

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Российский государственный университет
им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство)»
(ФГБОУ ВО «РГУ им. А.Н. Косыгина»)**

**Кафедра энергоресурсоэффективных технологий, промышленной экологии и
безопасности**

**НАУЧНО-КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему:
«РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ МОКРОЙ ОЧИСТКИ ВЫБРОСНЫХ ГАЗОВ»

7429012@mail.ru

Направление подготовки: 05.06.01 Науки о Земле

Направленность: «Экология»

Научный руководитель:

Москва – 2022

Содержание

Введение	5
1. Глава 1. Использование скрубберного метода для повышения эффективности утилизации тепла уходящих продуктов сгорания	9
1.1. Основные способы очистки выбросных газов	9
1.2. Аппаратурное оформление процесса мокрой очистки выбросных газов	11
1.2.1. Конструкция и эксплуатация скруббера	11
1.2.2. Типы скрубберов	14
1.2.3. Основные определения, принцип работы	20
1.2.4. Достоинства и недостатки скрубберов	29
1.3. Основные типы контактных теплообменных аппаратов, их конструкции и принцип действия	31
1.3.1. Стабильные голяные экономайзеры контактного типа ЭК-БМ1-1, ЭК-БМ1-2	22
1.3.2. Экономайзерный агрегат АЭ-06	34
1.4. Математическое моделирование взаимодействия парогазовой смеси с орошаемой водой насадкой. Ячеечные модели тепломассопереноса	38
1.5. Опытные результаты исследований	41
Заключение главы 1	43
2. Глава 2. Создание новой расчетной ячейочной модели для определения тепломассообменных процессов в контактных теплообменниках	44
2.1. Основополагающие характеристики ячейочной расчетной модели	44
2.2. Структура внутренней локации контактного теплообменника	56
2.3. Формирование математической модели	62
2.4. Анализ результатов некоторых расчетов	70
Выводы по главе 2	82
3. Глава 3. Рационализация рабочего режима теплообменного аппарата с	

помощью ячеечной модели	83
3.1. Выбор характерных параметров	83
3.2. Рационализация рабочих характеристик анализируемого аппарата	91
Выводы по главе 3	102
4. Глава 4. Внедрение новой расчетной методики	104
4.1. Применение полученных результатов по новой методике на технологической линии	104
4.2. Расчет теплообменного аппарата по классической усредненной методике	107
4.3. Проверка по новой модели расчетных данных контактного теплообменника	115
4.4. Программная реализация расчетной модели теплообменных аппаратов	123
Выводы по главе 4	126
5. Глава 5. Выводы	127
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	129

Аннотация: Энергосбережение – одно из ведущих направлений энергетического развития Российской Федерации. Совершенствование системы утилизации выбросных газов при сжигании твердого топлива дает возможность утилизировать тепловую энергию продуктов сгорания. При этом одним из перспективных направлений считается утилизация теплоты в контактных теплообменниках. Известно, что в процессе сжигания углей различной зольности образуется пыль и зола, вредные для окружающей среды, поэтому контроль выбросов имеет первостепенное значение. Широкий спектр методов борьбы с выбросами отражается в применении мокрой очистки выбросных газов, который в свою очередь считается одним из наиболее эффективных и широко применяемых. Актуальность исследования состоит в повышении экологической и технологической энергетической эффективности систем очистки газов в аппаратах мокрой очистки с последующей утилизацией тепловой энергии в контактном теплообменнике.

Ключевые слова: скруббер, контактный теплообменник, тепловая энергия, конденсация, энергосбережение

Abstract: Energy conservation is one of the leading areas of energy development in the Russian Federation. Improving the system for utilizing the heat of exhaust gases when burning solid fuel makes it possible to utilize the thermal energy of combustion products. At the same time, heat utilization in contact heat exchangers is considered one of the promising directions. It is known that in the process of burning coals of various ash content, dust and ash are formed, which are harmful to the environment, therefore, emission control is of paramount importance. A wide range of abatement techniques is reflected in the use of wet scrubbing of exhaust gases, which in turn is considered one of the most effective and widely used. The relevance of the study consists in increasing the environmental and technological energy efficiency of gas cleaning systems in wet cleaning devices with subsequent utilization of thermal energy in a contact heat exchanger.

Key words: Scrubber, contact heat exchanger, heat energy, condensation, energy

saving.

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

Введение

Актуальность темы 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 экосистемами.

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 математического аппарата 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.

Объект исследования – контактный теплообменник.

Предмет исследования – процессы тепломассообмена в контактном теплообменнике.

Целью работы является создание более эффективного теплотехнического оборудования посредством определения основных рабочих параметров на основе новой разработанной ячеечной модели, которая более детально учитывает протекающие процессы в установках такого рода.

Работа выполнялась в рамках Гранта РФФИ - 20-38-90061 «Аспиранты», № Договора 20-38-90061\20 от 31.08.2020г.

Методы исследования и технические средства решения задач.

Достоверность полученных результатов на основе новой расчетной модели, подтверждается данными, полученными экспериментальным путем.

Научную новизну исследования составляют следующие позиции:

1. 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 позволяет получить более эффективные параметры и результаты.

2. Математически доказывается важность учета влажности рабочего газа на входе в аппарат, так как именно содержание влаги в рабочем теплоносителе определяет вклад тепловой мощности в аппарат.

3. математически представляется зависимость, позволяющая определить оптимальную высоту анализируемого теплообменного аппарата, когда реализуется максимальная разность между его тепловой мощностью и мощностью, которая уходит на обеспечение транспорта рабочего газа через рабочую загрузку.

4. Практически найдены критериальные зависимости, позволяющие определить локальные коэффициенты теплоотдачи и массоотдачи и потерю давления, при этом достигается наименьшая погрешность по сравнению с

данными, полученными экспериментальным путем. Определена математически зависимость, позволяющая выяснить зависимость между размерами рабочей загрузки и ее аэродинамического сопротивления от плотности орошения.

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 чём повышается не только общая чувствительность организма к воздушным аллергенам, вместе с тем растёт риск возникновения заболеваний дыхательных путей и смертность.

Воздух необходим не только для осуществления жизненных процессов на планете. В огромных объёмах 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 серьезно 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, её важность для

обеспечения качества жизни сложно переоценить.

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 степени утилизации теплоты отходящих от теплотехнологических 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 экономить воду.

Процесс теплообмена в контактных теплообменниках весьма сложен для математического моделирования и расчета, так как общая интенсивность передачи теплоты в нём 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.

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 [1]. 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.

Повышение достоверности проектирования контактных теплообменников и выбор рациональных режимов их эксплуатации может быть достигнут при использовании математической модели сопряженных процессов теплообмена в подобных аппаратах. Математическая модель позволяет рассчитывать распределение температур теплоносителей и влагосодержания парогазовой смеси по высоте контактной камеры и её компьютерной реализации. Разработка таких моделей является актуальной научной и технологической задачей, что и определило цель ряда исследований [2, 3, 4, 5, 6, 23, 25]. Ряд практических опытов был выполнен в рамках Гранта РФФИ на базе лаборатории РГУ им. А.Н. Косыгина [9]. 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.

Глава 1. Использование скрубберного метода для повышения эффективности утилизации тепла уходящих продуктов сгорания

Основные способы очистки выбросных газов

Промышленные предприятия являются одним из основным источников выбросов в атмосферу двуокиси углерода (CO₂), оксидов серы (SOX) и азота (NOX), 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, CO, щелочей, твердых частиц. Особое внимание уделяется качеству воздуха не только на промышленных предприятиях, но и на предприятиях судостроения. Так, Международная морская организация снизила глобальное максимальное содержание серы в топливе с 3,5% до 0,5% м/м [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.) [13,14,15].

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].

Ещё одним эффективным способом газоочистки является мокрый способ. Этот процесс основан на контакте загрязнённого газового потока с жидкостью, которая захватывает взвешенные частицы и уносит их из аппарата в виде шлама [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.

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, обладающий необходимыми возможностями, можно предотвратить попадание вредных загрязняющих веществ в атмосферу.

Мокрые скрубберы остаются одним из популярных типов для проведения процесса мокрого пылеулавливания.

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.

Мокрый скруббер — это простой метод очистки выбросного воздуха или газа с предприятия для удаления токсичных или пахнущих соединений. На рисунке 1.1 представлена модель скруббера с указанием направления входящих в него потоков.

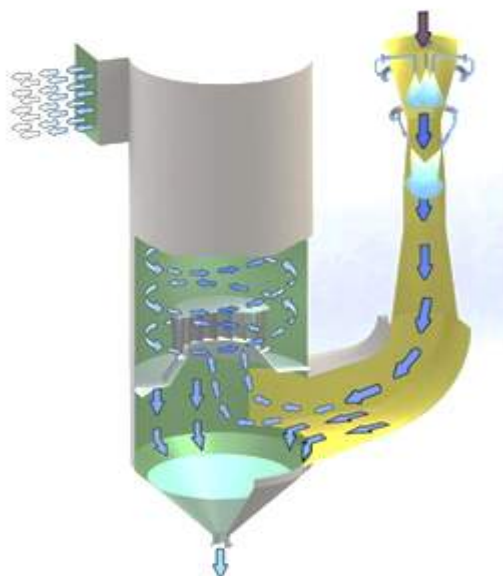


Рис.1 – Модель скруббера

Рисунок 1.1 Модель скруббера

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.

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.

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, 18, 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.

Типы скрубберов

В своей статье Дипак К Саркар, опираясь на ряд обзорных исследований¹, 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 дефлекторы 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 1.2), 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.

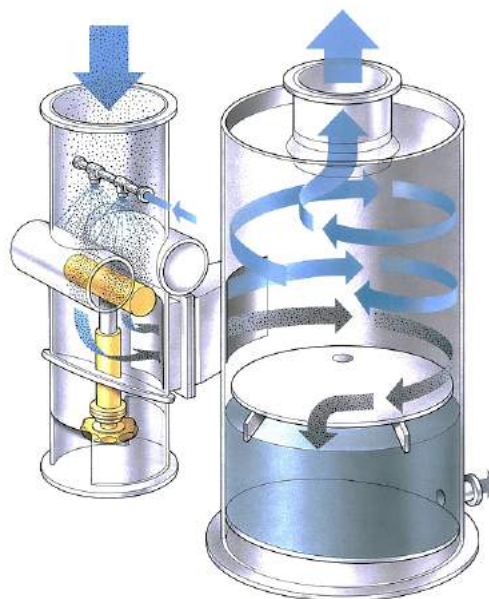


Рисунок 1.2. Скруббер Вентури

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. Очистители обладают таким преимуществом как низкая скорость рециркуляции воды.

Ударные скрубберы (лотково-башенные). Ударные (рисунок 1.3) 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. 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.

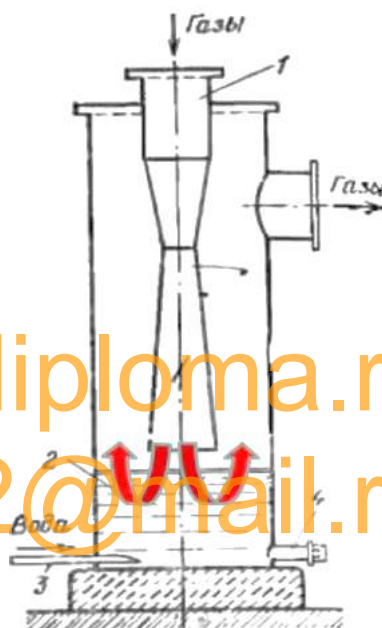


Рисунок 1.3. Ударно-инерционный скруббер с указанием потока входящего в аппарат газа

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. 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.

Сухие скрубберы. Применяются для удаления кислых и пахучих газов из котлов, мусоросжигательных установок и очистных сооружений сточных вод. Инжекторы сухого сорбента впрыскивают щелочной материал в газовый поток для взаимодействия с кислыми газами. В результате реакции образуются твердые соли, которые удаляются в устройстве контроля твердых частиц системы. Эффективность этих устройств может быть повышена путем увеличения влажности или использования мокрой очистки в дополнение к сухому впрыску.

Сухие распылительные абсорберы представляют собой упакованные башни, в которых газы контактируют с распыленной щелочной суспензией. В результате образуются твердые соли, которые затем могут быть удалены в

устройстве контроля твердых частиц системы.

Существуют также распылительные сушилки, эффективность которых выше 80%.

Распылительные сушилки. Данный вид скрубберов используется для контроля тяжелых металлов. Они впрыскивают щелочную суспензию в газовый поток, в результате чего вода в суспензии испаряется, что приводит к охлаждению газов сгорания. Это охлаждение существенно обезвоживает тяжелые металлы, позволяя им конденсироваться в твердые частицы, которые затем легко захватываются электростатическим осадителем или тканевым фильтром. Этот метод сбора достаточно эффективен. Однако удалить достаточно токсичную ртуть сушилки могут лишь на 50%.

В исследовании Марка Рогоф и Франсуа Скрив дается следующее описание газоочистки [4].

В полусухой системе (или распылительной сушилке) используется влажный реагент для известкового шлама. Распылительные сушилки удаляют кислый газ в двухступенчатой системе, состоящей из абсорбера распылительной сушилки (SDA) с последующим контролем твердых частиц. SDA использует либо двойное жидкое сопло, либо роторную систему впрыска распылителя для создания мелких капель суспензии реагента. Мелкие капли имеют большее отношение площади поверхности к объему и за счет увеличения площади поверхности, контактирующей с дымовыми газами, поглощение кислых газов в них усиливается.

Зона подготовки суспензии реагентов включает силос для хранения реагентов (известии), гасители реагентов, резервуар для хранения суспензии и резервуар для разбавления воды. Сухой реагент смешивается с разбавляющей водой в гасителях для образования суспензии, которая хранится в шламовых резервуарах. Скорость нагнетания суспензии и разбавляющей воды контролируется сигналами от встроенных устройств (CEMs) и температуры выхода SDA.

Горючие газы покидают секцию экономайзера каждого котла и проходят через специальное устройство. Суспензия реагента вступает в реакцию с кислотными составляющими, нейтрализуя их и образуя частицы соли. Влажная суспензия, прежде чем попасть в тканевый фильтр, также гасит любые раскаленные частицы. Суспензионная влага испаряется, тем самым контролируя входную температуру смеси, попадающей в мешочную камеру.

Применение тканевых фильтров является относительно новым способом удаления загрязнений. Указано, что многие недостатки использования тканевых фильтров устраняются или существенно снижаются за счет внедрения комбинированных систем. Такие комплексы не подвержены пожарам, так как способны долго удерживать пыль в распылительной сушилке и охлаждать газы. Как следствие, высокие температурные отклонения в них маловероятны. Кроме того, добавление щелочного реагента приводит к более эффективным фильтрующим характеристикам и снижению коррозионного потенциала.

К преимуществам данных систем относят прежде всего одновременное удаление кислотных газов и твердых частиц. При этом удаляются достаточно мелкие частицы и микроэлементы, в результате остается стабильный сухой остаток, требующий менее дорогостоящую утилизацию. Помимо этого, значительно снижается коррозионный потенциал, что позволяет расширить использование строительных материалов, увеличивает срок службы оборудования и снижает капитальные затраты. Температура дымовых газов в таких системах выше точки росы, что приводит к отсутствию видимого шлейфа конденсации, стоит отметить и тот факт, что для подъема шлейфа не требуется повторный нагрев.

Конечно, не обходится и без недостатков. Система может засориться, а инжекторные сопла подвергаются эрозии из-за абразивных свойств суспензии. На стенках камеры и воздуховода образуется шлам. Прекращение испарения суспензионной влаги приводит к появлению «слепых» мешков. Помимо вышеперечисленного повышается расход реагента, так как нет возможности его

переработать.

Мейерван Бойс дает описание системы газоочистки в справочнике по газотурбинной технике [6]. Он пишет, что оборудование для удаления твердых частиц и жидкостей из топливно-газовых систем очистного оборудования должно быть приспособлено как к процессам удаления твердых частиц, так и к процессам удаления жидкостей. В мерах безопасности следует избегать присутствия жидкости в топливных газах, поскольку это вызовет серьезные повреждения газовой турбины. Поэтому необходимо оборудование, которое удаляло бы жидкости из топливного газа. Стоимость дополнительного защитного оборудования, такого как выбивные барабаны или вертикальные коалесцирующие системы, составляет менее половины одного процента от стоимости установки.

doklad-diploma.ru
Основные определени, принцип работы
7429012@mail.ru

Для понимания работы той или иной системы необходимо знание основ и принципов. Работа скрубберов зависит от ориентации потока. То есть способа, которым жидкость течет по отношению к потоку газа. Она влияет на эффективность сбора частиц в скруббере, его размеры, перепад давления и скорость газа. В поперечном или горизонтальном потоке жидкость течет перпендикулярно потоку газа. Такое расположение влечет высокий расход, а также снижается эффективность по сравнению с противоточным потоком.

Одной из отличительных характеристик моделей скрубберов является место работы и способ их установки.

Стационарные или закрытые скрубберы размещаются непосредственно в здании или корпусе. Они обычно используются для очистки технологических выхлопных газов из потоков промышленных отходов до их выброса в

атмосферу.

Портативные скрубберы являются небольшими агрегатами, используемыми для местной очистки помещений. Для удобства транспортировки в их конструкцию включают колёса или ручки. Существуют скрубберы, установленные на полозьях или опорных плитах, расположенных на полу. Зачастую в них предусмотрены пазы для вилочных погрузчиков, чтобы перемещаться вокруг объекта. Также имеются скрубберы, предназначенные для установки на трейлере или тележке для передвижного удаления загрязнений.

Для любого устройства важны технические характеристики. Под ними понимают оценку, присвоенную производителем, которая описывает производительность. Параметры, о которых пойдёт речь ниже, необходимо учитывать при выборе подходящего скруббера в зависимости от целей и условий применения.

Воздушный поток или расход газа определяет допустимые затраты потока газа через скруббер. Он измеряется в кубических метрах в минуту, что касается иностранных производителей, то данная характеристика у них представлена в футах в минуту.

Расход жидкости или воды определяет предполагаемый расход или диапазон расхода жидкости в системе и поэтому может быть задан как соотношение жидкости к газу (Л/Г). У зарубежного производителя часто описывается в галлонах в минуту (gpm). Эта характеристика показывает эксплуатационный расход системы.

Минимальный размер фильтруемых частиц указывает на диаметр твердых частиц, которые может захватывать пылеуловитель, измеряется в микрометрах (мкм). Этот параметр определяет диапазон возможностей устройства, соответствующие конкретным задачам очистки.

Эффективность сбора или скорость улавливания определяют процентное содержание твердых частиц и / или газообразных загрязняющих веществ в отфильтрованном газовом потоке, который удаляется скруббером.

Эффективность может сильно варьировать для различных типов скрубберов и различных газовых потоков.

Фильтрующая система, разработанная с абсолютной степенью удаления не более трех микрон называется рекомендуемым оборудованием для удаления твёрдых частиц. Обычно выпускается в вертикальной конфигурации и состоит из ряда параллельных фильтрующих элементов, прикрепленных к трубчатому листу. Элементы меняются после достижения заданного перепада давления при заданном объемном расходе газа.

Зачастую рекомендуют дуплексные устройств, поскольку это позволяет изолировать одно из устройств для технического обслуживания, пока другое находится в эксплуатации. Если газ нагревают перед фильтрацией, то фильтрующие элементы должны соответствовать максимальным требованиям к температуре газа.

Система очистки для удаления жидкости должна включать следующее оборудование в соответствующем порядке:

- Станция снижения давления
- Сухие скрубберы
- Фильтр-сепаратор
- Пароперегреватель

Многие из газопроводов имеют давление выше 1000 фунтов на квадратный дюйм (69 бар), что является достаточно высоким значением. Параллельно с этим зачастую они содержат большое количество влаги. При таких условиях газ должен был бы нагреваться выше. Это позволило бы избежать образования гидратов и слипания конденсированных углеводородов после расширительных клапанов, которые в противном случае оставались бы в газовой фазе на протяжении всего процесса удаления жидкостей. Такой нагреватель не обеспечит достаточной энергии для удовлетворения минимального требования к перегреву 50 °F (10 °C) на входе в модуль управления газом, но может предотвратить сбор свободных жидкостей.

