадки, мм	25
Толщина стенки насадки, мм	3
Вид засылки {1-упорядоченная; 2-навалом}	2
<input type="button" value="ВЫЧИСЛИТЬ"/> <input type="button" value="Завершить"/>	

Рисунок 4.19 – Окно ввода данных программного комплекса по определению рабочих характеристик теплообменных аппаратов

Если расчетчику требуется определить температуру жидкости на выходе из теплообменного аппарата, то ему следует вбить величину температуры воздуха на выходе из анализируемого аппарата (четвертая строка).

В случае если требуется фиксация показателя температуры воздушного потока, покидающего устройство, становится необходимым указание параметра температуры жидкости после прохождения через аппарат (элемент под номером восемь), делая невозможным прямое внесение данных в эту графу, поскольку она теперь будет результатом автоматического анализа. Соответственно, если мы сосредоточены на контроле температуры водного потока на выходе (также обозначенного восьмым пунктом), информация о температуре

воздушной среды на выходе (четвертый элемент) становится не подлежащей самостоятельному введению.

Таким образом, в условиях такого взаимодействия, один из двух элементов ввода – либо четвертый, либо восьмой – постоянно будет оставаться в состоянии «только для чтения», не позволяя пользователю вносить в него данные. Этот принцип функционирования гарантирует сохранение корректности всех расчетов и исключает возможность внесения противоречивых значений.

Поверочный расчет может быть выполнен по следующим причинам:

- варьирование технологического режима оборудования в результате чего меняется расход, температура и содержание воды циркулировавшего в протоке воздуха;

- варьирование в нуждах теплой воды либо варьирование в требованиях к ее температуре;

- варьирование характеристик внешнего воздуха в течение эксплуатационного периода.

По любым причинам, с помощью разработанной программы можно провести анализ и рассмотреть широкий диапазон конструктивных решений теплообменного аппарата с целью обеспечения требуемых параметров эксплуатации аппарата.

В соответствии с рисунком 4.20 окно ввода данных программного комплекса, когда требуется выполнить конструктивный расчет аппарата.

В рамках начального анализа для конструктивного моделирования, ключевое значение имеют параметры двух теплоносителей в момент их вступления и завершения контакта с теплообменником-утилизатором. Эти данные служат основой для последующих расчетов. Кроме того, спецификации насадки и диаметр камеры также представляют собой важные элементы входящей информации. В ходе процедуры конструктивного моделирования, важно исследовать различные версии насадок и стандартные диаметры камер. Основная цель таких исследований – определить оптимальную высоту насадки и произвести расчеты по распределению температур теплоносителей,

а также уровней влажности воздуха по вертикальной оси камеры (рисунок 4.21). Такой комплексный подход помогает достичь максимальной точности в результатах моделирования.

Исходные данные для поверочного расчета

<u>Воздух</u>	
Массовый расход сухого воздуха т/час	10
Температура наружного воздуха °С	22
Температура воздуха на входе в аппарат °С	240
Температура воздуха на выходе из аппарата °С	80
Относительная влажность наружного воздуха %	82
Массовый расход добавочной влаги, кг/с	0,6
<u>Параметры воды</u>	
Температура воды на входе в аппарат, °С	10
Температура воды на выходе из аппарата, °С	89
Массовый расход воды, т/ч	25
<u>Размеры аппарата</u>	
Диаметр аппарата, мм	2200
Высота слоя насадки, мм	2200
Диаметр насадки, мм	25
Длина насадки, мм	25
Толщина стенки насадки, мм	3
Вид засыпки (1-упорядоченная; 2- навалом)	2
<div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="background-color: #4a86e8; color: white; padding: 10px 20px; border: none; cursor: pointer;">ВЫЧИСЛИТЬ</div> <div style="background-color: #4a86e8; color: white; padding: 10px 20px; border: none; cursor: pointer;">Завершить</div> </div>	

Рисунок 4.20 – Окно ввода данных программного комплекса по определению конструктивных параметров теплообменных аппаратов

РЕЗУЛЬТАТЫ КОНСТРУКТИВНОГО РАСЧЕТА

Распределение по высоте камеры температур воды и воздуха и влагосодержания воздуха

График

Таблица

Высота слоя насадки: 2200мм

Скорость воздуха

приведенная: 1,72 м/с
физическая: 2,34 м/с

Аэродинамическое сопротивление камеры: 430 Па

Тепловая мощность аппарата: 920 Вт

Мощность вентиляторов: 2,2 кВт

Рисунок 4.21 – Вид главного окна меню программы при выводе результатов конструктивного расчета аппарата

Анализируя рис. 4.21, становится очевидным, что исходы моделирования, относящиеся к распределению температур теплоносителей и уровню влажности воздуха вдоль вертикальной оси камеры, могут быть представлены как в формате табличных данных, так и в виде диаграмм.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

На основе проведенного исследования по разработке системы мокрой очистки выбросных газов и утилизации их теплоты, можно сделать следующие выводы:

1. Произведена рационализация рабочих характеристик аппарата, определены зависимости мощности теплообменного аппарата от содержания воды и поступающего в него газа. Определены: температурная зависимость поступающей воды и воды, выходящей из аппарата, зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата, зависимость плотности орошения на мощностную характеристику аппарата. Произведено сопоставление расчетных и экспериментальных температурных данных.