Для всех объектов рекомендуется использовать вертикальный газоотделитель, за которым следуют либо дуплексные многотрубные фильтры, либо фильтр-сепаратор и пароперегреватель. Каждый из двухшпиндельных блоков должен быть рассчитан на 100% от расхода системы, чтобы один из них мог оставаться в режиме реального времени, пока выполняется техническое обслуживание другого.

Концепция заключается в следующем. Если газ влажный и в поступающем газе присутствует шлам, то перед станцией снижения давления может потребоваться сухой скруббер, поскольку все топливные газовые системы должны обрабатываться так, как если бы они были загрязнены жидкостями.

Однако кондиционирование топливного газа требует удаления из газового потока как жидких, так и твердых загрязняющих веществ. Эти сухие скрубберы и коалесцирующие фильтры должны располагаться как можно ближе к газовой турбине.

Установки, о которых уже упоминалось ранее – сухие скрубберы. Они представляют собой многоциклонные (многоклонные) инерционные сепараторы, которые удаляют как жидкости, так и твердые материалы без использования очищающих масел или жидкостей. Такие сооружения практически не требуют технического обслуживания, за исключением продувки сливного бачка.

Сухие скрубберы должны быть объединены с коалесцирующими фильтрами, чтобы обеспечить защиту во всем рабочем диапазоне газовой турбины. Как правило, используются вертикальные агрегаты, и в нескольких газотурбинных установках рекомендуется использовать по одному агрегату на турбину. Каждая газовая турбина в установке должна иметь свою собственную систему очистки, а в месте перекачки газа рекомендуется как минимум один выбивной барабан. На передаточной станции следует установить аналогичную систему, расположенную на отдельных газовых турбинах. Фильтр-сепаратор

также необходим для обеспечения защиты диапазона расхода и минимизации любого переноса жидкости в нагреватель.

Сухой скруббер и нагреватель обычно используются выше по течению от станции снижения давления. Там также требуются фильтр/сепаратор и пароперегреватель. Подвод тепла может быть сведен к минимуму, нагреваясь до уровня, который позволяет избежать образования гидратов и позволяет нижестоящему фильтру / сепаратору удалять жидкости путем физического разделения

Рассмотрим также систему управления топливом на природном газе.

Коалесцирующие фильтры обычно используются в сочетании с сухим скруббером для удаления всех капель жидкости. Им всегда должно предшествовать устройство для удаления жидкости и твердых веществ, чтобы предотвратить попадание валовых количеств загрязнений. Как правило, коалесцирующие фильтры удаляют все капли и твердые частицы размером более 0,3 мкм.

Фильтрующий блок состоит из вертикального сосуда высокого давления, который содержит ряд параллельных трубчатых фильтрующих картриджей. Влажный газ, содержащий мелкие капли, проходит через фильтр, где капли сталкиваются с волокнистым фильтрующим материалом. Эти капли сливаются с другими и образуют более крупные, которые затем самотеком удаляются из фильтрующего элемента и собираются в поддоне.

Фильтр-сепаратор объединяет сменные фильтрующие элементы вместе с лопастными газоуловителями в одном сосуде. Газ сначала проходит через фильтрующие элементы, позволяя более мелким частицам жидкости коалесцироваться, а твердые частицы удаляются. Благодаря коалесцирующему эффекту лопасть способна удалять больше свободных жидких частиц, чем сухой скруббер или вертикальный газоотделитель.

Фильтр-сепаратор также сохраняет свою гарантированную эффективность разделения 0 - 100% от проектной пропускной способности.

Фильтрующие сепараторы часто используются вместо фильтров, когда ожидается высокий расход жидкости. Фильтр-сепаратор также удаляет твердые частицы из газового потока, но его необходимо периодически отключать, чтобы заменить загрязненные фильтрующие элементы. По этой причине блоки с базовой нагрузкой требуют дуплексного расположения, которое позволяет выполнять техническое обслуживание одного блока, пока другой находится в эксплуатации.

В работе Simona Ciuta дан анализ контроля загрязнения воздуха при помощи оборудования APC [3]. Оно устанавливается в системах термической обработки отходов в соответствии с нормами выбросов в атмосферу. Оборудование APC используется на стадиях очистки и кондиционирования, а также обработки дымовых установок газификации и пиролиза отходов. Как правило, оно включает скрубберы, циклоны, тканевые фильтровальные мешки и ЭСП. Дополнительные методы удаления включают каталитическое восстановление, впрыскивание сухого сорбента и конденсацию дымовых газов.

Скрубберы используются для удаления кислых газов, таких как HCl и SO₂, а также щелочных газов. Существует несколько типов скрубберов: влажные, полусухие и сухие. Отличительным фактором между ними является окружающая среда.

Влажные скрубберы растворяют дымовые газы в водном промывочном растворе, таком как гидроксид натрия (NaOH), удаляют кислоты на первой стадии, SO₂ - на второй стадии при pH, близком к нейтральному или щелочному. Преимущество мокрых скрубберов состоит в том, что они, как правило, дешевле полусухих и сухих скрубберов. Однако производимые ими сточные воды должны быть обработаны и сброшены.

Полусухие скрубберы распыляют дымовой газ водным абсорбирующим агентом, а сухие скрубберы пропускают газ через мелкий сухой порошок, например, известь. Кислоты вступают в реакцию с известью, а твердые продукты реакции отфильтровываются. Полусухие и сухие скрубберы менее

подвержены коррозии и не выделяют сточные воды, вместе с тем они потребляют больше химических веществ и дают твердые остатки.

Циклоны, тканевые фильтровальные мешки и ESP удаляют твердые частицы и летучую золу из дымовых газов по инерции. Они состоят из цилиндрической камеры. Так как эффективность удаления ограничена, то их используют в установках в качестве дополнения к другим стадиям очистки.

Тканевые фильтровальные мешки являются наиболее часто используемым оборудованием, поскольку они обладают высокой эффективностью удаления твердых частиц для крупных и мелких фракций. Частицы улавливаются в серии фильтровальных мешков, когда дымовой газ проходит через них, а затем воздух продувается в противоположном направлении, чтобы очистить фильтры и собрать пыль.

ESP использует высокое электрическое напряжение для зарядки частиц и осаждения их на электрод для сбора. Он имеет ограниченную эффективность в удалении мелких частиц, и часто устанавливается вместе с тканевыми фильтровальными мешками.

Каталитическое восстановление, активированный уголь и впрыск сухого сорбента используются для уменьшения содержания NO_x и удаления тяжелых металлов, диоксинов/фуранов и твердых соответственно. Оксиды азота могут быть разрушены с помощью селективного некаталитического восстановления (SNCR) или селективного каталитического восстановления (SCR).

SNCR использует сухую мочевины в качестве восстановителя при температурах 900 - 1050°C для образования воды и N_2 , в то время как SCR использует катализатор, состоящий из смеси аммиака и воздуха, для образования кислорода и воды. SNCR дешевле и дает меньше проблем с коррозией, в то время как SCR более эффективен. Активированный уголь и щелочные сорбенты, такие как известь и NaOH , вводятся в дымовые газы для удаления летучих тяжелых металлов и кислых газов.

Щелочные металлы не входят в число основных загрязнителей, но они

тесно связаны с выбросами твёрдых частиц. Щелочи, которые способствуют шлакообразованию в системах термической обработки отходов — К, Na, Cl и кремнезем. Пары щелочи могут химически ухудшать эффективность керамических барьерных фильтров, используемых для удаления частиц в системах очистки горячего синтез-газа. Пары щелочи направляются через охлаждение синтез-газа перед использованием в турбинах. Связанные с этим потери энергии привели к исследованию альтернатив, которые включают использование керамических фильтров, называемых “геттерными слоями”. Они способны переносить высокие температуры.

В целом газификация и пиролиз производят меньший объем синтез-газа, чем установки WtE, поэтому на них требуется меньшее оборудование APC. Кроме того, синтез-газ менее разбавлен, чем дымовые газы из WtE (из-за отсутствия избыточного воздуха), соответственно легче удалить загрязняющие вещества из потока синтез-газа на стадиях очистки в процессах газификации и пиролиза. Более высокая температура и давление синтез-газа по сравнению с дымовыми газами WtE также облегчает удаление загрязняющих веществ, таких, как тяжелые металлы.

Одним из перспективных направлений является совершенствование и разработка новых конструкций центробежно-инерционных пылеуловителей.

Таким конструкциям были посвящены работы Набилль Харуа, Лиес Хеззар, Зубир Немути [4].

В статье приведены результаты исследований процесса улавливания летучей золы в экспериментальной модели электроциклона. Установлено, что в разработанной конструкции аппарата степень очистки при электроциклонном режиме значительно выше (близка к 100%), чем при циклонном (90-90%). Приведены результаты исследований влияния формы циклона и пылесборника на пылегазовый поток в аппаратах инерционного типа (циклоне), а также на эффективность работы и производительность устройств.

Помимо этого, есть результаты экспериментального исследования и

численного моделирования изменения и падения аэродинамического давления – одного из существенных параметров характеристики циклонов с применением численного моделирования гидродинамики очищаемого потока газа (CFD) с учетом изменяющихся напряжений Рейнольдса (RSM).

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.

В настоящее время продолжаются 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 режима уравнений Эйлера, описывающих гидродинамику течения трехфазных потоков (газ – жидкость – твердое тело) и оценки эффективности очистки потока газа от пыли в скруббере мокрой очистки.

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 чём 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 электроснабжения установок.

Не маловажным отрицательным фактором скрубберов, используемых на крупных промышленных комплексах, является загрязнение воды. Это требует установки очистных сооружений для сточных вод или специальных отстойников, что повышает стоимость производства.

И, конечно, извлечь полезный продукт для повторного использования становится сложной задачей, так как скрубберный шлам подвергается дегидратации и сушке.

Отходы процесса очистки, независимо от её типа, должны быть безопасно утилизированы, так как редко могут быть повторно использованы. Поэтому сухая очистка на данный момент более распространена. Ведь объем отходов в разы меньше, чем при влажной очистке [11].

Основные типы контактных теплообменных аппаратов, их конструкции и принцип действия

Стальные водяные экономайзеры контактного типа ЭК-БМ1-1, ЭК-БМ1-2

Для подогрева воды низкотемпературными газами ($< 100^{\circ}\text{C}$) 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.

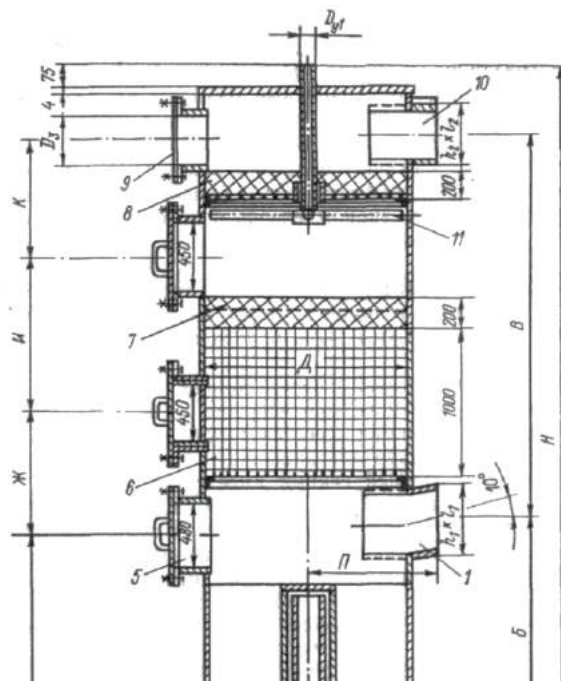


Рисунок 1. 4. Блочный контактный экономайзер ЭК-БМ1

- 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 50X50x5 мм, уложенных рядами;
- 7 — то же, загруженных навалом;
- 8 — каплеулавливающий насадочный слой;
- 9 — люк-взрывной клапан;
- 10 — патрубок для отвода охлажденных газов;
- 11 — водораспределитель.

doklad-diploma.ru
 7429012@mail.ru

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

№ п/п	Параметры	Ед.изм	Кол-во
1	Тепловая мощность	МВт (Гкал/ч)	0,6 (0,5)
2	Температура газов на входе и выходе	°С	140/(40-50)
3	Коэффициент избытка воздуха в газах, не более		1,4
4	Расход газов	кг/с (кг/ч)	30 (10620) 20
5	Расход нагреваемой воды	т/ч	45-55 35-45

			300
6	Температура в контактной камере нагрева воды	°С	2800 2150 5570
7	водопроводной		3100 2200
8	Аэродинамическое сопротивление,	Па	0,6 (0,5)
9	Габариты,	мм	140/(40-50)
10	длина	мм	1,4
11	ширина	мм	30 (10620) 20
12	высота	мм	45-55 35-45 300
13	масса	кг	2800 2150 5570
14	металлоконструкций	кг	3100 2200
15	керамической насадки	кг	0,6 (0,5)

Наибольшее применение в качестве контактных экономайзеров нашли аппараты с орошаемой насадкой, а наиболее распространенными элементами насадки являются керамические кольца Рашига [1]. Распределение воды обычно происходит с помощью перфорированных труб. Схема контактного экономайзера типа ЭКБ показана на рисунке – 1.4.

Экономайзерный агрегат АЭ-06

НИИ Санитарной техники и оборудования зданий разработана (Рисунок – 1.5.) конструкция экономайзерного агрегата АЭ-06. Он обеспечивает нагрев воды до 40-45 °С. Параметры разработанной установки приведены в Таблице –

1.2.

Таблица 1.2. – Параметры экономайзерного агрегата АЭ-06

Параметры	ЭК- БМ1-1	ЭК- БМ1-2
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
Давление воды перед распределителем, МПа, не более	0,049	0,049
Аэродинамическое сопротивление при номинальной загрузке, Па	300...5 00	300...50 0
В л агосо держание 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
---------	------	------

Аппарат содержит поверхностный водоподогреватель, предназначенный для подогрева воды, декарбонизатор для снижения содержания углекислоты в конденсате водяного пара, две обогревательные камеры для предотвращения замерзания воды промежуточного циркуляционного контура в случае выключения, особенно при установке его на открытом воздухе.

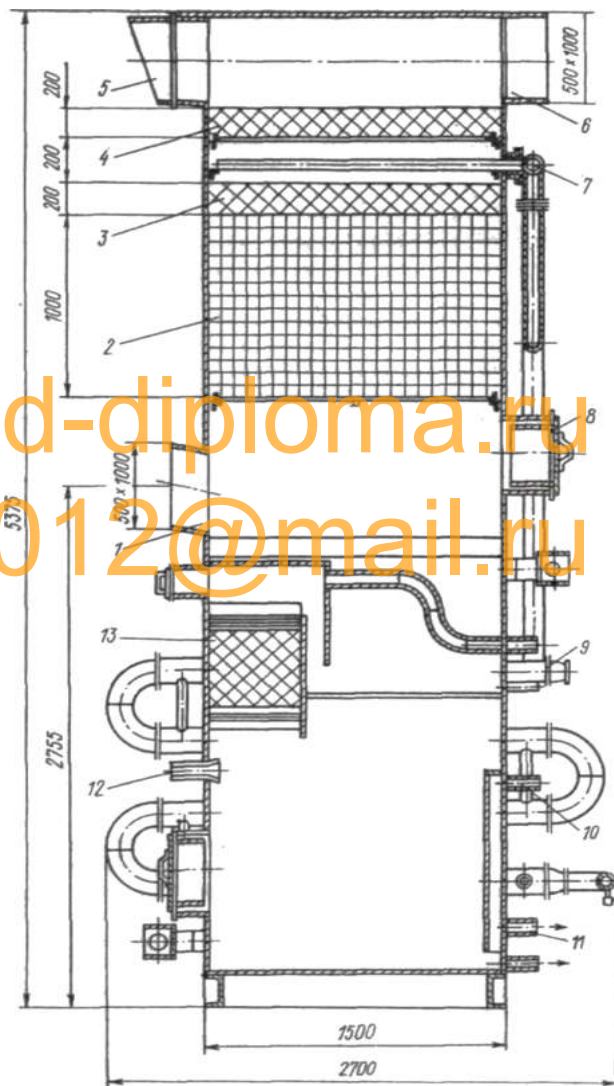


Рисунок – 1.5. Контактный экономайзер АЭМ-0,6

1 — входной патрубок горячих газов;

2 — рабочий слой кольцевых насадок размерами 50X50x5 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;

13 - насадка декарбонизатора

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

Математическое моделирование взаимодействия парогазовой смеси с орошаемой водой насадкой. Ячеечные модели тепломассопереноса

В различных работах приведена подробная классификация ячейечных моделей по структуре самих цепей и по структуре переходной матрицы, а также модификации моделей в случае действия в цепи источников и стоков, их взаимодействия с параллельными цепями и др. [9, 24, 25]. Во многих случаях переходные вероятности могут трактоваться как доли исследуемого свойства, переносимые между ячейками за один переход. В этом смысле расчетная процедура (Рисунок – 1.6.) является матричным аналогом явной разностной схемы численного решения параболических уравнений, к которым относятся все упомянутые выше уравнения переноса теплоты и массы.

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ P_{21} & P_{22} & P_{23} & \dots & 0 & 0 \\ 0 & P_{32} & P_{33} & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & P_{n-1,n-1} & P_{n-1,n} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & P_{n,n-1} & P_{nn} \end{bmatrix},$$

Р
и

сунок – 1.6. Ячеечная модель.

Поэтому эта схема нашла успешное применение в моделировании процессов теплопроводности, осложненной действием тепловых источников, сушки и ряда совмещенных тепломассообменных процессов [25, 9, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 21, 34, 35].

Математический аппарат ячейечных моделей универсален, а их применение к описанию конкретных процессов заключается в выборе параметров состояния и раскрытии смысла переходных вероятностей,

сгруппированных в матрицу вида (Рисунок – 1.7.) - матрицей переходных вероятностей. Поэтому он зачастую выбирается как инструмент математического моделирования исследуемого процесса [21].

$$\Delta H_d = H_d \cdot \left(\frac{273 + t_l}{273 + t_{yx}} - 1 \right)$$

Р

исунок – 1.7. Матрица переходных вероятностей

Аппараты мокрой очистки работают по принципу осаждения частиц пыли либо на поверхность капель жидкости, либо на поверхность плёнки жидкости. Осаждение частиц пыли на жидкость происходит под действием сил инерции и броуновского движения. Кроме этих основных сил на процесс осаждения влияют турбулентная диффузия, взаимодействие электрически заряженных частиц, процессы конденсации. Во всех случаях очистки газа в мокрых пылеуловителях важным фактором является смачиваемость частиц жидкостью – чем лучше смачиваемость, тем эффективнее процесс очистки [34].

Стоимость аппаратов мокрой очистки сравнительно небольшая. Они более эффективно улавливают твердые частицы размером до 0,1 мкм и другие вредные вещества. Их можно применять для газов с высокой температурой

Как упоминалось ранее, в качестве газоочистных устройств находят применение трубы Вентури в сочетании с каплеуловителями (мокрая газоочистка), электрофильтры и тканевые фильтры (сухая газоочистка), причем система очистки газов обычно включает два или более последовательно установленных газоочистных аппарата [35].

В математическом моделировании по данной теме среди подходов к описанию эволюции аддитивных свойств в разнообразных технологических процессах можно выделить подход, основанный на теории цепей Маркова [9].

Новый интерес к этому подходу в значительной степени инициирован монографией А. Тамира и многочисленными работами Мизонова В.Е. и Бертье А. с соавторами [31, 32, 37]. В его рамках реализуется стратегия системного

анализа, когда в рабочем объеме аппарата выделяется ячейка, свойства которой могут быть более или менее достоверно описаны на современном уровне знаний и эмпирического обеспечения. Затем строится математическая модель этой ячейки на основе известных балансовых соотношений, а после этого предлагается некоторый алгоритм сборки моделей отдельных ячеек в общую модель исследуемого процесса.

В указанных работах были построены ячеечные модели различных процессов: транспортирования, непрерывного и периодического смешения, классификации, истирания и измельчения сыпучих материалов, а также ряда тепломассообменных процессов в промышленных аппаратах. Полученные результаты обобщены в монографиях и учебном пособии [9, 14, 15, 18, 38]. Применение этого подхода к моделированию процессов, сопровождающихся фазовыми переходами во взаимодействующих средах, также описано в ряде работ [14].

Есть и некоторые результаты численных экспериментов [21]. При этом для идентификации параметров математической модели использовались данные Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) [4]. Также была разработана ячеечная математическая модель процесса тепломассобмена в контактном теплообменнике, позволяющая рассчитывать процессы тепломассопереноса по локальным параметрам состояния теплоносителей, что позволило более достоверно определять количество переданной теплоты и массы конденсирующейся или испаряющейся влаги [21].

Также было разработано программно-алгоритмическое обеспечение модели в среде MATLAB, позволяющее исследовать влияние различных параметров процесса на его энергетические показатели.

Были выполнены численные эксперименты, которые показали влияние конструктивных и режимных параметров процесса на распределение температур и влагосодержания теплоносителей по длине теплообменника. В

подавляющем большинстве практически важных случаев определяющий вклад в тепловую мощность процесса вносит теплота конденсации влаги, причем фазовое равновесие наступает на неполной высоте теплообменника, в результате чего оставшаяся часть не вносит вклада в тепловую мощность, но создает дополнительное аэродинамическое сопротивление.

Опытные результаты исследований

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. 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.

Заключение главы 1

Таким образом, проведенный обзор только части научно-технической литературы, показал, что дальнейшее изучение и интенсификация процесса пылеулавливания, совершенствование и разработка новых конструкций центробежно-инерционных устройств, в том числе скрубберов, пылеуловителей мокрой очистки, ВЗП, и других пылеуловителей, остаются актуальными. Использование экспериментально получаемых при дисперсионном анализе данных о размерах частиц и эффективности улавливания пыли такими устройствами должны быть основой таких конструкторских разработок.

Выводы. Совершенствование систем очистки выбросов промышленности и стройиндустрии может быть реализовано на основе применения предложенного устройства. В исследованном пылеуловителе, сочетающем высокоэффективный инерционно-гравитационный механизм сепарации основной массы пыли и последующее улавливание её остаточных концентраций барботирующим слоем воды. Основным результатом исследования стало определение принципиальной возможности пылеулавливания в устройстве и области аэродинамических режимов работы. При этом на экспериментальной установке получены данные по эффективности улавливания пыли керамзита, максимальное значение которой составило $\eta=99,78\%$ (минимальная величина проскока пыли $\varepsilon=0,22\%$).

Результатом проведенного исследования может стать внедрение в практику одного из эффективных методов решения актуальной проблемы: повышения экологической безопасности стройиндустрии, в том числе производства керамзита, – при снижении выбросов пыли системами аспирации печей обжига и других подобных источников загрязнения атмосферы.

Глава 2. Создание новой расчетной ячеечной модели для определения тепломассообменных процессов в контактных теплообменниках

Основополагающие характеристики ячеечной расчетной модели

Простейшее звено - ячейка считается фундаментальным элементом проектирования прототипа, описание которых есть главная задача данного раздела. Основным свойством минимально возможной в моделях звена-ячейки определяется тем фактом, что всему набору физических величин, описывающих саму её форму, свойственны любые геометрические локации в данной ячейки в любой рассматриваемый момент времени и совсем не зависит от таких процессов, как обмен массой или теплотой с внешней средой, где она находилась бы в реальных условиях. Визуально элементарная ячейка – звено приводится на рисунке 2.1.

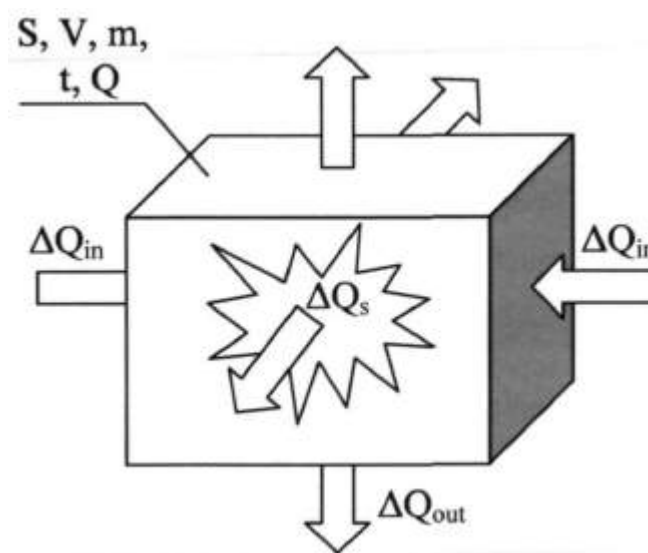


Рисунок 2.1 – Простейшее звено ячеечной модели (стрелками обозначено

направление передачи тепла)

На рисунке 2.1 видно, что ячейка представляет собой параллелепипед, имеющий объем V . Следует отметить, что такая форма не является единственно возможной, и что в зависимости от исходных условий задачи, форма параллелепипед может легко трансформироваться в другую, например пирамиду. В случае, если в наборе параметров исходных данных имеется плотность вещества модели ρ , то легко можно определить и массу элементарной ячейки по формуле:

Вся хронология, описывающая происходящий технологический режим в звене-ячейки находится через определенно заданные временные отрезки Δt , а текущий временной параметр определяется, как

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

где $k = 1, 2, \dots$ - параметр временного перехода.

Определение каждой новой величины совокупной характеристики состояния, допустим, что речь идет о процессах теплообмена, определяется только в том случае, если заранее были известны количественные характеристики на предыдущем шаге решения, то есть

где

- теплота, которая поступает в звено – ячейку от окружающих её источников;
- теплота, которая покидает звено – ячейку;
- теплота, генерируемая в звене-ячейке в результате протекающих процессов.

Уравнение 2.3, которое представляет собой зависимость, формирующую закон сохранения энергии, а также уравнение формирует основу всех в совокупности звеньев-ячеек в расчетной модели. Расчет модели, описывающей конкретный и определенный случай, формирует весь рабочий объект в виде большого набора элементарных звеньев-ячеек и в итоге выявляет структуру и конкретизирует количественно интересующие зависимости в условиях меняющихся потоков.

Модель может быть сформирована в различных пространственных интерпретациях, которые условно представлены на рисунке 2.2.



Рисунок 2.2 – Пространственные возможные размерности создаваемых моделей

Недостаток известных методик определения рабочих характеристик теплообменных аппаратов заключается в том, что все они основаны на нуль-мерных подходах, то есть протекающий процесс сводится к уравнению баланса 2.3, но не для элементарной ячейки, а сразу для всего анализируемого агрегата. Все потоки усредняются по определенным практическим способам критериям, при этом игнорируется любая физически возможная специфика реально протекающего процесса в аппарате.

В нашем случае, расчет переходит с нуль-мерной (усредненной) модели на расчет модели более высокой размерности, что в свою очередь уже вынуждает учитывать локальные в объеме аппарата протекающие процессы и потоки,

такие как, например, разность температур в локальном объеме аппарата, разность парциальных давлений и другое. Методический подход, который заключается в переходе к более высоким пространственным размерностям, влечет за собой значительное увеличение объема описания рассматриваемых процессов, а также и к увеличению затрачиваемого на расчет времени. Исходя из этого факта, следует, что необходимо обеспечить рациональный подход выбора пространственной размерности рассматриваемой в данном случае модели.

Для ясности проанализируем методический принцип на простой ячеечной модели, описывающей одномерную расчетную картину с постоянными объемами и схематично представленную на рисунке 2.3.

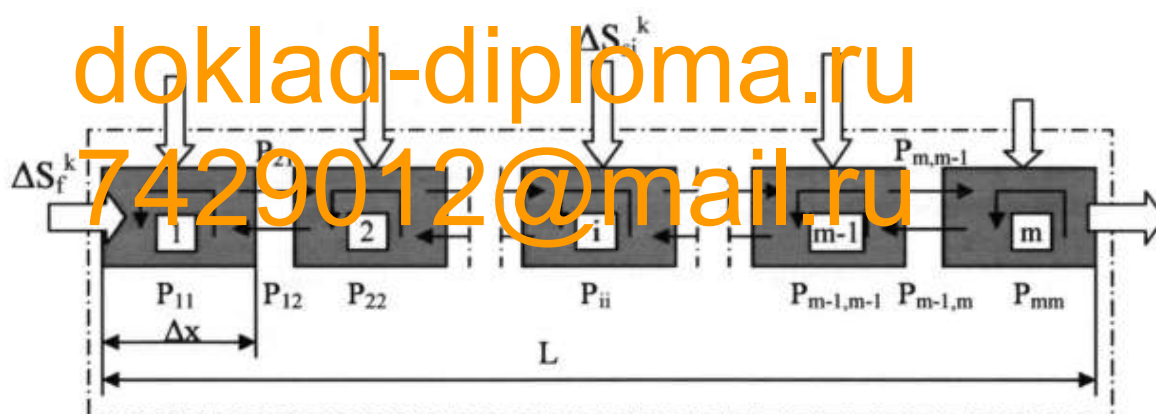


Рисунок 2.3 – Пример одномерной ячеечной модели

На рисунке 2.3 видим, что анализируемый объект описывается одномерной цепочкой, включающую в себя m звеньев-ячеек, каждая из которых имеет длину

Расположение любого элементарного звена можно определить по его порядковому номеру $i = 1, 2, \dots, m$. В результате имеем, что в любом случае все результаты задачи будут являться целочисленными.

Распределение во времени любой физической величины S , как например, теплоты или массы можно представить математически в виде вектора-столбца, а именно:

Первым делом проанализируем совокупность звеньев-ячеек, изолированных от посторонних источников (см. рисунок 2.3). В момент трансформации из состояния k в новое состояние $k+1$ распределение исследуемого параметра также трансформируется согласно матричному равенству:

где P – матрица переходных вероятностей, которая в развернутом виде принимает следующий вид

doklad-diploma.ru

Все составляющие матрицы P являются долевыми компонентами от анализируемого параметра S , которое переходит за промежуток Δt из ячейки i в ячейку j (P_{ii} – доля остающегося в ячейке свойства). Справедливо замечание, что в любом из столбцов матрицы уравнения (2.7) обязано сохраняться вытекающее из уравнения сохранения баланса анализируемого параметра равенство

Следует отметить, что в матрице P возможны переходы только в звенья-ячейки, которые расположены по соседству, так как моделью задан малый промежуток времени Δt .

В целях удобства следует рассматриваемые звенья-ячейки разделять на составляющие, которые являются симметричными и асимметричными, что схематично поясняется на рисунке 2.4.

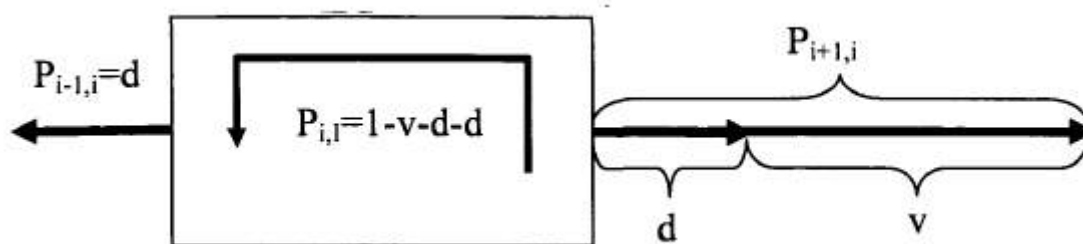


Рисунок 2.4 – Разделение переходов

На рисунке 2.4 показано, что симметричные величины, обозначенные как d , и характеризуют лишь диффузионную составляющую всего процесса. Это может быть, например, передача теплоты с помощью механизма теплопроводности. С другой стороны, асимметричные величины, обозначенные как v характеризуют, например, конвективный перенос.

В связи с данным фактом уравнение (2.7) можно представить следующим образом:

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

где отмечается, что все конвективные составляющие перемещаются вправо, а в случае, если конвективные составляющие имеют направление влево, то в таком случае величины v следует разместить над главной диагональю.

Параметры v и d способны менять значения как от одного звена к другому, так и от перехода к переходу, одновременно имея зависимость от текущего вектора состояния. В случае изменения значений от звена к звену рассматриваемая цепь является неоднородной, а в случае изменения значений от перехода к переходу цепь является нелинейной. В случае, если анализируемая цепь имеет параметры v и d , которые const , то это означает, что цепь замкнутая, то есть какие-либо источники отсутствуют. При $k \rightarrow \infty$ фиксируется асимптотическое распределение, являющееся одновременно равномерным при условии, что суммы элементов матрицы P по строкам также

равны единице.

В случае, если анализируемая модель включает в себя сторонние источники, тогда равенство (2.6) приобретает вид:

где β - параметр, характеризующий поступление либо отвод добавочного тепла от сторонних источников.

В случае, если анализируется модель, описывающая работу проточного реактора – теплообменника, то вход или исток реализуется из первой и последней звена-ячейки, что принимает вид:

где β является расходом анализируемой среды со свойством S ; α - параметр, характеризующий скорость удаления анализируемой среды из последнего звена-ячейки.

В некоторых случаях целесообразно исток анализируемой среды учитывать в самой матрице (2.8), для этого следует из последнего элемента, располагаемого в главной диагонали вычесть величину α . Тогда в результате можно будет наблюдать, что сумма всех элементов будет меньше 1, что в свою очередь характеризует исток анализируемого свойства из рассматриваемой модели.

Помимо распространения тепла, источники, отображенные на рисунке 2.3, способны характеризоваться и другими физическими параметрами, как например, организованное перемещение какого-либо вещества сквозь пористую поверхность и другое. Помимо всего прочего, в звене ячейке также могут быть организованы внутренние источники с заданными свойствами, к примеру, теплоты, которая генерируется фазовыми переходами или химическими реакциями. Ценность ячеечной модели заключается в том, что она сохраняет свою универсальность для многих типов задач и в любом случае

раскрывает физическую сущность и математически описывает рассматриваемый процесс.

Модель допускает случаи, когда имеется определенный набор источников, которые неограниченно наполняют звено-ячейку анализируемым свойством, а также бывают случаи, где анализируемым параметр однозначно связан с объемом звена-ячейки, например, при рассмотрении случая, где протекает жидкость по трубе без свободной поверхности. Во всех аналогичных ситуациях скорости конвективного переноса v обязательно должны соответствовать уравнению неразрывности, то есть

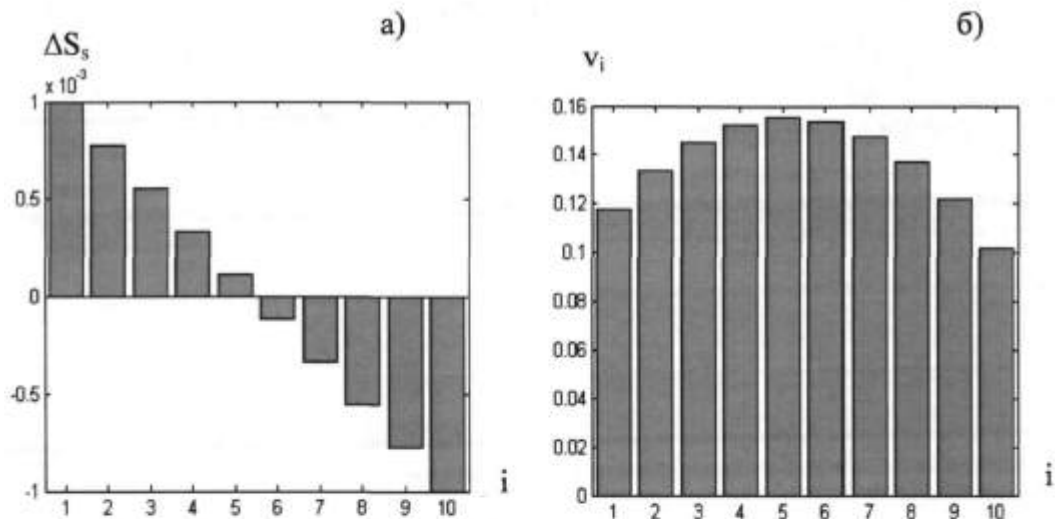
где M_i – количество анализируемой среды в i -ом звене-ячейке; числитель характеризует общее количество анализируемой среды, которая проходит насквозь характерное звено-ячейку за короткий промежуток времени Δt и которая организовалась от имеющихся источников в предыдущей ячейке.

Два случая, которые распространены при анализе ячеечной моделью представлены на рисунках 2.5 и 2.6, где приведены расчеты переходных процессов. В моделях задавалась скорость анализируемого вещества в количестве $G_s = 0,05$ ед/с, также демонстрируется профиль поступающей среды от стороннего источника на графиках рисунков 2.5а и 2.6а. В данном случае в начальный момент времени вещество поступает и причем по длине расход убывающий, после чего вещество удаляется из модели с увеличивающимся расходом.

Рисунок 2.5 демонстрирует случай, где количество рассматриваемого вещества в ячейках есть величина постоянная и фиксированная и кроме того не меняется на переходных процессах (см. рисунок 2.5). Однако задаваемая скорость имеет увеличивающийся характер на начальном участке, после чего удаляется с уменьшением согласно уравнению неразрывности (см. формулу 2.11) варьируемому по длине расходу (см. рисунок 2.5б).