2. Проведен конструктивный анализ теплообменного аппарата с использованием программного обеспечения, основанного на разработанной математической модели. Аппарат эффективно утилизирует теплоту отработанного воздуха.

3. Сравнение расчетов с эмпирическими данными контактного теплообменника-утилизатора подтвердило высокий уровень сходимости результатов.

4. Внедрение системы утилизации тепла дает добавочную тепловую мощность в 900 кВт. Экономический эффект от использования системы оценивается в 620 тысяч рублей в год.

5. Ячеечная модель показала погрешность в результатах всего 0,24 % по сравнению с балансовой моделью, что подтверждает необходимость ее применения для более детальных расчетов.

6. Оптимальная высота заполнения скруббера составляет 2,2 метра, обеспечивая оптимальное соотношение между тепловой мощностью (8240 кВт) и гидравлическим сопротивлением (480 Па), что способствует экономичной работе.

7. Скруббер эффективно очищает отходящие газы от CO, CO₂ и NO_x. Наибольшая эффективность очищения достигается для NO_x (90 %), тогда как для CO₂ она ниже (10 %), что требует дальнейшей оптимизации аппарата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Создана новая ячеечная модель, позволяющая значительно улучшить анализ процессов теплообмена в аппаратах. Учитывая локальные процессы внутри рабочего объема установки, данная модель обеспечивает более точные и эффективные результаты расчетов, что является важным шагом для оптимизации работы теплообменных систем.

2. Разработан программный комплекс для определения оптимальных параметров теплообменных аппаратов стала важным инструментом в области проектирования. Комплекс позволяет не только оценить, но и настраивать энергетические характеристики аппаратов для достижения максимальной эффективности, что особенно важно в свете растущих требований к энергосбережению.

3. Сравнительный расчет контактного теплообменника ЭК-БМ-1-1 с использованием новой модели показал хорошую сходимость результатов исследований и позволило распространить их на исследование новых аппаратов.

4. Установлена оптимальная высота аппарата ЭК-БМ 1-1 0,83м, что обеспечило значительное увеличение разности между тепловой мощностью 830 кВт и мощностью, затрачиваемой на преодоление аэродинамического сопротивления 700 кВт, что является ключевым моментом для эффективной работы системы. Годовой экономический эффект составил 485 тыс руб.

5. Разработан эффективный контактный теплообменный аппарат для новых условий сушки фосфатных материалов. Ожидаемая экономия в 900 кВт, эквивалентная 620 тыс. руб./год, является важным вкладом в улучшение общей производственной эффективности.

6. Проведен сравнительный анализ расчетных и опытных данных работы разработанного контактного аппарата утилизации теплоты выбросных газов, продемонстрировав среднюю погрешность всего 3,1 % при максимальной

частной погрешности в 5,2 %. Эти показатели свидетельствуют о высокой точности модели и ее потенциальной применимости на практике. Анализ данных подтвердил, что традиционный расчет по классической методике с использованием балансовых уравнений приводит к большему отклонению от практических значений, с усредненным отклонением в 6,9 %. Это подчеркивает важность применения более современных подходов для повышения точности прогнозов.