Рисунок 2.6, в свою очередь, демонстрирует случай где нет ограничений на

параметры в звеньях-ячейках. В данном случае безразмерная скорость v , которая образует матрицу P задается постоянной и равной 0,1. История, описывающая изменение свойств во времени по звеньям-ячейкам демонстрируется на рисунке 2.5в, где хорошо наблюдается согласованность всех свойств S .



doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

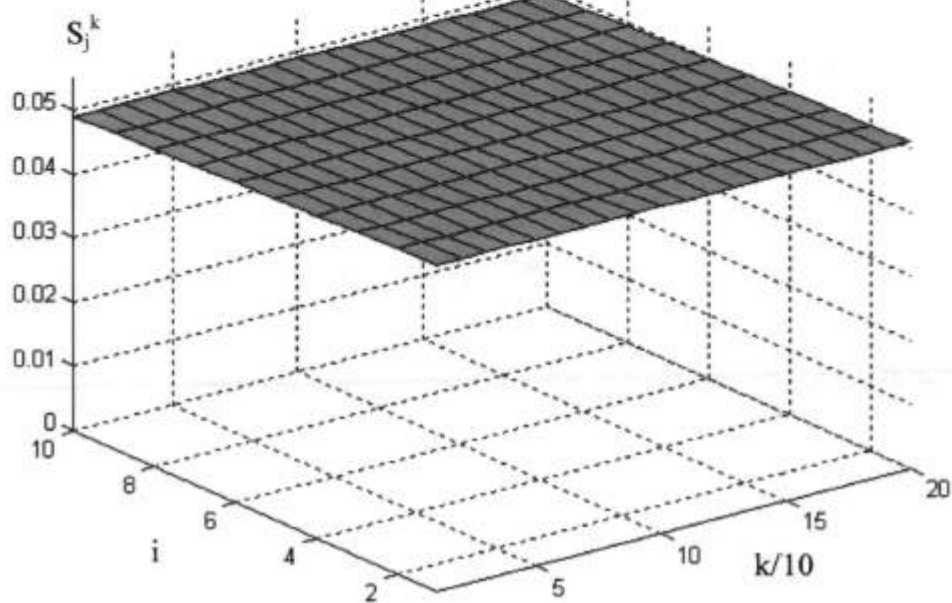


Рисунок 2.5 – Принудительный источник (а), параметр относительного перемещения при конвекции (б) и история изменения свойств среды (в) в случае, где звенья-ячейки имеют постоянный объем

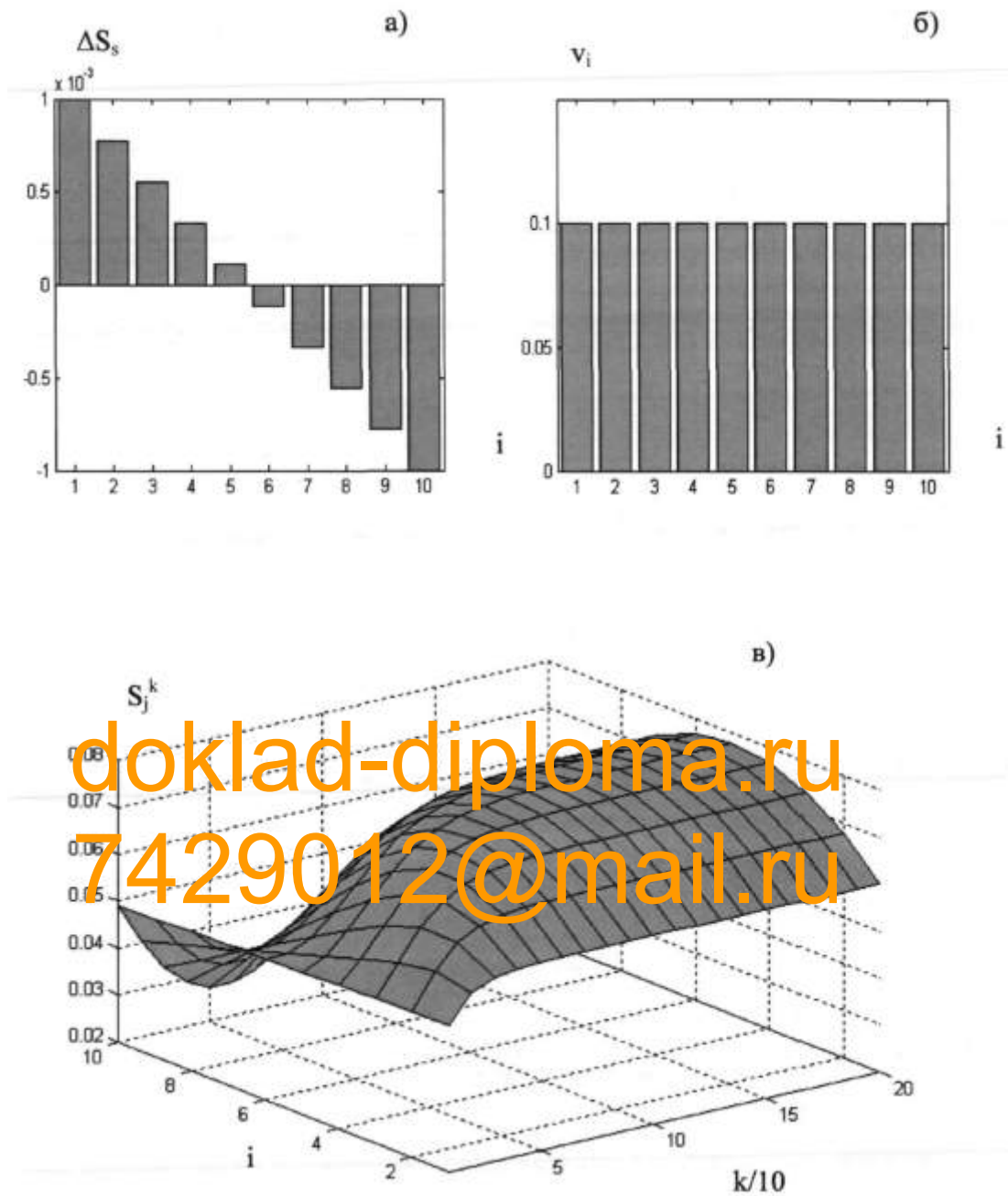


Рисунок 2.6 – Принудительный источник (а), параметр относительного перемещения при конвекции (б) и история изменения свойств среды (в) в случае, где звенья-ячейки имеют постоянную скорость конвективного переноса

Вооружившись вышеописанной методикой, можно переходить к формированию ячеечной модели при анализе контактного теплообменника.

Структура внутренней локации контактного теплообменника

В нашем случае интересно смоделировать процесс тепломассопереноса в контактном теплообменнике, который упрощенно демонстрируется на рисунке 2.7а.



Рисунок 2.7 – Расчетная модель контактного теплообменника (а) и единичный элемент установки (б)

На рисунке 2.7а 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.

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 2.8.

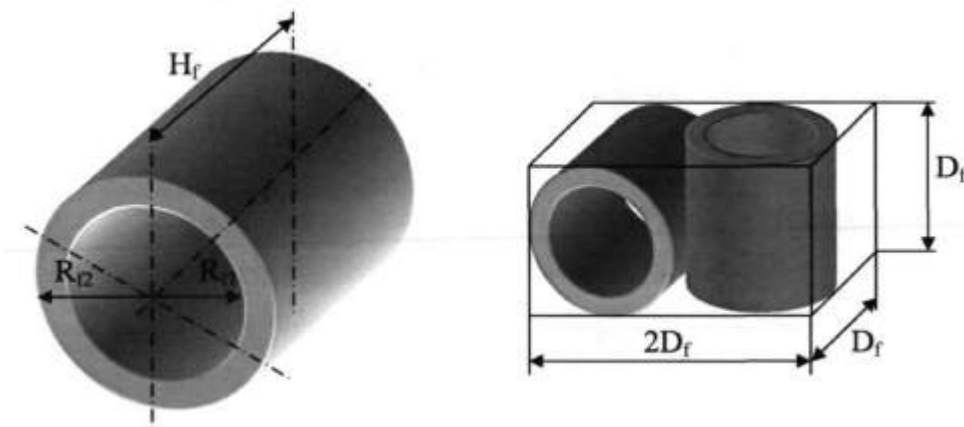


Рисунок 2.8 – Геометрические параметры колец Рашига (а) и идеальная схема их расположения (б)

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 равносильен случаю, представленному на рисунке 2.7а. Элементом в таком случае будет являться ячейка, имеющая высоту Δu .

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:

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

Полный объем рабочей насадки находим по выражению:

7429012@mail.ru

Относительный объем в рассматриваемом объекте с объемом $4R_{f2}^2 H_f$ определим по выражению:

Удельная поверхность рассматриваемого объекта:

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

где – внешний диаметр кольца.

Присвоив стенке кольца размер Δ , то с выполнением некоторых преобразований получаем объем описанного куба $D_{\text{г}}$ и

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 (см. рисунок 2.8), то объем, занимаемый насадкой можно определить по следующему выражению:

Свободный объем в звене-ячейке определим, как:

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

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

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

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

Усредненная скорость прохождения жидкости через ячейку найдем, как:

При условии, что изначально известна была скорость , то преобразив выражение (2.23) можно легко определить параметр .

Нахождение свободного объема в звене-ячейке определяется по формуле:

Определение массы газа, находящегося в звене-ячейке определим по формуле:

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

При условии, что изначально известна была скорость , то преобразив выражение (2.23) можно легко определить параметр .

Рассмотренные и проанализированные формулы (2.1) – (2.26) нами будут применяться в дальнейшем при реальном анализе процесса тепломассообмена с помощью ячеечной модели и при этом без ссылок на на них.

Конечный вид ячеечной модели с учетом тех преобразований и допущений, о которых шла речь выше, представлена на рисунке 2.9.

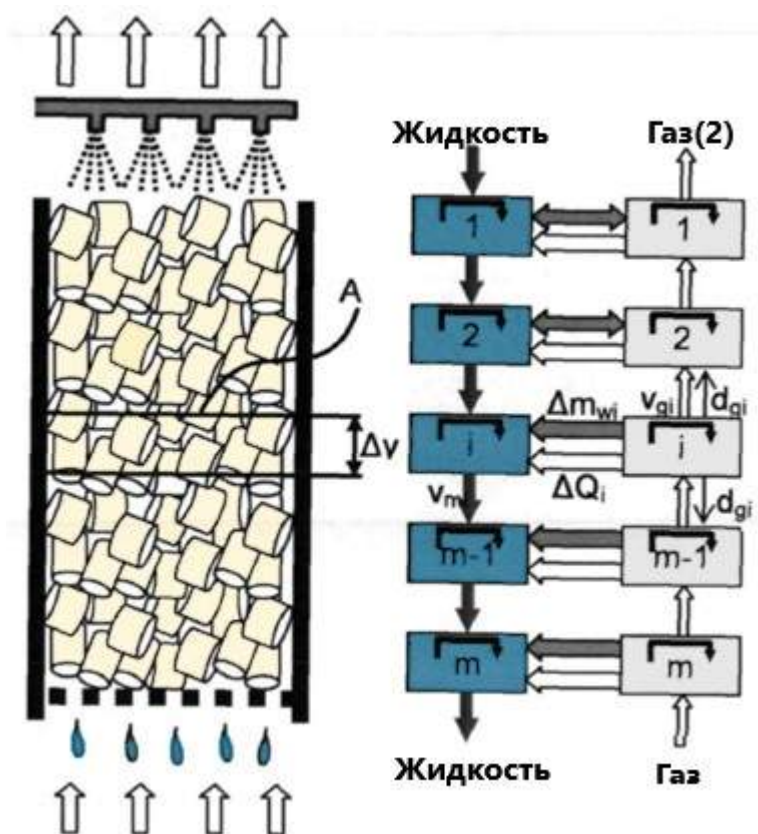


Рисунок 2.9 – Итоговый вид ячеечной модели

Как видно на рисунке 2.9, специально выделяется два канала, где один канал описывает проток жидкости, а другой канал описывает проход парогазовой смеси. 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. Накладывая геометрическую структуру, представленную на рисунке 2.9 на алгоритм построения ячеечной модели, представленным в разделе 2.1, можно перейти к формированию ячеечной модели для случая контактного теплообменника.

Формирование математической модели

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

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

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 и т. д. Спустя установленный временной диапазон Δt , в течение которого в нашей модели тепло и масса способно 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. При таком описании параметр времени также присваивает себе аргумент k , который характеризует номер перехода. Действительные временные параметры определяются, как:

За время Δt среди смежных звеньев-ячеек цепей осуществится переход как теплоты, так и массы, которые будут определяться по следующим зависимостям:

где

и где

\mathbf{i} - векторы парциальных давлений влаги над поверхностью воды и в газе, рассчитываемые по эмпирическим соотношениям;

– вектор, описывающий содержание влажности в газе, кг/кг;

– вектор, описывающий набор коэффициентов массоотдачи;

- интегральная поверхность по которой происходит массообмен в звено-ячейке и определяется, как:

– площадь в поперечном сечении теплообменника;

– 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:

где индексы g_v и g_g соотносятся соответственно паровой и газовой составляющим потоков газопаровой смеси, индекс w – к потоку воды, \mathbf{r} – вектор удельной теплоты фазового перехода в звеньях-ячейках.

В указанных выше равенствах P_w и P_g характеризуют перемещению двух сред – воду и газа в противотоке, а также вдоль оси аппарата. Алгоритм формирования матриц P_w и P_g детально представлен был выше. В данных матрицах каждый столбец из матриц соответствует определенному звену-ячейке, а строки характеризуют номера звеньев-ячеек, куда подразумевается передача теплоты и массы, также в строках располагают доли теплоты и массы, передаваемый в характерном направлении за отведенный короткий временной промежуток. Рассмотрим пример, где представлен вариант перемещения воды вдоль цепи:

где

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

- доли от количества в звеньях-ячейках, перемещаемые в смежные по направлению звенья-ячейки за счет стохастической составляющей движения.

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

где v - параметр, характеризующий проток воды, который варьируется от одного звена к другому в результате процессов массообмена.

Для газа алгоритм нахождения переходной матрицы аналогичный с тем лишь учетом, что газ перемещается не по пути от звена 1 к звену m , а наоборот, то есть от звена m к звену 1. Тогда

и соответственно

а матрица P_g имеет вид

В уравнениях (2.36) – (2.40) параметры с индексом f характеризуют воду и газ, поступающие в аппарат от внешних источников. В этих уравнениях все параметры равны нулю, за исключением звеньев, которые являются смежными с локациями, где осуществляется непосредственная подача среды в цепь:

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

где ω - параметр, характеризующий влагу, которая содержится в поступающем газе;

- расход воды, фиксируемый на входе;
- 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 звенье, осуществляются по формуле:

$$(2.50)$$

(2.51)

(2.52)

где - соответственно объем, плотность и удельная теплоемкость рабочей загрузки в аппарате;

- оператор, означающий операцию поэлементного деления.

Определение парциальных давлений осуществлялось по следующим соображениям [23,55]. Зависимость давления насыщения от температуры определяем по формуле:

где

doklad-diploma.ru

где

7429012@mail.ru

Парциальное давление водяного пара определим по формуле:

Относительная влажность влажного воздуха определяется по формуле:

В результате проделанного расчета по указанной методике, если в итоге параметр 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 (2.33) – (2.56), необходимо иметь количественное описание анализируемой среды во всех звеньях-ячейках.

Изначальное распределение физических параметров анализируемой среды может быть равномерным и иметь равные параметры входящих потоков. Расчетная методика, представленная формулами (2.33) – (2.56) способна в полном объеме определить и описать как переходные процессы, так и стационарное состояние в рассматриваемом контактном теплообменнике. Возможные потери дополнительного тепла через рабочие стенки аппарата во внешнюю среду учитываются соотношением (2.34) с коэффициентом теплопередачи через стенку аппарата и температурным напором «газ – окружающая среда». Представленная расчетная методика может легко быть запрограммирована на расчет в любом программном продукте, ориентированном на работу с операциями с матрицами.

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

Анализ результатов некоторых расчетов

В данной главе рассмотрим некоторые наиболее часто встречающиеся результаты, полученные при моделировании расчетной ячеечной модели теплообменных аппаратов. 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 25x25x3 мм при условии регулярной укладки;
- объемная расходная 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 $G_g = 1 \text{ кг/с}$.

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.

Тепловая мощность определялась по формуле:

где

- количество воды, которая поступает от газа;

- табличное значение удельной теплоты конденсации.

На рисунках 2.10 – 2.12 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 2.10. 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. В том случае, если исходный газ является сухим (см. верхний ряд графиков на рисунке 2.10), то наблюдается обильное испарение влаги в нижних звеньях, а в верхних звеньях виден стационарный режим, где процесса теплообмена практически не наблюдается. 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 г/кг (см. средний ряд графиков на рисунке 2.10), то видим, что стационарное состояние происходит раньше, по сравнению со случаем, где газ был изначально сухой. 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 её увеличивается соответственно на 3 %. Рисунок 2.10 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. 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.

На рисунке 2.11 демонстрируется ситуация, аналогичной ситуации, представленной на рисунке 2.10, но в данном случае варьируется параметр – температура, при условии, что содержание влаги является постоянной величиной. В случае, когда нижняя часть аппарата имеет температуру $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, то в данной зоне происходит интенсивное охлаждение и осушение поступающего газа с одновременным нагревом воды (см. левый график в ряду). В условиях, когда температура нижней зоны имеет температуру $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, то наблюдается смещение экстремума конденсирующейся влаги в верхнюю часть аппарата. При $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 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 2.12 приводит 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.

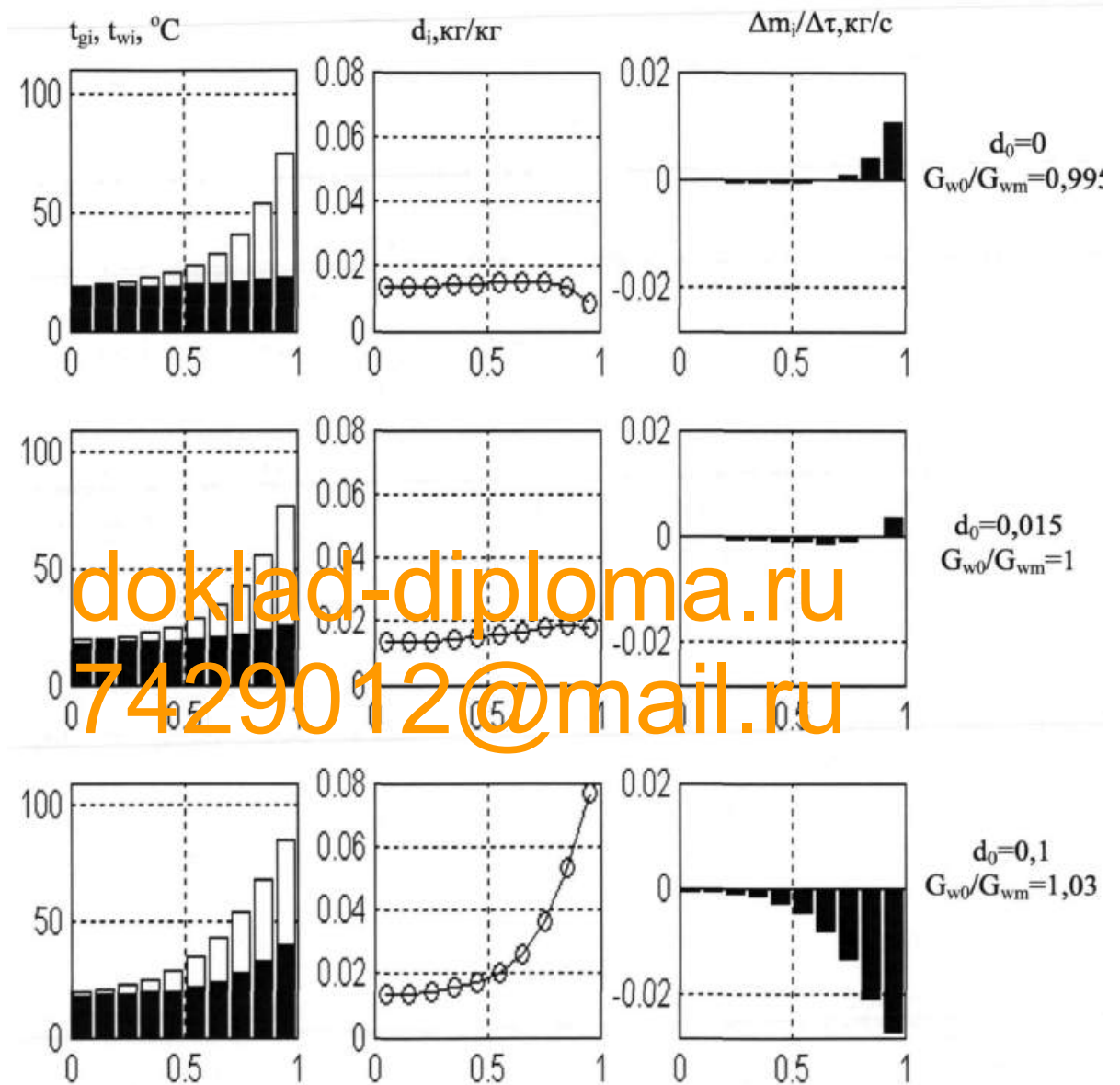


Рисунок 2.10 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – влагосодержание в поступающем газе:

$$\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}); \beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}; G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}; G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с};$$