7. Выявлено, что оптимальная высота заполнения разработанного аппарата составляет 2,2 метра. При такой высоте достигается оптимальное соотношение между тепловой мощностью и гидравлическим сопротивлением. При высоте 2,2 метра тепловая мощность составляет 8240 кВт, что максимально приближено к теоретически возможному значению при данном наборе исходных параметров. Падение давления при этой высоте относительно невелико – 480 Па, что позволяет обеспечить экономичную работу разработанного аппарата без увеличения затрат на энергию прокачки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пронин, В. А. Очистка и дезодорация газовойоздушных выбросов: учебное пособие / В. А. Пронин, В. О. Мамченко, О. В. Долговская, В. А. Цветков – Санкт-Петербург: НИУ ИТМО, 2022. – 156 с.
2. Семенюк Л. Г., Пресич Г. А., Моисеев В.И. Контактный теплообменник. Пат. 987352 СССР. 1983
3. Аронов И. З., Пресич Г. А., Семенюк Л. Г. Контактнo-поверхностный водонагреватель. Пат. 787812 СССР. 1980
4. Семенюк Л. Г., Пресич Г. А., Моисеев В.И. Контактный теплообменник. Пат. 1223008 СССР. 1986
5. Семенюк Л. Г., Пресич Г. А., Аронов И. З. Устройство для отопления теплиц. Пат. 1111706 СССР. 1984
6. Алоян, Р. М. Теоретические основы математического моделирования механических и тепловых процессов в производстве строительных материалов: монография / Р. М. Алоян, С. В. Федосов, В. Е. Мизонов – Иваново: Ивановский государственный архитектурно-строительный университет, 2011. – 255 с.
7. Андреев, Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. / Е.И. Андреев– Ленинград: Энергоатомиздат: Ленингр. отд-ние, 1985. – 191 с.
8. Методические рекомендации по проектированию контактно-экономайзерных установок в газифицированных котельных. – Киев: НИИСТ, 1985. – 180 с.
9. Богловский, А. В. Предварительная очистка воды в схемах водоподготовки Богловский, А. С. Копылов, В. Ф. Очков и др. – М: Издательство МЭИ, 2002. – 72 с.
10. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик – М.: Машиностроение, 1972. – 720 с.

11. Аронов, И. З. Применение блочных контактных экономайзеров / И. З. Аронов, В. И. Моисеев, Г. А. Пресич и др // Текстильная промышленность. – 1975. – № 3. – С. 90-91.
12. Аронов, И. З. Блочные контактные газовые экономайзеры для котлов ДКВР / И. З. Аронов, Л. С. Меркулов, С. Г. Александров и др // Газовая промышленность. – 1973. – № 4. – С. 40-42.
13. Аронов, И. З. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником / И. З. Аронов, Г. А. Пресич, В. А. Смирнов // Промышленная энергетика. – 1986. – № 1. – С. 44-46
14. Аронов, И. З. Контактно-экономайзерные агрегаты для использования тепла уходящих газов промышленных котельных / И. З. Аронов, Г. А. Пресич, В. И. Моисеев // Промышленная энергетика. – 1977. – № 6. – С. 16-17.
15. Аронов, И. З. Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных / И. З. Аронов. – М.: Энергия, 1967. – 192 с.
16. Аронов, И. З. Контактные газовые экономайзеры. / И.З. Аронов – Киев: Техника, 1964. – 172 с.
17. Аронов, И. З. О контактном подогреве воды дымовыми газами / И.З. Аронов // Газовая промышленность. – 1963. – № 4. – С. 41-44.
18. Аронов, И. З. Прямоточные и прямоточно-противоточные контактные экономайзеры для промышленных котлов / И. З. Аронов // Газовая промышленность. – 1968. – № 5. – С. 43–46.
19. Аронов, И. З. О повышении к. п. д. топливопотребляющих установок, работающих на природном газе путем установки контактных водяных экономайзеров / И.З. Аронов // Газовая промышленность. – 1958. – № 12. – С. 27-29.
20. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. М. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
21. Баранов, Е. П. Опыт использования вторичных энергоресурсов в производственной котельной. / Е. П. Баранов, Е. Н. Бухаркин, В. В. Кушнирюк // Промышленная энергетика. – 1988. – № 1. – С. 21-22.

22. Белосельский, Б.С., Теплоэнергетика и теплотехника: справочник. / Александров А.А., Клименко А.В. и др. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 564 с.
23. Баранцева, Е. А. Введение в теорию цепей Маркова и ее инженерные приложения: учебное пособие / Е. А. Баранцева, В. Е. Мизонов. – Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», 2010. – 80 с.
24. Волковыский, Е. Г. Экономия топлива в котельных установках / Е. Г. Волковыский, А. Г. Шустер. – М.: «Энергия», 1973. – 462 с.
25. Гельперин, Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. / Н. И. Гельперин. – М.: Химия, 1981. – 812 с.
26. Gladunets, A. I. Анализ опыта применения контактных водонагревателей на промышленных предприятиях / А. И. Gladunets, Ю. В. Пустовалов // Промышленная энергетика. – 1982. – № 12. – С. 5-8.
27. Гомон, В. П. Эффективная конструкция водоподогревателя для систем теплоснабжения / В. П. Гомон, П. Г. Остапущенко, И. З. Аронов // Водоснабжение и санитарная техника, 1983. – № 9. – С. 13-15.
28. Городов, К. И. Применение контактных теплообменников в котельных, работающих на газе / К. И. Городов, Б. М. Черкинский // Газовая промышленность – 1958. – № 7. – С. 21-24.
29. Даракчиев, Р. Д. Исследование возможности интенсификации контактных экономайзеров при помощи новых высокоэффективных насадок / Р. Д. Даракчиев, Н. Н. Колев, Г. П. Паскалев и др. // Теплоэнергетика. – 1985. – №3. – С. 71-73.
30. Драгунов Ю.Г. Аналитический обзор информации по теплофизическим свойствам гелиево-ксеноновой газовой смеси и рекомендации по их расчету / Ю.Г. Драгунов, В.П. Сметанников, Б.А. Габараев и др. М., 2022. С. 15-17.
31. Жуков А.В. Теплообмен и температурные поля ТВЭЛов в активных зонах ВВЭР / А.В. Жуков, А.П. Сорокин, Ю.А. Кузина // 5-я Международная

научно-техническая конференция «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР»: матер. ОКБ «Гидропресс», 29 Мая - 1 Июня 2017. ОКБ «ГИДРОПРЕСС»

32. Кириллов П. Л. Справочник по теплогидравческим расчетам в ядерной энергетике. Том. 1. Теплогидравлические процессы в ядерных энергетических установках / П. Л. Кириллов, В. П. Бобков, А. В. Жуков. - М.: Изд-во, 2010. - 776 с.

33. Куликова Т.Н. Моделирование теплоотдачи к газовому теплоносителю с пониженным значением числа Прандтля / Т.Н. Куликова, П.В. Марков, В.И. Солонин // Машиностроение и компьютерные технологии. 2022. №6.

34. Елин, Н. Н. Математическое моделирование тепломассобмена в контактных утилизаторах теплоты продуктов сгорания газового топлива. / Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, А.О. Курчев. // Сб. ст. XV Междунар. конф. «Информационная среда вуза», ИГ АСУ. – 2008. – С.779-781.

35. Елин, Н. Н. Идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактном теплообменнике / Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, П.В. Якимычев. // Вестник ИГЭУ. – 2011. – №2. – С. 33-35.

36. Жаворонков, Н. М. Эффективная поверхность контакта фаз в абсорбционных насадочных колоннах / Н. М. Жаворонков, И. А. Гильденблат, В. М. Рамм // Труды МХТИ им. Д. И. Менделеева – 1963. – №11 – С. 5-18.

37. Захарова, З. Л. Газовые контактные водонагреватели и их применение в народном хозяйстве / З. Л. Захарова, А. В. Рачинский, П. А. Кузьмин – Л.: Недра. – 1966. – 144 с.

38. Зиганшина, С. К. Способы утилизации теплоты вентиляционного воздуха дымовых труб ТЭС / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов // Электрические станции. – 2010. – № 4. – С. 22-27.

39. Юдин, И. П. Применение контактных экономайзеров на котлах, сжигающих природный газ / И. П. Юдин, Ю. П. Зайков, Ф. Е. Михайлов // Энергетика. – 1974. – № 4. – С. 15-16.

40. Климов, Г. М. Повышение эффективности использования природного газа / Г. М. Климов // Промышленная энергетика. – 1975. – № 8 – С. 20-22.

41. Якимычев, П. В. Математическое моделирование тепломассо- обменных процессов в контактных теплообменниках / П. В. Якимычев. – Ярославль: ЯрГТУ, 2010. – 126 с.
42. Кафаров, В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В. В. Кафаров. – М.: Химия, 1985. – 448 с.
43. Курчев, А. О. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами / А. О. Курчев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов, В. И. Субботин. // Промышленная энергетика, 2008 – №12 – С. 33-36.
44. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник / Х. Уонг. – М.: Атомиздат, 1979. – 265 с.
45. Андреев, Е. И. Расчет тепло– и массообмена в контактных аппаратах. / Е.И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.
46. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. / И. З. Аронов – Л.: Наука, 1990. – 280 с.
47. Аронов, И. З. Определение оптимальной температуры нагрева воды в контактном экономайзере / И. З. Аронов, В. И. Моисеев, Г. А. Пресич и др. // Промышленная энергетика. – 1976. – № 7. – С. 46-48.
48. Баскаков, А.П. Тепломассообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания природного газа / А.П. Баскаков, Е.В. Ильина // Инженерно-физический журнал – 2003. – № 2. – С. 88-93.
49. Безлюдный, П. П. Определение температуры точки росы продуктов сгорания природного газа / П. П. Безлюдный, Л. Г. Семенюк, В. Н. Николаев и др. // Изв. вузов, Энергетика. – 1986. – № 12 – С. 89-90.
50. Богловский, А.В. Предварительная очистка воды в схемах водоподготовки. / А.В.Богловский, А.С. Копылов, В.Ф. Очков и др. – М.: МЭИ, 2002. – 72 с.
51. Ерошевко, В. М. Гидродинамика и тепломассообмен на проницаемых поверхностях. / В. М. Ерошевко, Л. И. Зайчик – М.: Наука, 1984. – 276 с.