$$(D_f = 25 \text{ мм}, \Delta_f = 3 \text{ мм})$$

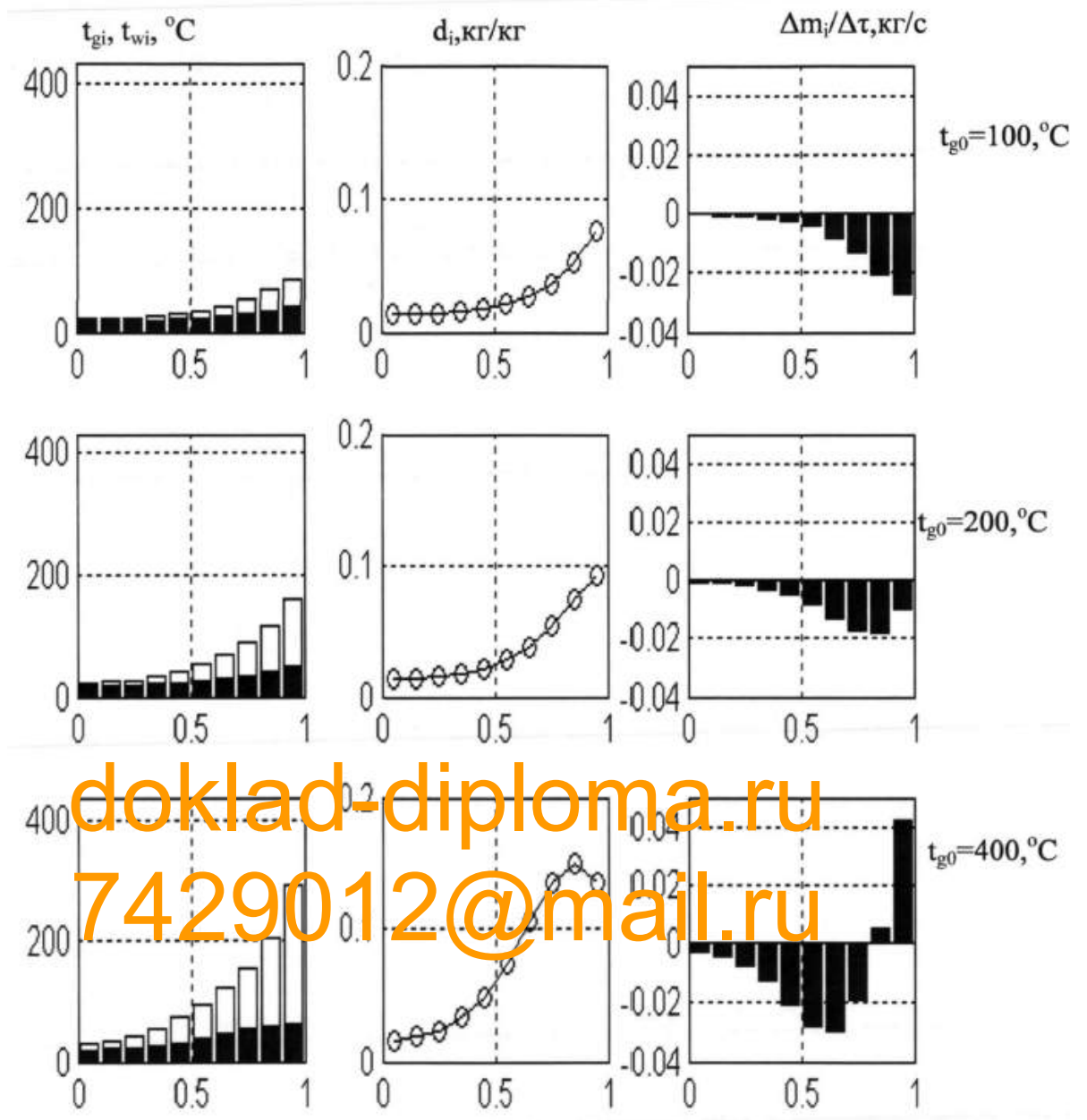


Рисунок 2.11 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – температура поступающего газа:

$$\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}); \beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}; G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}; G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с};$$

$$(D_f = 25 \text{ мм}, \Delta_f = 3 \text{ мм})$$

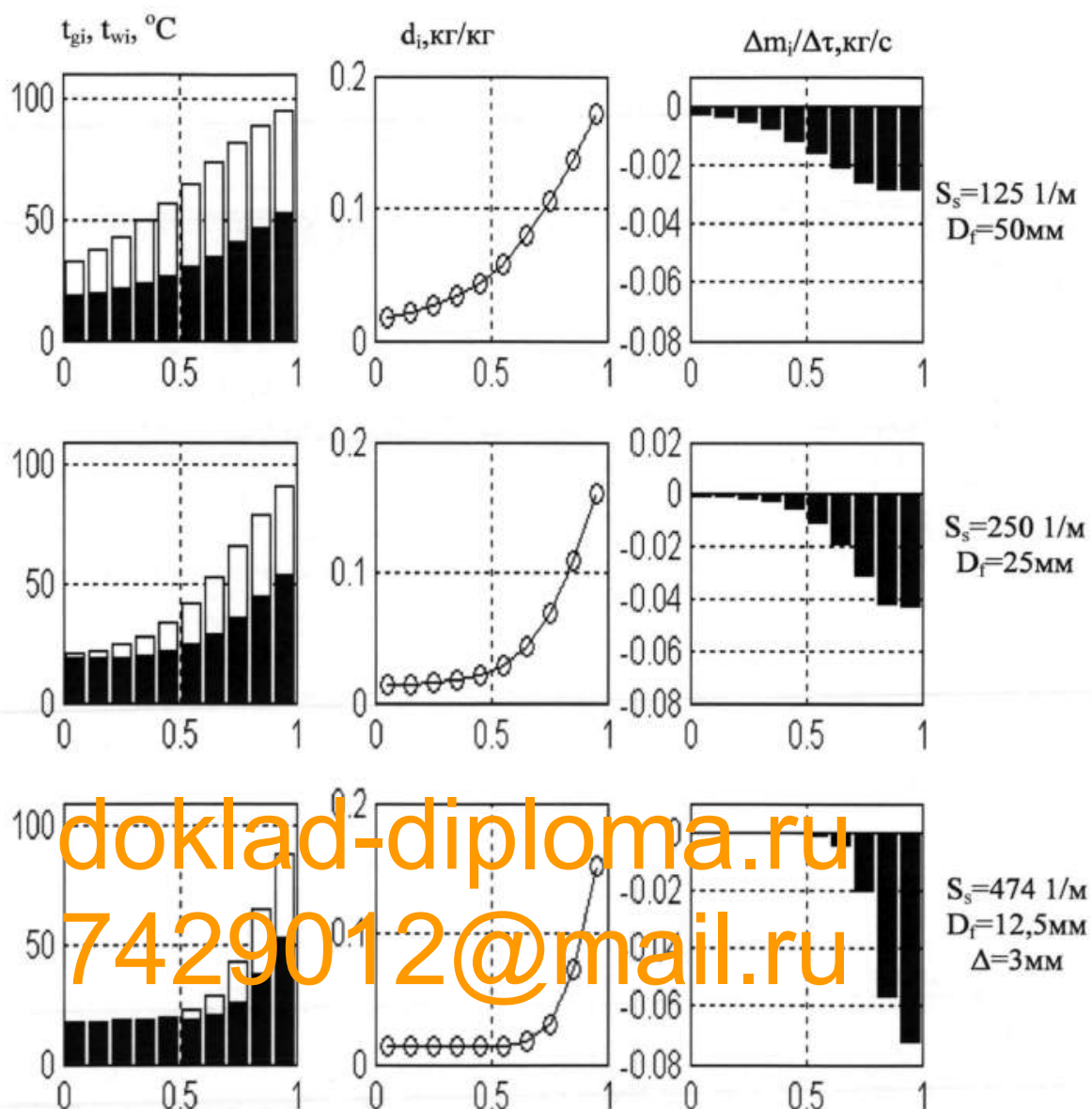


Рисунок 2.12 – Стационарный режим работы теплообменника при варьируемом параметре – геометрия рабочей насадки:

$$\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С}); \beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}; G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}; G_{g0} = 1 \text{ кг}/\text{с};$$

$$d_0 = 0,2 \text{ кг}/\text{кг}; t_{g0} = 100 \text{ °С}$$

Рисунок 2.13 демонстрирует расчетный потенциал ячеечной модели применительно к интерпретациям переходных процессов и дальнейшем выходе на стационарный режим работы аппарата, при следующих исходных данных:

$$t_{w0} = 18 \text{ °С}, t_{g0} = 100 \text{ °С}, d_0 = 0,2 \text{ кг}/\text{кг}, \alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С}); \beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}; G_{w0} = 10$$

т/ч; $G_{g0} = 1$ кг/с. Рисунок 2.13б иллюстрирует хронологию изменения температур в теплоносителях. 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 состоянии относительно рабочих водяной 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.

На рисунке 2.13в 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 2.13г 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 2.13 – Хронология характеристик подвижных сред в анализируемом аппарате ($\alpha = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{С})$; $\beta = 0,02 \text{ с}/\text{м}$; $G_{w0} = 10 \text{ т}/\text{ч}$;

$G_{g0} = 1$ кг/с; $d_0 = 0,2$ кг/кг; $t_{g0} = 100$ °С; $\Delta\tau = 0,02$ с): а) показания температуры воды; б) показания температуры газа

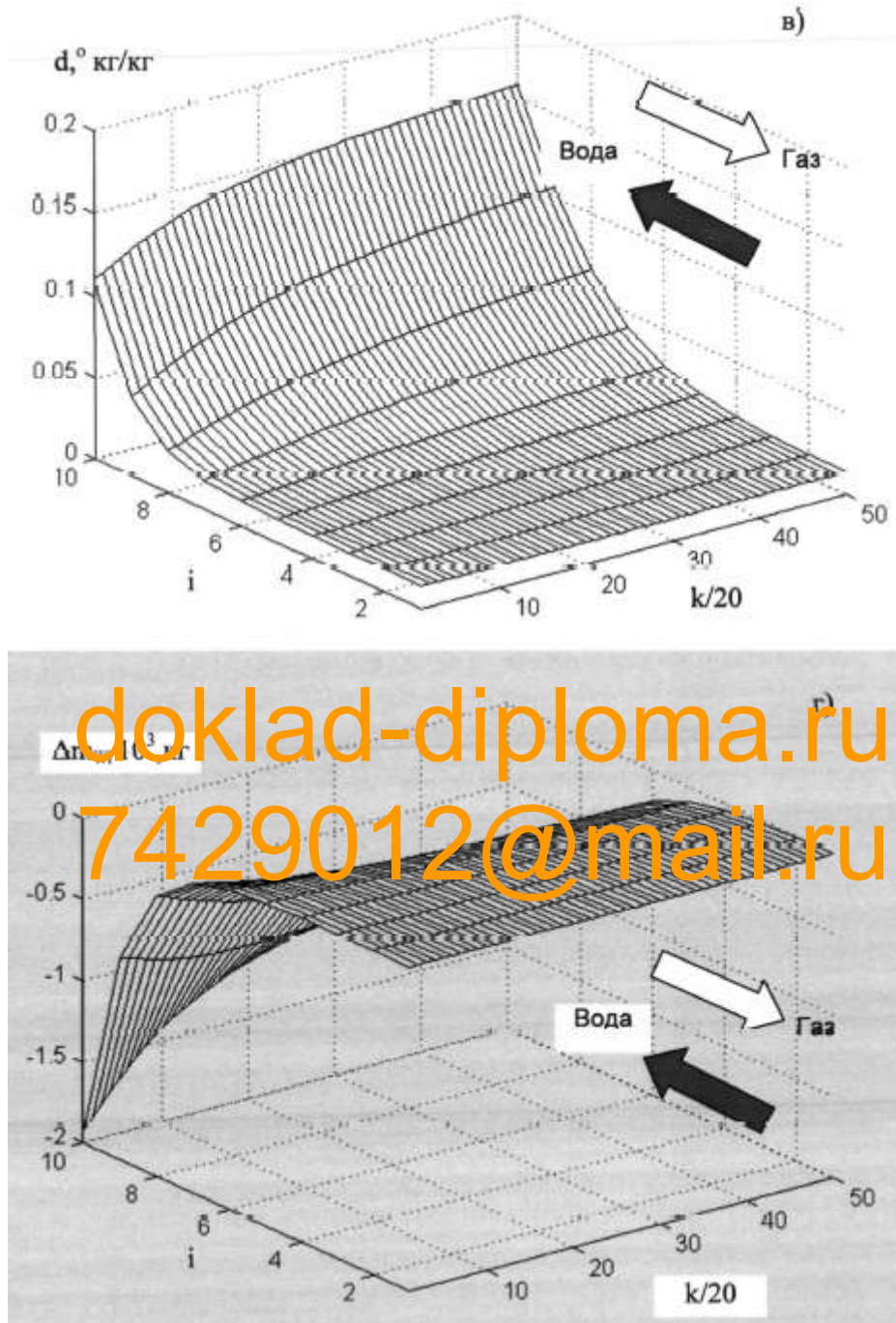


Рисунок 2.13 (продолжение) – Хронология характеристик подвижных сред в анализируемом аппарате ($\alpha = 15$ Вт/(м²°С); $\beta = 0,02$ с/м; $G_{w0} = 10$ т/ч;

$G_{g0} = 1$ кг/с; $d_0 = 0,2$ кг/кг; $t_{g0} = 100$ °С; $\Delta\tau = 0,02$ 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 2.10, 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 (см. верхний ряд графиков). Рабочий режим рациональным становится тогда, когда в аппарате имеет место выделения теплоты конденсации из поступающего влажного газа (см. нижний ряд графиков). Данный факт дополнительно поясняется рисунком 2.14. На нем темным цветом отображается составляющая, участвующая при конвективном теплообмене, а светлая часть линий характеризует теплообмен посредством конденсации влаги. Хорошо наблюдается существенный вклад в процесс теплообмена именно посредством конденсации жидкости.



Рисунок 2.14 – Иллюстрация составляющих компонент от общего процесса теплообмена: темная область – составляющая конвективного процесса; светлая 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. Такая ситуация иллюстрируется рисунком 2.15, где можно наблюдать зависимость тепловой мощности от удельной поверхности рабочей загрузки в аппарате с аналогичными параметрами, что в описываемом аппарате выше.

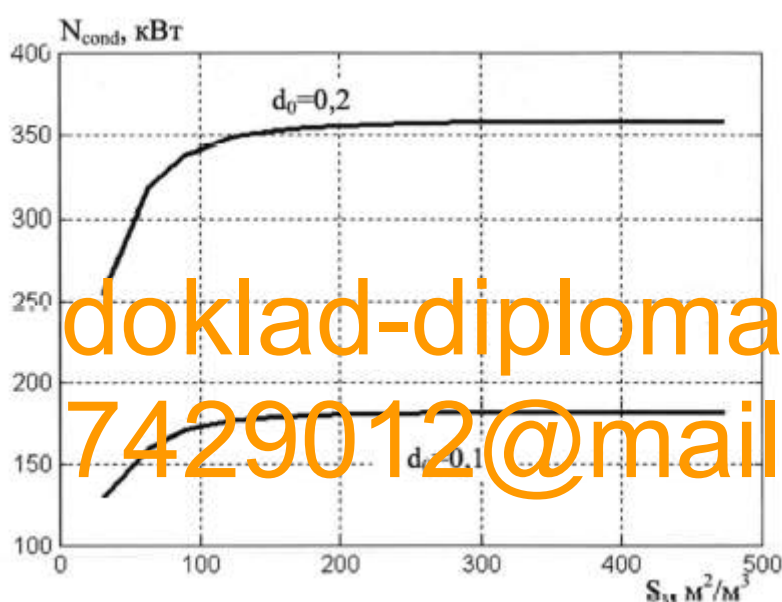


Рисунок 2.15 – Зависимость удельной поверхности рабочей загрузки аппарата на передачу тепла

Приблизительно до 160 м²/м³ 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.

Рисунок 2.16 демонстрирует связь между передачей тепловой мощности с первичной температурой и содержанием влаги в газе. Из графика следует, что

искомая тепловая мощность по формуле (2.58) 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.

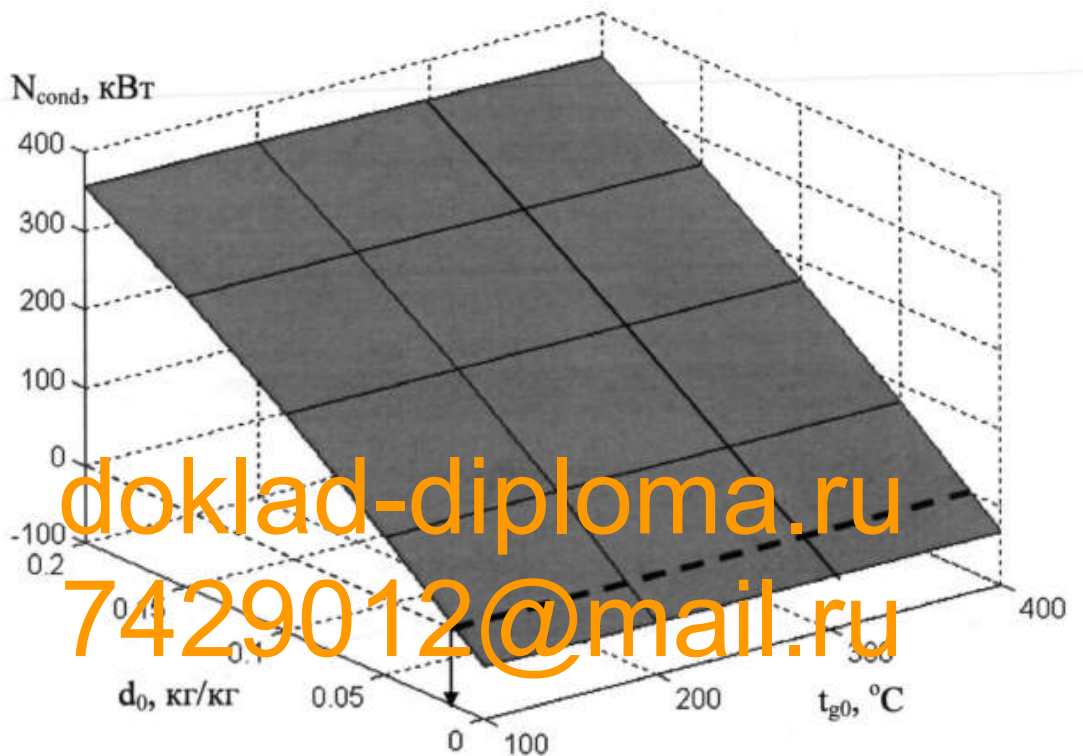


Рисунок 2.16 – Зависимость исходной температуры и содержания воды в поступающем газовом потоке на тепловую мощность аппарата

Выводы по главе 2

1. Представлено описание новой расчетной ячеечной модели, предназначенной для анализа тепломассообменных процессов в теплообменных аппаратах, способная учитывать вихреобразные локальные процессы во всем рабочем объеме и тем самым предоставлять более точные результаты, по сравнению с известными инженерными методиками, где это ранее учтено не было.

2. Создана программа на ЭВМ, позволяющая проводить анализ теплообменных аппаратов с помощью ПК, что значительно снижает время на поиски наиболее рациональных решений в разных инженерных постановках и требованиях к оборудованию.

3. Приведены практические результаты по численному моделированию конкретных теплообменных аппаратов. Результаты геометрических параметров аппарата представлены в зависимостях от исходных температур, поступающих рабочих сред и содержания влаги в газовой фазе. На основе расчетных данных, по новой модели, отмечается, что конденсация вносит более существенный вклад в процессы теплообмена, чем конвективный способ передачи.

Глава 3. Рационализация рабочего режима теплообменного аппарата с помощью ячеечной модели

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.

Некоторые основополагающие данные для расчетной модели можно взять из литературы - Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (НИИСТ) [7]. Эмпирические данные, представленные в [7], 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: $110, 310, 700, 1000 \text{ мм}$;

- 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: $d_0 = 100 \dots 120 \text{ г/кг}$;
- плотность орошения насадки: $g_0 = 3 \dots 55 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$;
- схема движения поступающих сред: противоток.

Рисунок 3.1 иллюстрирует полученные данные для случая, где варьировалась температура поступающих газов при постоянной высоте рабочей загрузки $H = 1000 \text{ мм}$. 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.