52. Ильин, И. Н. Об эффективности контактных теплообменников с активной насадкой / И. Н. Ильин, Д. М. Блумберга В. А. Гришин и др. // Промышленная энергетика, 1986. – № 8. – С. 22-24.
53. Ионин, А.А. Газоснабжение: учебник для вузов / А.А. Ионин – М.: Стройиздат, 1989. – 439 с.
54. Исаченко, В. П. Теплопередача: учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
55. Калинин, Э. К. Методы расчета сопряженных задач теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, В. В. Костюк – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
56. Кафаров, В. В. Оптимизация тепломассообменных процессов и систем / В. В. Кафаров, В. П. Мешалкин, Л. В. Гурьева. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 192 с.
57. Кафаров, В. В. Системный анализ процессов химической технологии / В. В. Кафаров, И. Н. Дорохов, С. Ю. Арутюнов. – М.: Наука, 1985. – 386 с.
58. Кириллов, П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.
59. Корочкина, Е. Е. Применение энергосберегающих технологий при проектировании технологических линий, оснащенных сушильно-барабанными машинами / Е. Е. Корочкина // Вестник ИГЭУ, 2009. – № 4. – С. 67-68.
60. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций / В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний – М.: МЭИ, 2001. – 488 с.
61. Краснов, Н. Ф. Аэродинамика: Методы аэродинамического расчета. ч. 2. / Н. Ф. Краснов. – М.: Высшая школа, 1980. – 416 с.
62. Крэйт, Ф. Основы теплопередачи. / Ф. Крэйт, У. Блэк – М.: Мир, 1983. – 512 с.
63. Кулинченко, В. Р. Справочник по теплообменным расчетам / В. Р. Кулинченко. – Киев: Техника, 1990. – 165 с.
64. Кутателадзе, С. С. Анализ подобия в теплофизике. / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1982. – 280 с.

65. Магдиев, Е. В. Исследование переходных процессов в струйных деаэраторах с использованием теории цепей Маркова / Е. В. Магдиев, В. П. Жуков, Е. В. Барочкин, В. Е. Мизонов // «Химическая промышленность сегодня». – 2008. – №7. – С. 83-86.
66. Аронов, И. З. Методика испытаний контактных экономайзеров / И. З. Аронов, Г. А. Пресич, В. П. Вершинский, И. А. Шур // Газовая промышленность. – 1974. – № 1. – С. 48-50.
67. Мизонов, В. Е. Моделирование и оптимизация теплового состояния в секционированных объемах с внутренними источниками теплоты. Монография / В. Е. Мизонов, Н. Н. Елин, Е. А. Баранцева – Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет», 2010. – 128 с.
68. Мизонов, В. Е. Моделирование, расчет и оптимизация тепломассообменных процессов в текстильной промышленности. Монография / В. Е. Мизонов, В. А. Зайцев, В. Ю. Волынский, С. П. Бобков – Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный химико-технологический университет», 2010. – 204 с.
69. Моисеев, В. И. Эксергетический анализ контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем / В. И. Моисеев, Л. Г. Семенюк // Промышленная энергетика. – 1986. – № 1. – С. 48-50.
70. Портной, М. Ф. Использование тепла продуктов сгорания котлов, работающих на газообразном топливе. / М. Ф. Портной, А. А. Клоков // Промышленная энергетика. – 1985. – № 6. – С. 11-12.
71. Роддатис, К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К. Ф. Роддатис, А. Н. Полтарецкий – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
72. Сазанов Б. В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий. / Б. В. Сазанов, В. И. Ситас. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 304 с.
73. Романков, П. Г. Процессы и аппараты химической промышленности. / П. Г. Романков, М. И. Курочкина, Ю. А. Мозжерин – Л.: Химия, 1989. – 560 с.

74. Свичар, А. Е. Теплоутилизационный агрегат для нагрева приточного воздуха. / А. Е. Свичар, Л. Г. Семенюк, В. Г. Григоров // Промышленная энергетика – 1988. – № 2. – С. 44-47.

75. Себеси, Г. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы. / Г. Себеси, П. Брэдшоу. – М.: Мир, 1987. – 592 с.

76. Семенюк, Л. Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания / Л.Г. Семенюк // Промышленная энергетика. – 1987. – № 8. – С. 47-50.

77. Федосов, С. В. Моделирование и расчет систем утилизации теплоты уходящих газов в высокотемпературных процессах строительной индустрии. Монография / С. В. Федосов, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов. – Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный архитектурно-строительный университет», 2010. – 267 с.