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

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

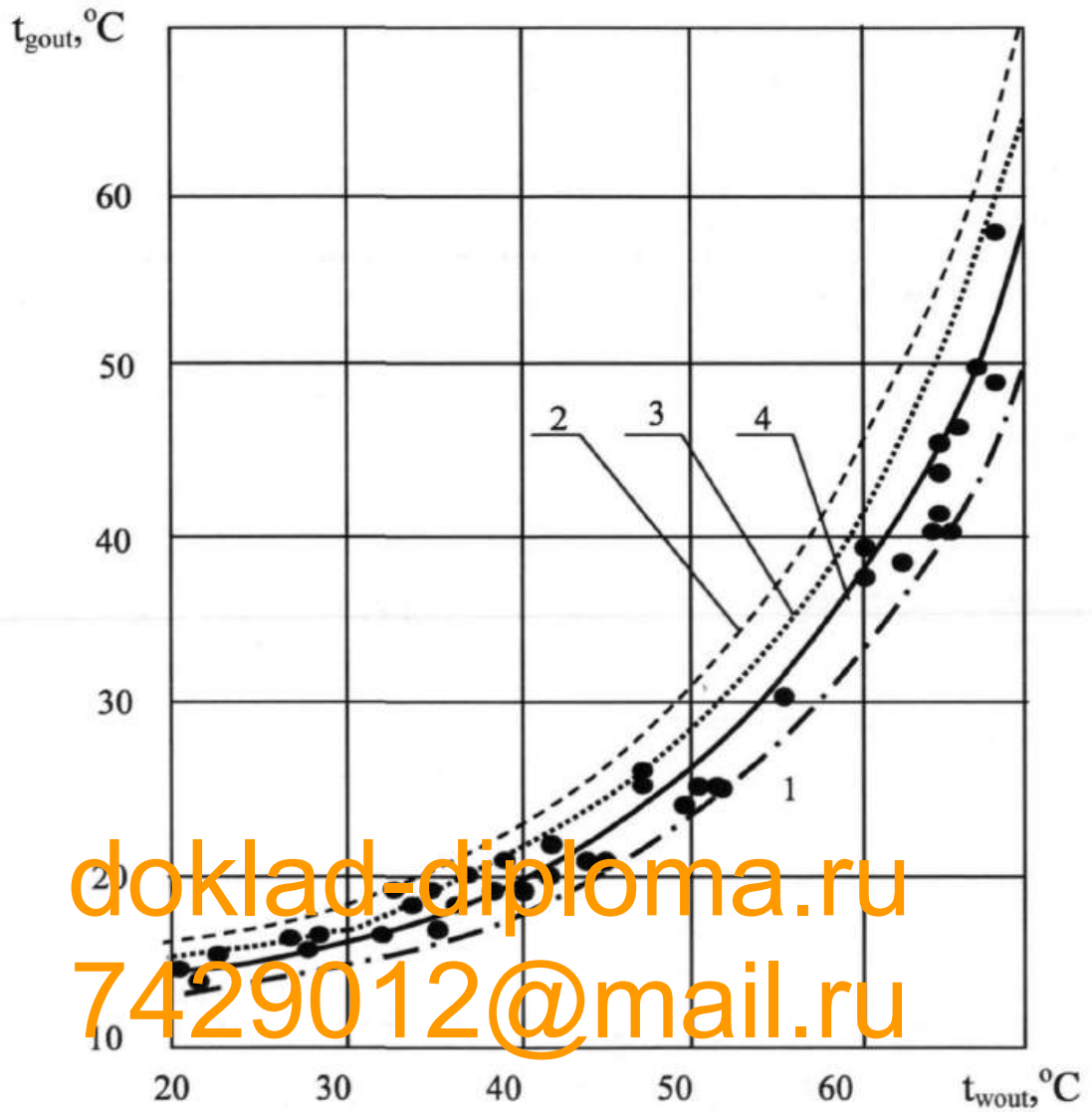


Рисунок 3.1 – Коэффициенты тепло- и массоотдачи, полученные экспериментальным [7] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [64]; 2 – [25]; 3 – [96]; 4 – по формулам (3.1) – (3.7)

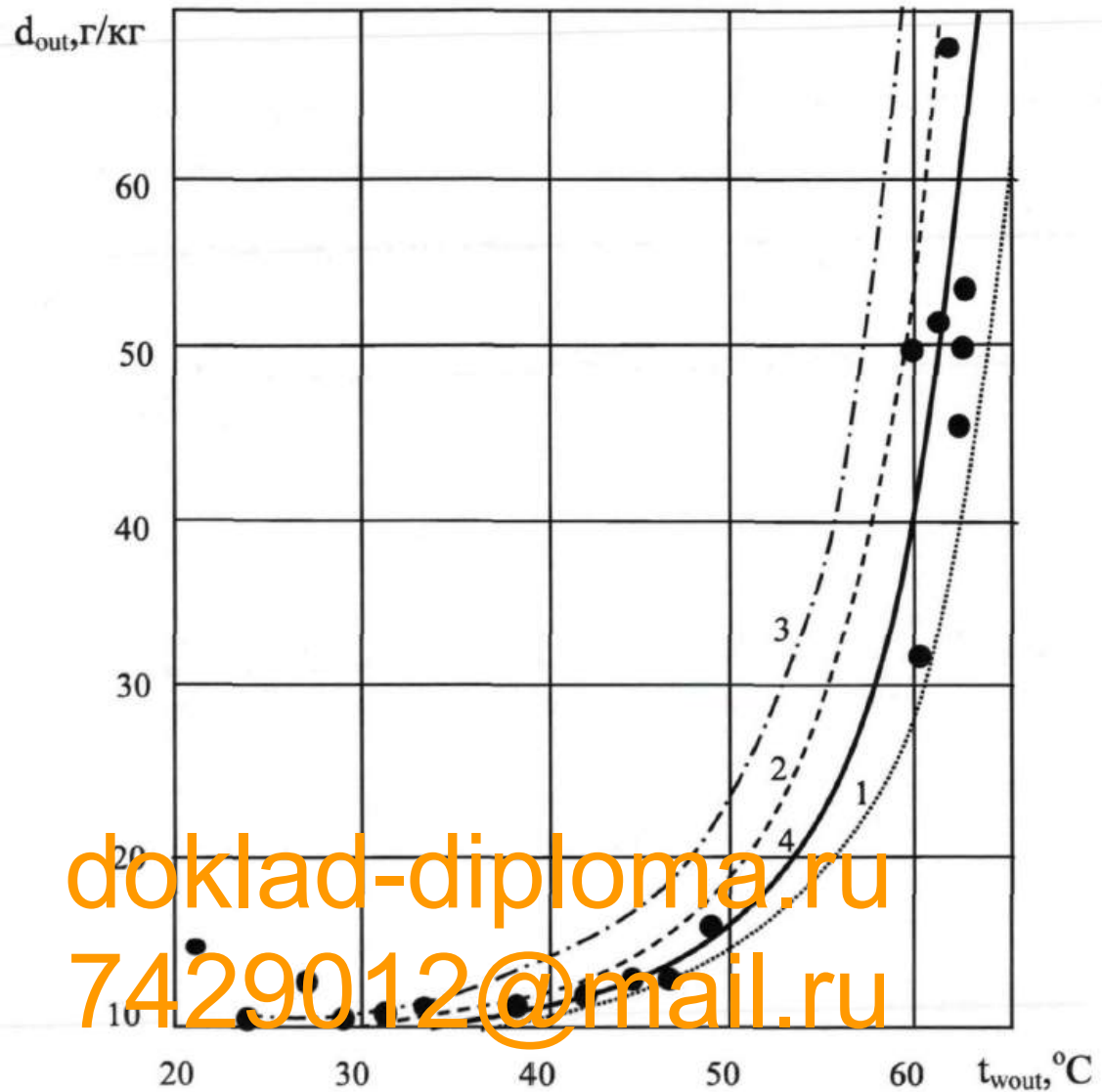


Рисунок 3.2 – Коэффициенты тепло- и массоотдачи, полученные экспериментальным [7] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [64]; 2 – [25]; 3 – [96]; 4 – по формулам (3.1) – (3.7)

Полученные данные с помощью новой методики ячеечной модели, где происходит учет замыкающих соотношений для расходных и теплофизических характеристик поступающих газовой и жидкой сред [40, 50] выполнялись наравне трех различных математических методик [64], [25] и [96]. Данные, полученные по методикам [64], [25] и [96] 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.

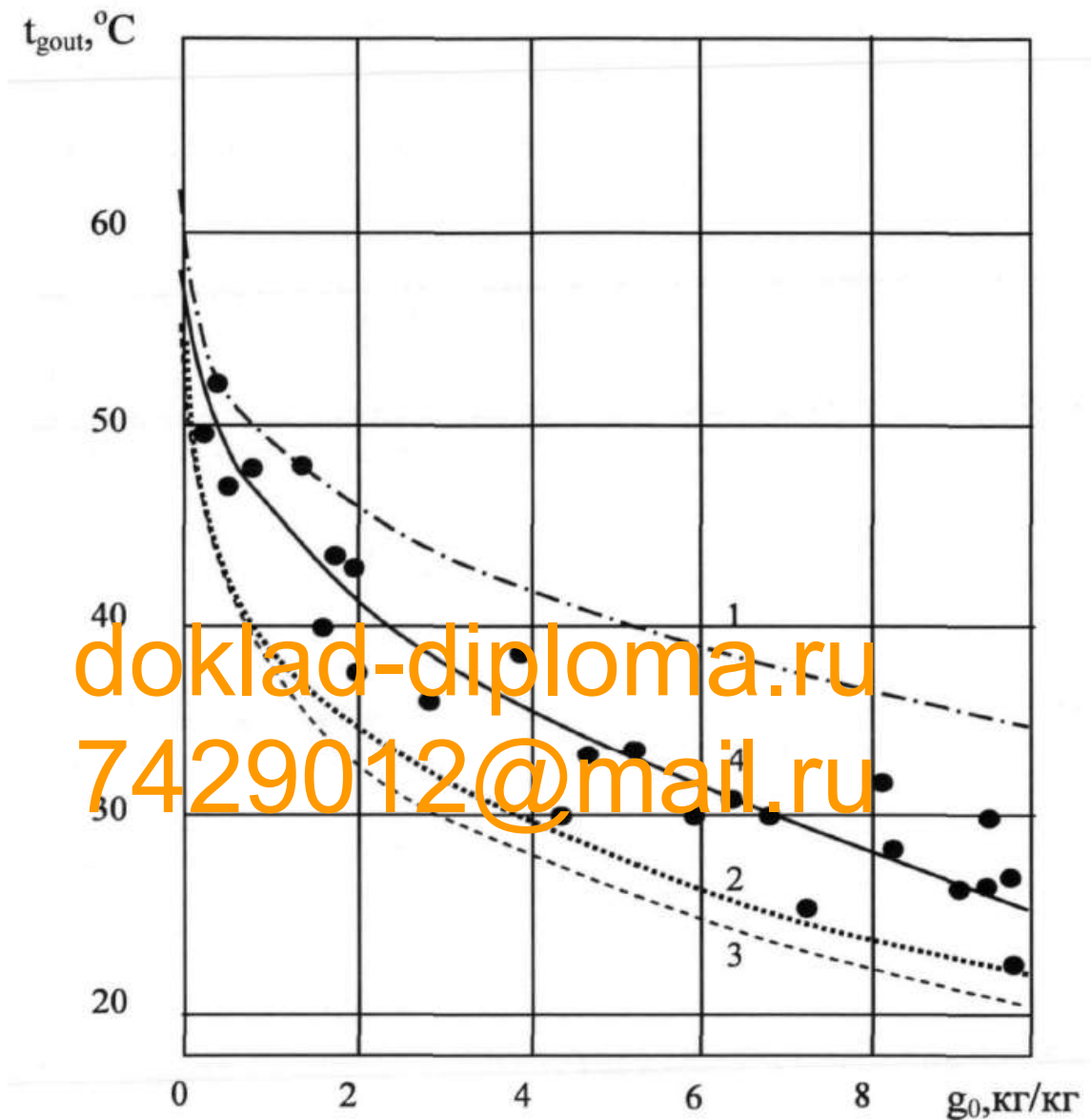


Рисунок 3.3 – Коэффициенты тепло- и массоотдачи, полученные экспериментальным [7] и расчетным путем при высоте рабочей загрузки 1000 мм: 1 – расчет по методике [64]; 2 – [25]; 3 – [96];

4 – по формулам (3.1) – (3.7)

Анализируя рисунки 3.1 – 3.3 можно сделать следующий вывод, расчет по методике [64] в результате дает заниженные значения t_{gout} и d_{out} , а определение

этих же параметров, но по методикам [25] и [96] 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. В результате анализа результатов, полученных экспериментальным путем, была выведена формула для критерия Нуссельта, которая дает наименьшую погрешность:

где

- эквивалентный размер частицы, который составляет отношение ее 6-тикратного объема к площади поверхности.

Параметр в формуле (3.2) характеризует интенсивность орошения, которая начинает значительно оказывать на процесс, при определенном параметре, 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 аналогии». Следуя логике данной теории, то прежде чем начать рассуждения, следует воспользоваться уравнением типа:

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

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

где - 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]. Среднее отклонение между теоретическим и практическим подходами составило около 6,7%, причем максимальный показатель составляет 12,4%.

При анализе зависимость расхода воды на гидравлическое сопротивление осуществлялась по известным практическим данным в литературе [7], где приведены результаты для случая, когда рабочая загрузка состоит из колец Рашига с параметрами 50 x 50 x 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:

где

- динамическая вязкость газа;
- плотность газа;
- скорость газа, отнесенная к поперечной площади сечения;
- коэффициент проницаемости;
- структурный коэффициент рабочего слоя загрузки, где

где β - 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 β и ω 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 [81], 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.

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.

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.

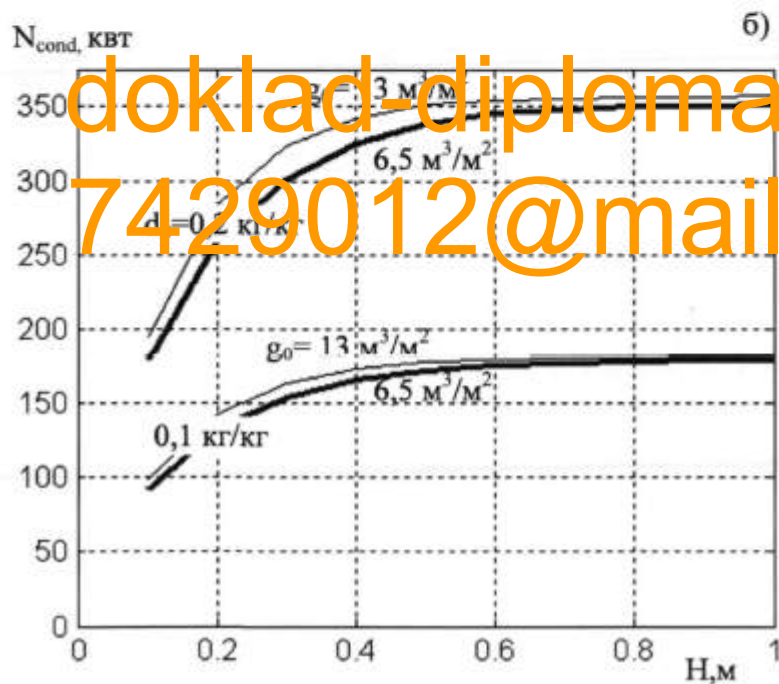
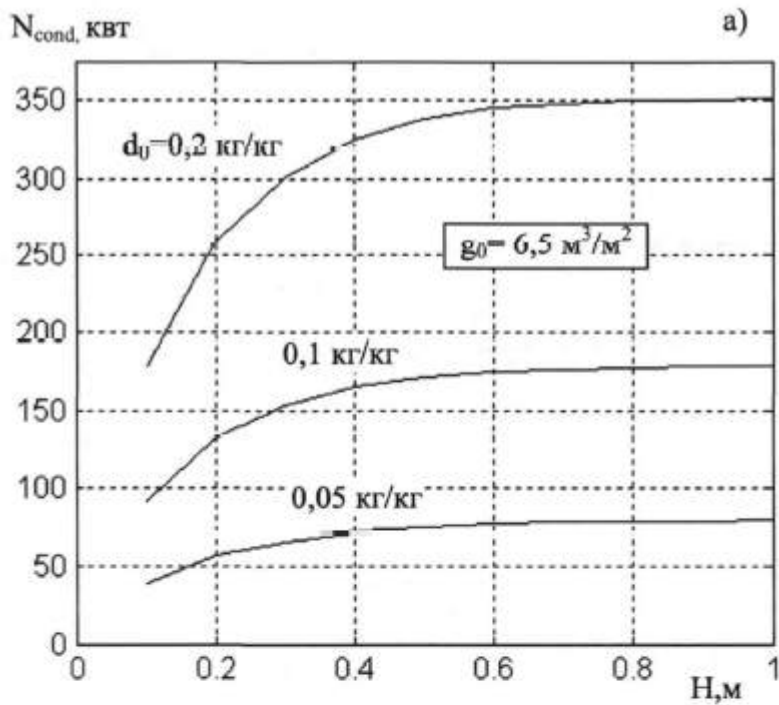


Рисунок 3.4 – Зависимость высоты рабочей загрузки на мощностные характеристики анализируемого аппарата

Графики на рисунке 3.4 демонстрируют четкую зависимость мощности теплообменного аппарата от содержания воды в поступающем в него газе. 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. 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:

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 [7] (см. таблицу 3.1).

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

Н, мм		500	484	500	980	960
V_g , м/с		1,5	0,9	1,5	0,9	0,94
g_0 , M^3/M^2		0	28	10	15	31
Δp , мм в ст	25x25x	36	77	91	101	201
	4					
	50x50x	24	56	58	61	132
	5					

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

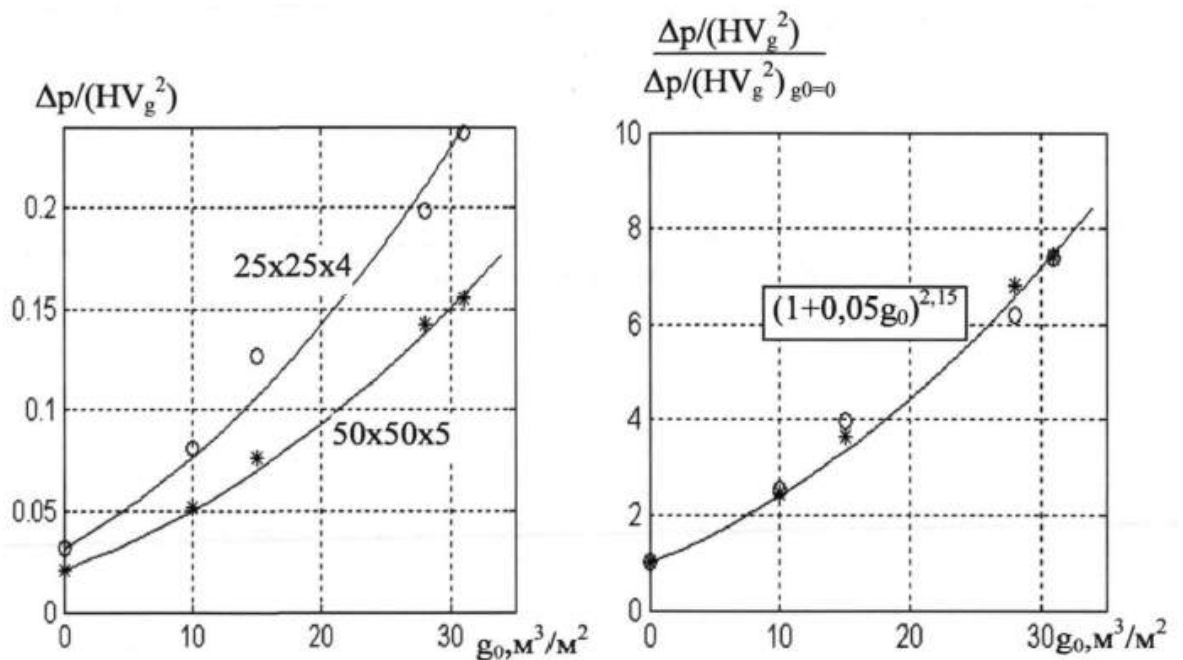


Рисунок 3.5 – Экспериментальные данные работы аппарата ЭК-БМ-1-1

Графики на рисунке 3.5 визуально отображают математическую зависимость, представленную в формуле (3.8), где представляется зависимость рабочей загрузки от плотности орошения. Рисунок 3.5б демонстрируют ту же зависимость, но для конкретного случая сухой рабочей загрузки. В результате можно считать, что потери давления в основном формируются выбранной конструкцией рабочей загрузки, плотностью орошения, высотой анализируемого аппарата и скоростью перемещения рабочей газовой фазы.