78. Азаров, В. Н. К экспериментальной оценке эффективности аппарата мокрой очистки в системах обеспыливания выбросов в атмосферу от печей обжига керамзита / В. Н. Азаров, С. А. Кошкарев, Л. Я. Соломахина. // Инженерный Вестник Дона. – 2014. – № 31. – С. 26.

79. Якимычев, П. В. Ячеечная модель тепломассопереноса в контактном теплообменнике / П. В. Якимычев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов. // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – №3(67). – С. 33-35.

80. Якимычев, П.В. Моделирование и оптимизация тепломассообмена в контактном теплообменнике / П. В. Якимычев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов // Промышленная энергетика. – 2011. – №9.

81. Якимычев, П. В. Моделирование теплового состояния контактных утилизаторов тепла дымовых газов / П. В. Якимычев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов // Труды IX Международной научной конференции «Теоретические основы энергоресурсосберегающих процессов, оборудования и экологически безопасных производств», 2010. – 280 с.

82. Якимычев, П. В. Математическое моделирование процессов тепло-массообмена в контактных экономайзерах / П. В. Якимычев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов. // ИГАСУ. – 2010. – С. 481-484.

83. Якимычев, П. В. Моделирование тепломассопереноса при контактном взаимодействии жидкости и газа / П. В. Якимычев, Н. Н. Елин, В. Е. Мизонов, Н. Р. Лезнова. // Иваново, ИГЭУ. – 2011. – т.2 – С. 305-308.

84. Булыгин Ю. А. Расчет и проектирование теплообменного аппарата: учеб. пособие / Ю. А. Булыгин, В. Н. Апасов. – Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2006. – 136 с.

85. Карев А.Н. Очистка выбросов и утилизация теплоты после распылительной сушки / А.Н. Карев, М.П. Тюрин, Бородина Е.С., Апарушкина М.А. // Дизайн и технологии. – 2020. – № 72. – С.45-48.

86. Карев А.Н. Эффективность использования аппаратов мокрой очистки выбросных газов в промышленности / Карев А.Н., Тюрин М.П. // Современная наука: актуальные проблемы теории и практики. Серия Естественные и Технические науки. – 2021. – №9. – С.19-25.

87. Карев А.Н. Разработка аппарата мокрой очистки выбросных газов и утилизация их теплоты. / Карев А.Н, Тюрин М.П. // Международный Научно-исследовательский журнал (ISSN: 2227-6017). – 2021. – №10(112) – Ч.1. – С.153-158.

88. Карев А.Н. Эффективность применения скрубберного метода очистки выбросных газов в промышленности / Карев А.Н., Тюрин М.П. // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Экология и безопасность жизнедеятельности. – 2021. – №4 – С.371-380.

89. Карев А.Н., Тюрин М.П. Совершенствование работы скруббера для очистки выбросных газов с повышением эффективности за счет вторичного использования теплоты // Безопасность труда в промышленности. 2024 № 12 С. 79–85.

90. Zheng, S. Modeling of heat and mass transfer for dropwise condensation of moist air and the experimental validation / S. Zheng, F. Eimann, C. Philipp, T. Fieback, U. Gross // *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2018. – Vol. 120. – P. 879-894.
91. Shilyaev, M. I. Modeling of heat and mass transfer and absorption-condensation dust and gas cleaning in jets scrubbers. In mass transfer—advances in sustainable energy and environment oriented numerical modeling / M. I. Shilyaev, E. M. Khromova // *IntechOpen: London, UK.* – 2013. – P. 163-194.
92. Morrison, F. A. Data Correlation for Drag Coefficient for Sphere / F. A. Morrison // *Department of Chemical Engineering Michigan Technological University: Houghton, MI, USA.* – 2016.
93. Yang, H. General formulas for drag coefficient and settling velocity of sphere based on theoretical law / H. Yang, M. Fan, A. Liu, L. Dong // *Int. J. Min. Sci. Technol.* – 2015. – Vol. 25. – Iss. 2. P. 219-223.
94. Cheng, N. S. Comparison of formulas for drag coefficient and settling velocity of spherical particles / N. S. Cheng // *Powder Technol.* – 2009. – Vol. 189(3). – P. 395-398.
95. Morsi, E. Optimization of Direct Contact Spray Coolers / E. Morsi, S. Mohamed // *Ph.D. Thesis, University of Wisconsin Madison, Madison, WI, USA.* – 2002.
96. Lin, L. Performance of flow and heat transfer in vertical helical baffle condensers / L. Lin, Y. Chen, J. Wu, Y. Guo, C. Dong // *Int. Commun. Heat Mass Transf.* – 2016. – Vol. 72. – P. 64-70.
97. Mirzabeygi, P. Three-dimensional numerical model for the two-phase flow and heat transfer in condensers / P. Mirzabeygi, C. Zhang // *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2015. – Vol. 81. – P. 618-637.
98. Miliauskas, G. Modelling of water droplets heat and mass transfer in the course of phase transitions. I: Phase transitions cycle peculiarities and iterative scheme of numerical research control and optimization / G. Miliauskas, A. Adomavicius, M. Maziukiene, // *Nonlinear Anal. Model. Control.* – 2016. – Vol. 21. – P. 135-151.

99. Ahmadvand, F. CFD modeling of droplet dispersion in a Venturi scrubber / F. Ahmadvand, M. R. Talaie // *Chem. Eng. J.* – 2010. – Vol. 160. – P. 423-431.
100. Lee, S. W. Droplet size prediction model based on the upper limit log-normal distribution function in venturi scrubber / S. W. Lee, H. No // *Nucl. Eng. Technol.* – 2019. – Vol. 51. – P. 1261-1271.
101. Barati, S. B. Investigation spatial distribution of droplets and the percentage of surface coverage during dropwise condensation / S. B. Barati, N. Pionnier, J.-C. Pinoli, S. Valette, Y. Gavet // *Int. J. Therm. Sci.* – 2018. – Vol. 124. – P. 356-365.
102. Macháčková, A. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger / A. Macháčková, R. Kocich, M. Bojko, L. Kuncická, K. Polko // *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2018. – Vol. 124. – P. 1321-1333
103. Shilyaev, M. I. Modeling of Heat and Mass Transfer and Absorption-Condensation Dust and Gas Cleaning in Jet Scrubbers / M. I. Shilyaev, E. M. Khromova // *IntechOpen: London, UK.* – 2013. – P.163
104. Berthiaux, H. Application of the theory of Markov chains to model different processes in particle technology / H. Berthiaux, V. Mizonov, V. Zhukov V. // *Powder Technology.* – 2005. – Vol. 157(1-3). – P. 128-137.
105. Berthiaux, H. Applications of Markov Chains in Particulate Process Engineering: A Review / H. Berthiaux, V. Mizonov // *The Canadian Journal of Chemical Engineering.* – 2004. – Vol. 85. – No. 6. – P. 1143-1168.
106. Berthiaux, H. Modelling Continuous Powder Mixing by Means of the Theory of Markov Chains / H. Berthiaux, K. Marikh, V. Mizonov, D. Ponomarev, E. Barantzeva. // *Particulate Science and Technology.* – 2004. – No. 4. – P. 379-389.
107. Hossain, M. Heat and mass transfer. Modeling and simulation / M. Hossain // *IntechOpen: London, UK.* – 2011.
108. Wang, X. Synergetic process of condensing heat exchanger and absorption heat pump for waste heat and water recovery from flue gas / X. Wang, J. Zhuo, J. Liu, S. Li // *Appl. Energy.* – 2020 – 261 p.

109. Saari, J. Heat transfer model and optimization of a shell-and-tube district heat / J. Saari, S. Afanasyeva, E.K. Vakkilainen, J. Kaikko // In Proceedings of the 27th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Turku, Finland. – 2014. – P. 15-19.

110. Rahimi, A. Considering roles of heat and mass transfer for increasing the ability of pressure drop models in venturi scrubbers / A. Rahimi, A. Niksiar, M. Mobasheri // Chem. Eng. Process. Process. Intensif. – 2011. – Vol. 50. – P. 104-112.

111. Priedniece, V. Sprayed water flowrate, temperature and drop size effects on small capacity flue gas condenser's performance / V. Priedniece, E. Kalnins, V. Kirsanovs, M. Dzikevics, D. Blumberga, I. Veidenbergs // Environ. Clim. Technol. – 2019. – Vol. 23. – P. 333-346.

112. Chien, L.-H. Experimental study on water spray uniformity in an evaporative condenser of a water chiller / L.-H. Chien, J.-J. Xu, T.-F. Yang, W.-M Yan // Case Stud. Therm. Eng. – 2019. – 15 P.

113. Ramanauskas, V. The water droplets dynamics and phase transformations in biofuel flue gases flow / V. Ramanauskas, G. Miliauskas // Int. J. Heat Mass Transf. – 2019. – Vol. 131. – P. 546-557.

114. Marikh, K. Flow Analysis and Markov Chain Modelling to Quantify the Agitation Effect in a Continuous Mixer / K. Marikh, H. Berthiaux, V. Mizonov, E. Barantzeva, D. Ponomarev. // Chemical Engineering Research and Design. – 2006. – Vol. 84(A11). – P. 1059-1074.

115. Mizonov, V. Application of multi-dimensional Markov chains to model kinetics of grinding with internal classification / V. Mizonov, H. Berthiaux, V. Zhukov V, S. Bernotat // Int. J. Miner. Process. – 2004. – Vol. 74. – P. 307-315.