Более подробно проведем рационализацию выбора высоты H теплообменника. Остальные параметры выбираются исходя из конкретики реализуемого технологического процесса.

Формулу (3.11) преобразим к виду:

doklad-diploma.ru

где B – параметр, учитывающий пропорциональность конструктивных параметров от рабочих режимов. В итоге конечный вид формулы принимает вид:

7429012@mail.ru

где значения мощностного параметра выбирается из графика, представленного на рисунке 3.4.

Данные, представленные на рисунке 3.6 описывают результаты рационализации анализируемого аппарата при постоянной степени орошения. Следует отметить, что при $B=0$ каждая кривая совпадает с графиком, представленном на рисунке 3.4.

Для других случаев, когда B не равно 0, наблюдается появление двухстороннего максимума, который следует воспринимать, как поисковый параметр – высота теплообменника. В тех случаях, где содержание влаги в

рабочем газе достаточно высоко, то полученные данные расчетным путем по приведенной методике могут давать отклонения. Это объясняется тем, что при $V = 15$ переход от рациональной геометрической длины $H = 0,8$ м к длине $H = 0,6$ м результаты практически не меняются, но при этом реальные затраты мощности на продув рабочей газовой фазы снижаются примерно на 25 %.

Когда происходит снижение содержание воды в рабочем газе, то даже при малых величинах V отход от него дает все более заметное снижение целевой функции.

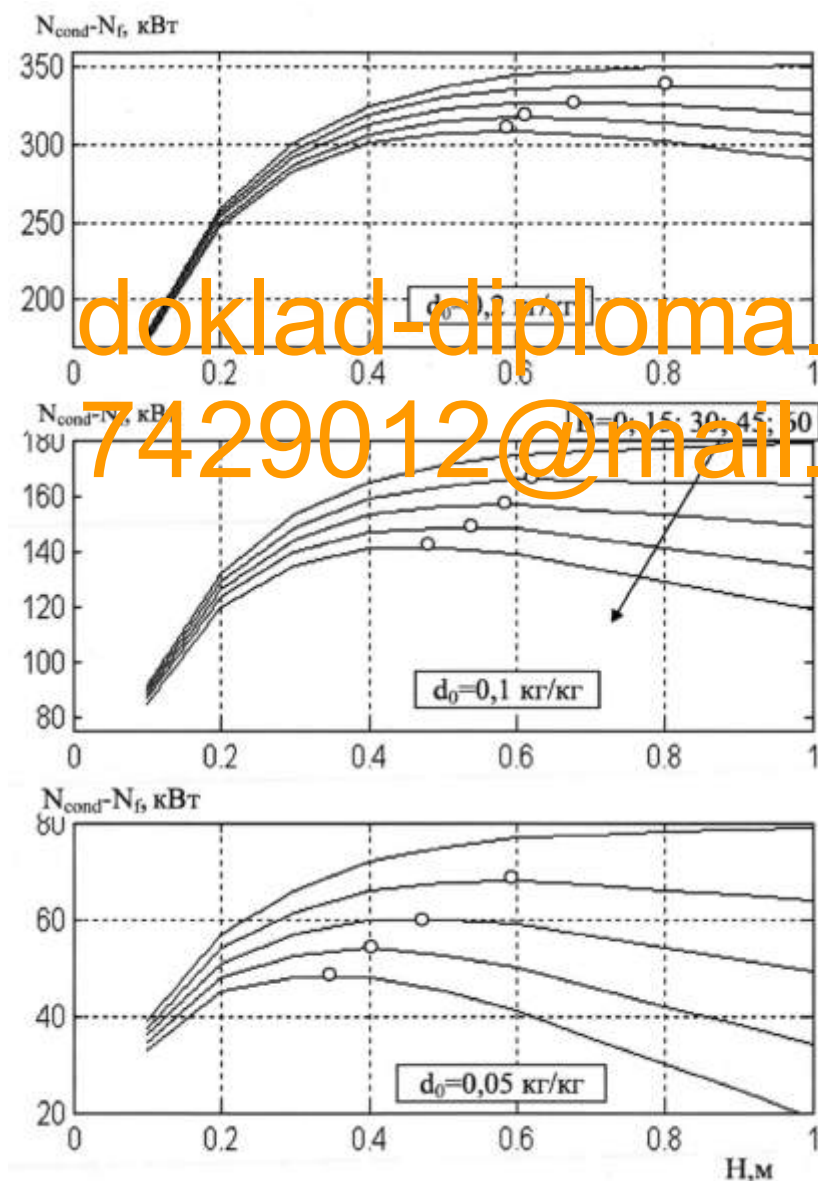


Рисунок 3.6 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании содержания

влаги в рабочем газе ($g_0 = 6,5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)

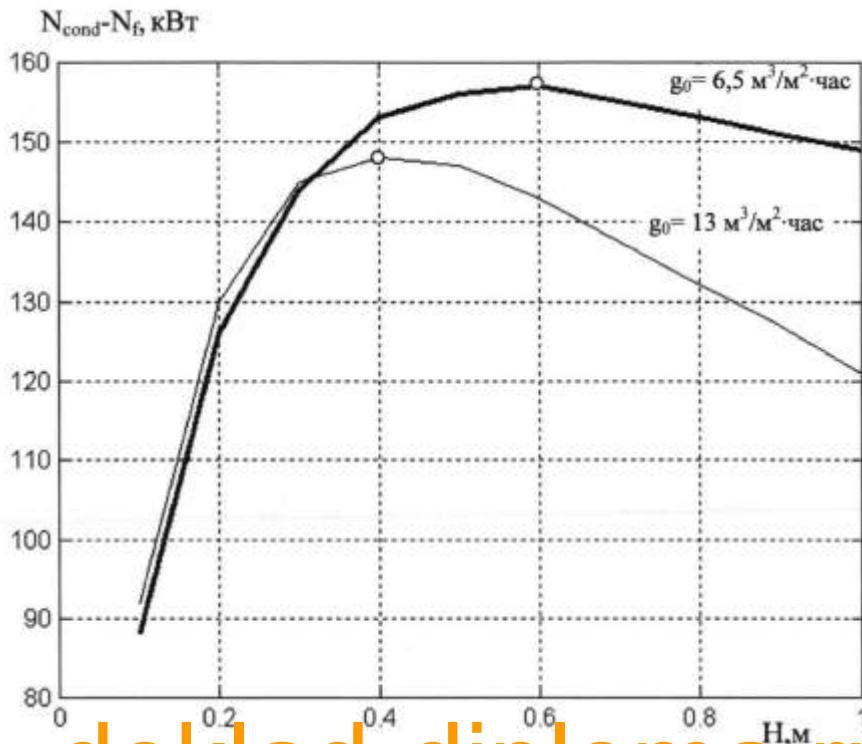


Рисунок 3.7 – Зависимости геометрической длины анализируемого аппарата на целевую функцию оптимизации при варьировании плотности орошения ($d_0 = 0,1 \text{ кг/кг}$)

Рисунок 3.7 иллюстрирует экстремумы, то есть предпочтительные величины высот теплообменника для двух величин плотностей орошения: 6,5 и $13 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. Для случая, где плотность орошения составляет $13 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, 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 данной главы 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.

3.3 Сопоставление результатов, полученных по балансовой и ячеечной моделям

Важно провести сравнительную характеристику результатов, полученным по классической методике нуль-мерной размерности и новой, представленной в данной работе, ячеечной методике. 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_{wout}	54 $^\circ\text{C}$	49 $^\circ\text{C}$
t_{gout}	20,4 $^\circ\text{C}$	40,4 $^\circ\text{C}$

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.

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.

Точность результатов, полученных расчетным путем по базовой методике, проверялась сопоставлением с данными, полученными экспериментальным путем [7], где в промышленных опытах рабочие характеристики менялись довольно в широких пределах. Объектом сравнения являлась температура отработанной газовой фазы. Рабочие параметры аппарата ЭК-БМ-1-1 и данные, полученные расчетным путем при использовании различных методик, представлены в таблице 3.3.

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

Высота слоя, мм		484	500	500	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 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, %)	Ячеечн ая модель	28,4/ 5	46,6/3, 5	53,3/1, 5	48,7/ 3	33,2/3, 7
	Базовая модель	25/- 7,4	43/- 4,4	48/- 8,6	45/- 4,9	29/- 9,4

В таблице 3.3 в последних нижних строках представлены данные,

полученные экспериментальным путем, расчетным путем по ячеечной 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 не превышают 5 %, что можно считать вполне приемлемым результатом, учитывая реальную сложность анализируемого процесса. 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.

Интересен анализ рекомендаций по подбору рациональных геометрических параметров контактных теплообменников, используемых в балансовой модели. Для этого нами выполнен анализ расчетных данных оптимальной высоты слоя насадки по формуле 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 (рис. 3.6, 3.7). В формуле (1.23) влияние первой из этих характеристик не учитываются. Ясно, что при разработке тепловых

аппаратов считается, что содержание воды в рабочих газах варьируется в малом диапазоне. Следует отметить неудачную, на наш взгляд, структуру формулы Г.А. Пресича. При температурах газа на входе менее $24,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ она дает отрицательные величины оптимальной высоты насадки, при $t_{\text{gin}} = 24,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ имеет разрыв, и при больших температурах дает положительные значения. Очевидно, что эта формула имеет чисто эмпирический характер, построена с использованием экспериментального материала, полученного в диапазоне температур греющего газа не менее $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ при сравнительно небольших его влагосодержаниях, и поэтому предназначена только для расчетов контактных теплообменников-утилизаторов, в которых греющим агентом являются дымовые газы.

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, имеющий меньшие температуры и значительно более высокие влагосодержания. Влияние плотности орошения в какой-то степени учитывается отношением W_i/G , однако это справедливо только в узком диапазоне изменения скорости газа. Поэтому расчеты по предлагаемой методике выполнены для конкретных величин влагосодержания греющего газа на входе в аппарат и плотности орошения, характерных для реальных контактных утилизаторов. При изменении этих величин расхождение между предлагаемой методикой и методикой [7] увеличится.

Выводы по главе 3

1. Представлены расчетные формулы, позволяющие провести анализ локальных коэффициентов теплоотдачи, массоотдачи и потерь давления и при

этом удается обеспечить требуемую сходимость до 5 % расчетных с экспериментальными данными по рабочим параметрам теплообменных аппаратов.

2. Представлена зависимость, позволяющая выполнить оценку зависимости аэродинамического сопротивления рабочей загрузки от плотности орошения.

3. Представлена зависимость, позволяющая найти рациональную высоту теплообменного аппарата, когда реализуется максимальная разность между его тепловой мощностью и мощностью, затрачиваемой на прокачку рабочей газовой фазы.

4. Показано сравнение выходных характеристик рабочих сред, рассчитываемых по разработанной модели с опытными данными испытаний контактного теплообменника-утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм и показано, что погрешность в их определении не превышает 5% при средней по всем опытам погрешности 3,35%.

5. Показано, что классический метод расчета, реализуемый на балансовых уравнениях для теплоты и массы по всему теплообменнику в целом, демонстрирует заниженные результаты по тепловой мощности и параметрам теплоносителей на выходе из теплообменника. В частности, для той же серии опытов средняя погрешность составляет - 6,9%.

Глава 4. Внедрение новой расчетной методики

Применение полученных результатов по новой методике на технологической линии

Получение данных с помощью новой методики было осуществлено в промышленности, на рабочем участке компании ЗАО «Текстильная индустрия». На рабочей площадке, где организованы мероприятия по финишной отделке ткани с поверхностной плотностью около 300 г/м², а именно, расправление жгута ткани, выделение из ткани остаточной влаги, манипуляции по пропитке ткани специальными веществами, подсушка, переделка угла, ширины, сушки и каландрирования. Удаление влаги из ткани или бязи происходит на семи специальных сушильных установках, поставленных компанией (СШМ) «Элитекс», посредством конвекции. Схематично производственная линия, представлена на рисунке 4.1.

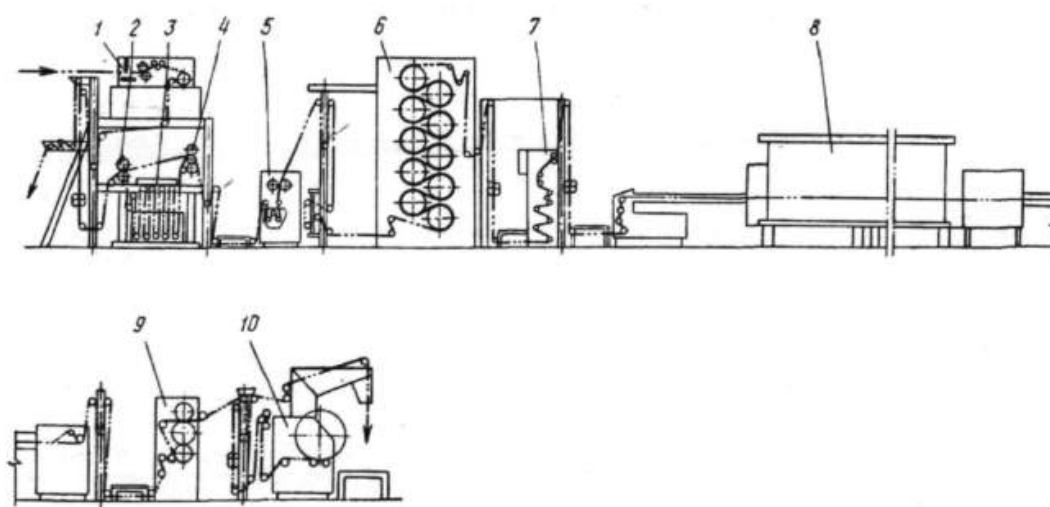


Рисунок 4.1 – Производственная линия по финишной обработке ткани: 1 – расправитель жгута ткани; 2 – отжим; 3 – ванна с растворами; 4 – отжимное

устройство; 5 – 2хвальная плюсовка; 6 – установка для сушки; 7 – установка для переделывания перекосов утка; 8 – ширильно-сушильная установка; 9 – отделочный каландр; 10 – накатная периферическая установка

Сушильно – ширильная установка включает в себя цепное поле, где цепи с острыми клуппами перемещаются по заданным траекториям. Манипуляции направляющих и фиксация их в заданном положении осуществляется специальными винтами, которые циркулируют одновременно от главного приводного вала. В локации, где осуществляется подвод ткани, расстояние между цепями самое малое, после чего манипуляторы перемещаются на необходимую для организации степени ширения расстояние, после чего фиксируются параллельно и после второй половины сушильно – ширильной установки до финиша ширина манипуляторов сокращается до определенного размера ширения. Такой технологический прием реализует правильную усадку ткани в процессе её сушки.

Сушильно – ширильная установка также включает в себя шесть термических камер и по 1 термической секции на входе и выходе. Термические камеры, в свою очередь, включают в себя калориферы с паровым нагревом и циркуляционными дымососами, которые обеспечивают подвод нагретого воздуха сквозь калориферы в воздуховоды к соплам на обработку ткани с целью её сушки и прокалики. В определенных дымососах присутствуют нагреватели, которые способны увеличивать температуру продуваемого воздуха с целью дальнейшей фиксации пигментных красителей.

Обычно размещается 14 калориферов и 14 дымососов, которые размещаются линейно и попарно.

Нагретый воздух, содержащий в себе определенное количество влаги и предконденсатов смол, удаляется из термической зоны в верхней части через окна вытяжной вентиляции. Настройка рабочего режима осуществляется с помощью заслонок, которые размещены в каждой термической зоне, и, которые

обеспечивают заданный температурно-влажностный технологический режим, обеспечивающий сушку ткани и фиксацию пигментных красителей на ней.

В результате получаем, что рабочим телом является поступающий из окружающей среды воздух, который в последствии подогревается в термических камерах водяным паром, при температуре 159°C и рабочем давлении в количестве 6 ата.

Рабочие параметры обрабатываемой ткани:

- ширина $B = 1,5$ м;
- плотность (поверхностная) $\rho_{ms} = 125 \text{ г/м}^2 = 0,125 \text{ кг/м}^2$.

Рабочие номинальные параметры процесса сушки:

- содержание влаги ткани перед сушкой в плюсовочных валах $u_{in} = 0,8$;
- содержание влаги ткани на выходе из установки $u_{out} = 0,01$;
- температура ткани перед сушкой $t_{min} = 19^{\circ}\text{C}$;
- температура ткани на выходе $t_{mout} = 106^{\circ}\text{C}$;
- скорость перемещения ткани при обработке $w_{in} = 30$ м/мин;
- температура рабочего воздуха $t_{gw} = 110-140^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха на выбросе в атмосферу $t_{gout} = 75-92^{\circ}\text{C}$.

Отработанный воздух выбрасывается в атмосферу через вытяжную вентиляцию, в которой установлено три дымососа типа ВЦ 14-46 №4 и которые укомплектованы электродвигателями мощностью 2,2 кВт при рабочем количестве оборотов 1000 об./мин. Каждый дымосос обеспечивает расход воздуха в количестве 3500 – 7300 м³/час и при этом обеспечивается давление 550 – 630 Па.

Для расчета теплообменного аппарата по новой методике компанией была обозначена следующая исходная информация:

- количество расхода воздуха $G_{g0} = 10 \text{ т/час} = 2,78 \text{ кг/с}$;
- температура поступающего воздуха $t_{g0} = 80^{\circ}\text{C}$;
- температура в помещении $t_{gat} = 20^{\circ}\text{C}$;

- относительная влажность воздуха	$\varphi_n = 0,8;$
- температура воздуха на выхлопе	$t_{gout} = 50 \text{ }^\circ\text{C};$
- температура поступающей воды	$t_{w0} = 10 \text{ }^\circ\text{C};$
- температура воды на выходе	$t_{wout} = 40 \text{ }^\circ\text{C}/$

Расчет теплообменного аппарата по классической усредненной методике

Производительность одной установки по обрабатываемой ткани:

Количественный расход воды, удаляемый из обрабатываемой ткани:

doklad-diploma.ru
Общий расход воды с 7-ми установок:
7429012@mail.ru

Дополнительная влага, поступающая в воздух вследствие испарения:

Тепловой баланс теплообменного аппарата представим в виде:

где h_1 и h_2 - входная и выходная энтальпии рабочего воздуха, которые определяются, как:

где

Прежде чем определить теплосодержание влажного воздуха, прежде

следует определить содержание влаги w и . Давления насыщенного водяного пара при температурах t и определяются по зависимостям (2.53) – (2.56) и равняются:

Максимально возможное содержание воды в рабочем воздухе определяет по соотношению:

Для нашего случая результат следующий:

Общее содержание воды в рабочем воздухе найдем как сумму из первичного содержания влаги в исходном воздухе и добавочной влаги в результате технологической обработки, то есть:

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

где обуславливается параметрами воздуха, забираемого напрямую из внешней среды, и определяется по зависимости (2.56). В нашем случае

и следовательно,

что в итоге получается меньше , но больше .