116. Mizonov, V. Application of the Theory of Markovian Chains to Processes Analysis and Simulation / V. Mizonov, H. Berthiaux, K. Marikh, V. Zhukov V. // Ecole des Mines d'Albi Press. – 2000. – 61 p.

117. Mizonov, V. Application of the Theory of Markov Chains to Simulation and Analysis of Processes with Granular Materials / V. Mizonov, H. Berthiaux, V. Zhukov V. // Ecole des Mines d'Albi Press. – 2002. – 64 p.

118. Mizonov, V. Application of the Theory of Markovian Chains to Simulation and Analysis of Heat Transfer in Particles and Particulate Flows. / V. Mizonov, H. Berthiaux, V. Zhukov // Ecole des Mines d'Albi Press. – 2005. – 59 p.

119. Wei, M. Experimental investigation on vapor-pump equipped gas boiler for flue gas heat recovery / M. Wei, L. Fu, S. Zhang, X. Zhao // Appl. Therm. Eng. – 2019. – Vol. 147. – P. 371-379.

120. Mizonov, V. Transfer in Contact Heat Exchangers / V. Mizonov, N. Yel'in, P. Yakimychev // Energy and Power Engineering. – 2011. – No. 5. – p. 144-149.

121. Zhao, S. Simultaneous heat and water recovery from flue gas by membrane condensation: Experimental investigation / S. Zhao, S. Yan, D.K. Wang, Y. Wei, H. Qi, T. Wu, P. Feron // Appl. Therm. Eng. – 2017. – Vol. 113. – P. 843-850.

122. Cao, E. Heat Transfer in Process Engineering / E. Cao // McGraw-Hill Education: New York, USA. – 2009.

123. Chen, H. Heat exchange and water recovery experiments of flue gas with using nanoporous ceramic membranes / H. Chen, Y. Zhou, S. Cao, X. Li, X. Su, L. An, D. Gao // Appl. Therm. Eng. – 2017. – Vol. 110. – P. 686-694.

124. Kirsanovs, V. Experimental study on the optimisation burning process in the small scale pellet boiler due air supply improvement / V. Kirsanovs, A. Zandeckis, I. Veidenbergs, I. Blumbergs, M. Gedrovics, D. Blumberga // Agron. Res. – 2014. – Vol. 12. – P. 499-510.

125. Blumberga, D. Bioenergy Tehnologies / D. Blumberga, I. Veidenbergs, F. Romagnoli, C. Rochas, A. Zandeckis // Institute of Energy Systems and Environment: Riga, Latvia. – 2011. – 272 p.

126. Bianchini, A. Theoretical model and preliminary design of an innovative wet scrubber for the separation of fine particulate matter produced by biomass combustion in small size boilers / A. Bianchini, M. Pellegrini, J. Rossi, A.C. Saccani // Biomass Bioenergy. – 2018. – Vol. 116 – P. 60-71.

127. Villeneuve, J. A critical review of emission standards and regulations regarding biomass combustion in small scale units / J. Villeneuve, J. Palacios, P. Savoie, S. A. Godbout // Bioresour. Technol. – 2012. – Vol. 111. – P. 1-11.

128. Tamir, A. Applications of Markov chains in Chemical Engineering / A. Tamir // Elsevier publishers, Amsterdam. – 1998. – 604 p.
129. Balmes, J. R. Household air pollution from domestic combustion of solid fuels and health / J.R. Balmes // J. Allergy Clin. Immunol. – 2019. – Vol. 143. – P. 1979-1987.
130. Fernandes, U. Particle emissions from a domestic pellets-fired boiler. Fuel Process. / U. Fernandes, M. Costa // Technol. – 2012. – P. 51-56.
131. Chen, W. Non-linear eddy-viscosity modelling of transitional boundary layers pertinent to turbomachine aerodynamics / W. Chen, F. Lien, M. Leschziner // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1998. – Vol. 19 – No. 4. – P. 297.
132. A. N. Karev, Calculation of Heat and Mass Transfer Processes in a Heat Exchanger / A. N. Karev, M. P. Tyurin, O. I. Sedlyarov, E. S. Borodina // Fibre Chemistry. – 2024. – Vol. 55, No. 6. – P. 413-415. – DOI 10.1007/s10692-024-10503-4. – EDN GESIEC.
133. A. N. Karev, Improvement of Air Purification and Heat Recovery Systems for Industrial Emissions / A. N. Karev, M. P. Tyurin, O. I. Sedlyarov, E. S. Borodina // Fibre Chemistry. – 2024. – Vol. 55, No. 6. – P. 408-412. – DOI 10.1007/s10692-024-10502-5. – EDN SSAJDT.