Данный результат следует понимать следующим образом, а именно, что вся влага содержится в рабочем воздухе в виде перегретого пара (w_1), а на выбросе лишь ее часть содержится в виде перегретого пара (w_2). В итоге имеем, что в анализируемом нами теплообменном аппарате конденсируется следующее количество воды в расчете на один кг сухого воздуха:

Таким образом,

Решая уравнение теплового баланса, получим расход влаги:

В результате количество конденсируемой влаги:

Стоит отметить, что параметр в количестве 2,4 считается для процесса оптимальным для серийного технологического теплообменного аппарата ЭК-БМ1-2.

Экономия энергии определяется, как:

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

Учитывая воду, образовавшуюся при конденсации:

Параметр в количестве 718,6 кВт составляет 88,7 % от общей тепловой мощности.

Для определения геометрических параметров теплообменного аппарата возьмем за основу зависимость между плотностью орошения и скоростью воздуха.

Плотность орошения рабочей загрузки, определим как:

где D_k – размер внутренней рабочей камеры аппарата, где располагается рабочая загрузка.

Параметр D_k связан с расходом воздуха выражением:

Подставим выражение (4.18) в выражение (4.17), то получим:

Плотность воды при рабочих температурах в диапазоне 10 – 40 °С в среднем можно считать равной 996 кг/м³. Плотность воздуха определяется по выражению [96]:

где p - параметр, характеризующий парциальное давление влажного пара, и который определяется по формуле (2.56).

Внося в выражение (4.20) определенные величины температур и содержания воды в рабочем газе на выходе теплообменного аппарата получим следующие данные:

doklad-diploma.ru
7429012@mail.ru

Согласно выражению (4.19) получаем среднее выражение:

Из технологических соображений, когда имеются конкретные размеры каналов, куда поступает отработанный воздух, диаметр установки принимают равным $D_k = 1,5$ м. Данный размер обуславливает скорость проточного воздуха, согласно выражению (4.18) и составляет $V_g = 1,617$ м/с, что является вполне технологичным параметром.

Определим температурные перепады на входе и выходе теплообменного аппарата следующим образом:

Усредненный температурный перепад принимаем, как $\Delta t = 40$ °С.

Коэффициент теплоотдачи, определенный по выражению (1.21) с учетом плотности орошения, определенной по выражению (4.19) и равной величине $16,47 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$, равняется $70,5 \text{ Вт}/\text{м}^2\cdot\text{°К}$. В случае, когда применяется рабочая загрузка с характерными размерами $50 \times 50 \times 5$ мм и при этом с удельной поверхностью $130,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$, отнесенный к характерной величине объема коэффициент теплоотдачи в анализируемом случае составит величину $k_v = 9210 \text{ Вт}/\text{м}^3\cdot\text{°К}$. В итоге получаем, что рабочий объем полости с загрузкой составляет:

Высота рабочей загрузки составит:

Аэродинамическое сопротивление, определенное по (3.4) с учетом (3.5) и (3.6) равняется 732 Па .

Стоит отметить, что расчетные данные не являются единственно возможными для заданных исходных данных. Цель расчета заключается в том, чтобы найти оптимальный вариант, при котором выбранная целевая функция будет соответствовать минимуму.

Представим в таблице 4.1 данные, полученные при расчете варьируемых параметров D_k и типоразмера рабочей загрузки аппарата.

Таблица 4.1 – Полученные данные теплообменного аппарата по методике [7]

№	Диаметр камер, D_k , м	Размеры загрузки, мм	Плотность орошения, g_0 , $\text{м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$	Объем камеры, V_k , м^3	Высота слоя загрузки, H_k , м	Аэродинамическое сопротивление слоя загрузки,

						$\Delta p, \text{Па}$
1	1,0	25x25x 3	30,56	0,361	0,460	1653
2		50x50x 5		0,706	0,904	2317
3		80x80x 8		1,130	1,442	2208
4	1,5	25x25x 3	13,58	1,124	0,637	543
5		50x50x 5		2,199	1,245	732
6		80x80x 8		3,518	1,992	665
7	2,0	25x25x 3	7,64	2,506	0,798	237
8		50x50x 5		4,901	1,561	304
9		80x80x 8		7,841	2,497	257

На основании данных таблицы 4.1 следует сделать вывод, что снижение диаметра рабочей камеры приводит к снижению ее габаритов в целом, но аэродинамическое сопротивление в таком варианте значительно повышается. В приведенном расчетном примере показано, что наиболее рациональным параметром $D_k = 1,5$ м, при этом элемент загрузки имеет размеры 25x25x3 мм (случай отмечен серым цветом в таблице 4.1). В таком случае теплообменник можно интегрировать с существующим каналом, куда удаляются отходящие газы и при это не изменять диаметр. Дополнительным положительным моментом такого решения является отсутствие необходимости замены

дымососа ВЦ 14-46 №4, который создает давление в диапазоне 550 – 630 Па.

Выражение (4.13) позволяет найти максимальный расход воды, когда обеспечивается нагрев от 10 до 40 °С и при этом определить максимальную величину тепловой мощности анализируемого аппарата. Для случая, когда требуется более малый расход воды, то теплосъем легко может быть снижен. Однако, в таком случае, увеличивается температура отработанных газов, и рабочие размеры теплообменного аппарата могут быть снижены.

Стоит отметить, как это уже подробно описывалось ранее, балансовый метод не предоставляет точных данных, при которых погрешность можно считать удовлетворительной. Поэтому после определения необходимого варианта были выполнены его проверочные оценки по новой модели.

Проверка по новой модели расчетных данных контактного теплообменника

doklad-diploma.ru

7429012@mail.ru

Ранее в главе 3 был подробно представлен расчет теплообменного аппарата по новой ячеечной модели, причем полученный результат по рабочим характеристикам аппарата демонстрировал высокую сходимость с данными, полученными экспериментальным путем. В связи с этим проверку данных, полученных по балансовому методу расчета и представленных в таблице 4.1, также будем уточнять с помощью новой ячеечной модели. По условию задачи имеем диаметр аппарата в количестве 1,5 м, а высота рабочей загрузки является варьируемой величиной. Полученные результаты представлены на рисунке 4.2.

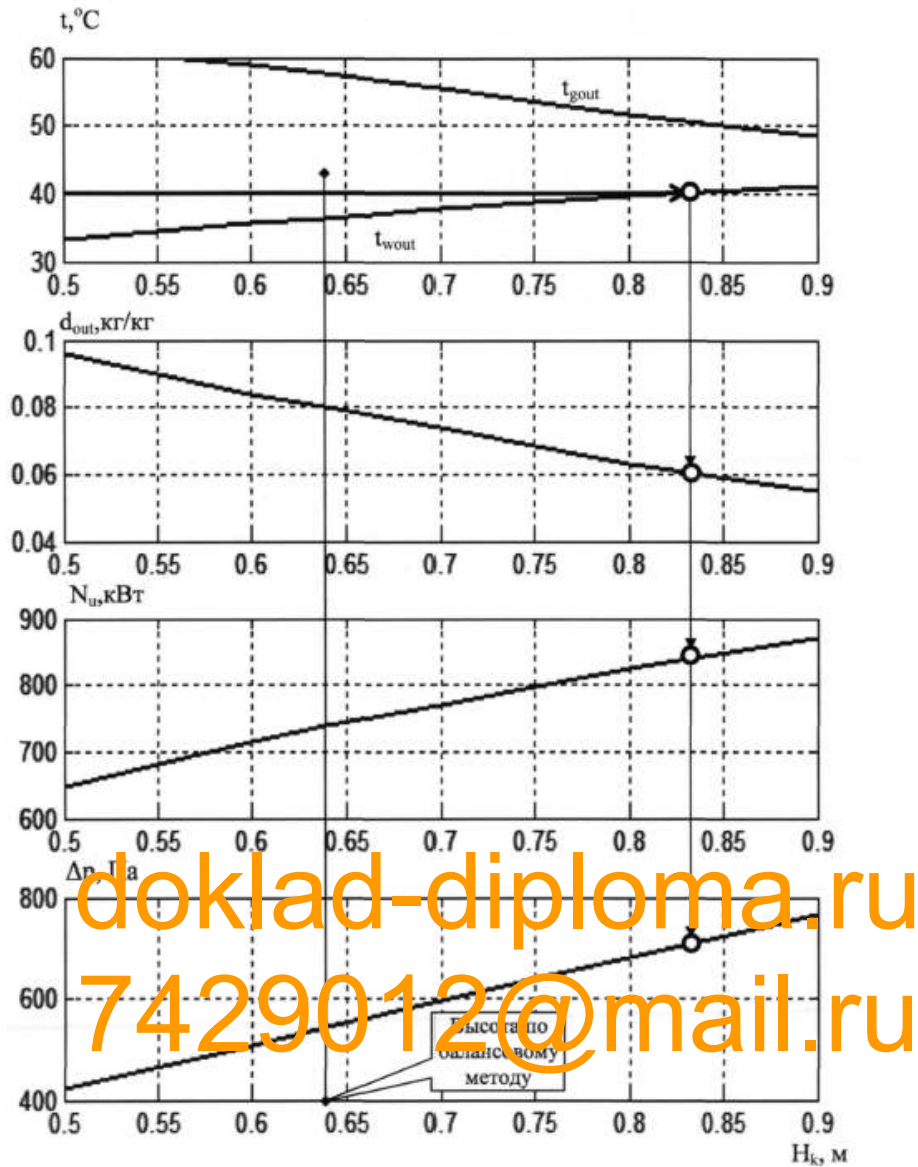


Рисунок 4.2 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига 25x25x3 мм, $t_{win} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Самый верхний график на рисунке 4.2 демонстрирует, что расчет рабочего режима по классической методике обеспечивает нагрев воды лишь до $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, а не до требуемых $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате данная погрешность отражается и на температуре выхлопного воздуха, которая составляет $58\text{ }^{\circ}\text{C}$, при содержании воды в количестве до $0,08\text{ кг/кг}$, а тепловая мощность равна примерно 730 кВт , когда реально может обеспечиваться 838 кВт . В результате выполненных проверочных расчетов получаем оптимальную высоту рабочей загрузки равную $0,83\text{ м}$. Это соответствует и всем другим обозначенным величинам, но при

увеличенным перепаде давления газа на слое загрузки, который увеличивается до 700 Па.

Рисунок 4.3 иллюстрирует те же зависимости, но при поступающей воде при температуре 15 °С, когда необходимая тепловая мощность для ее дополнительного догрева до уровня 40 °С составляет 700 кВт, что обеспечивается при высоте рабочей загрузки равной 0,63 м. Стоит отметить, что съем тепла от рабочего газа при этом уменьшается, таким образом, температура выхлопных газов составит 60 °С, а содержание воды в них 0,085 кг/кг. Уменьшение высоты рабочей загрузки приводит к уменьшению аэродинамического сопротивления до 550 Па.

Рисунок 4.4 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 40 °С. В условия задачи не входили проекторочные работы анализируемого аппарата с оптимальными характеристиками по регулировке теплосъема от рабочего воздуха, поэтому представленная зависимость носит информативный характер для технологических карт эксплуатируемой технологической линии.

Рисунок 4.5 демонстрирует результат при замене колец Рашига на большие с размером 50x50x8. В результате высота рабочей загрузки увеличится на 1,37 м, что в итоге приведет к увеличению аэродинамического сопротивления аппарата до 800 Па. Такой результат оказывается менее рациональным по сравнению с более меньшими кольцами Рашига.

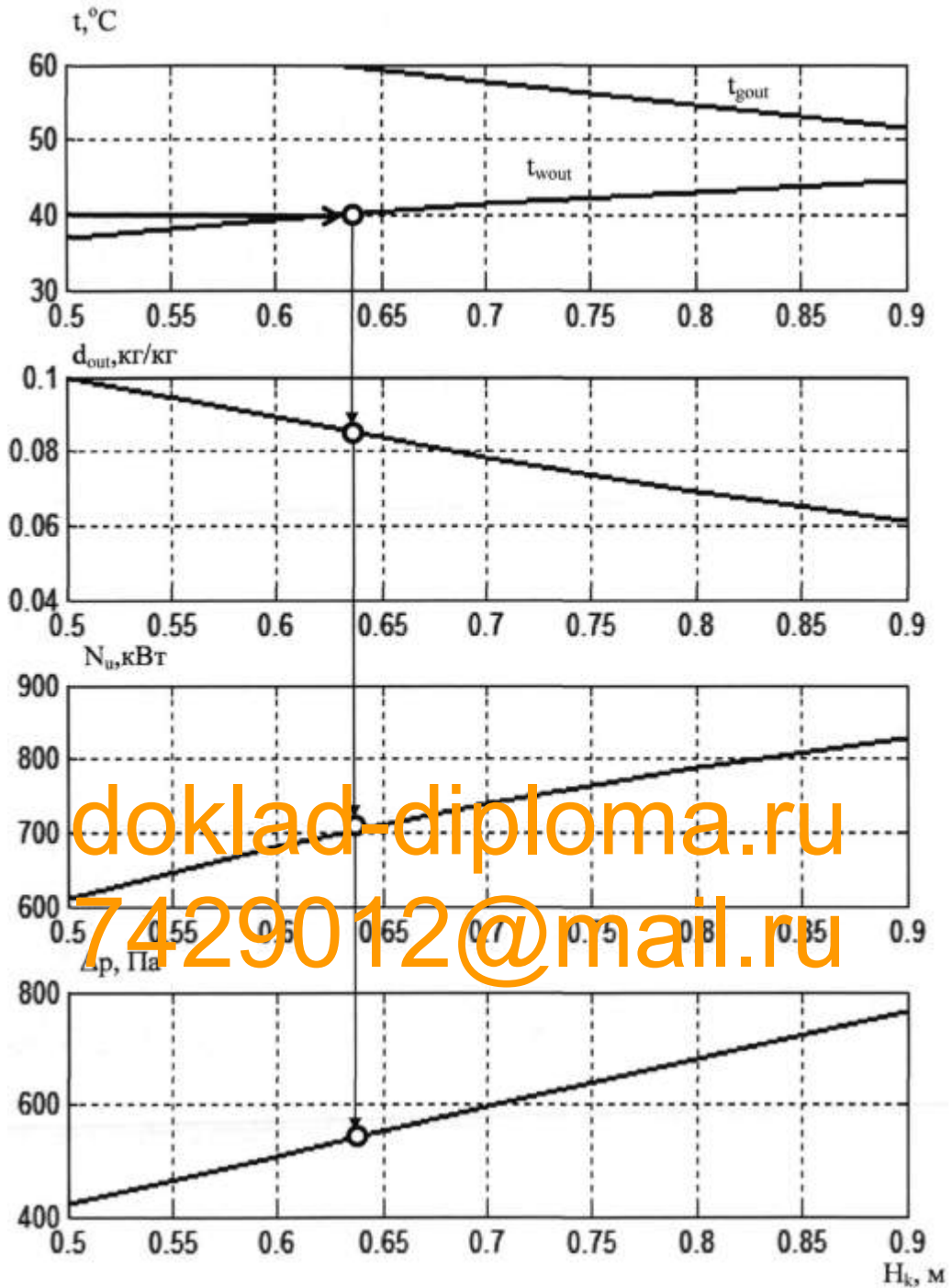


Рисунок 4.3 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига 25x25x3 мм, $t_{win} = 15$ °C

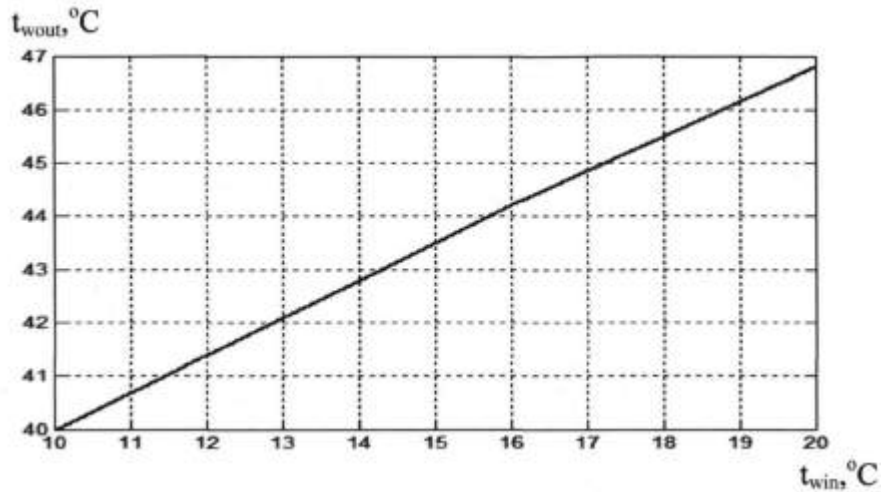


Рисунок 4.4 – Температурная зависимость поступающей воды и воды на выходе из аппарата: загрузка – кольца Рашига 25x25x3 мм, $H_k = 0,83$ м

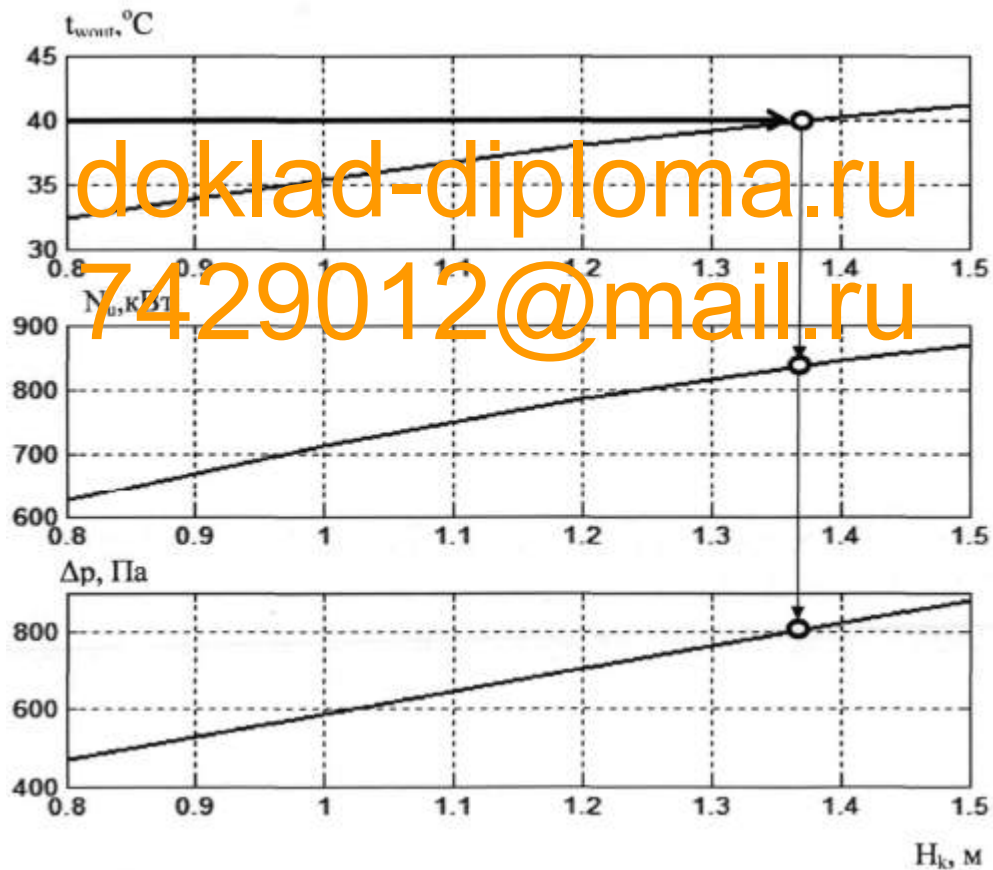


Рисунок 4.5 – Зависимость высоты рабочей загрузки на рабочие параметры теплообменного аппарата: загрузка – кольца Рашига 50x50x8 мм, $t_{win} = 10$ °C

В результате выполненных проверочных расчетов компании была

передана схема теплообменного аппарата, приведенная на рисунке 4.6.

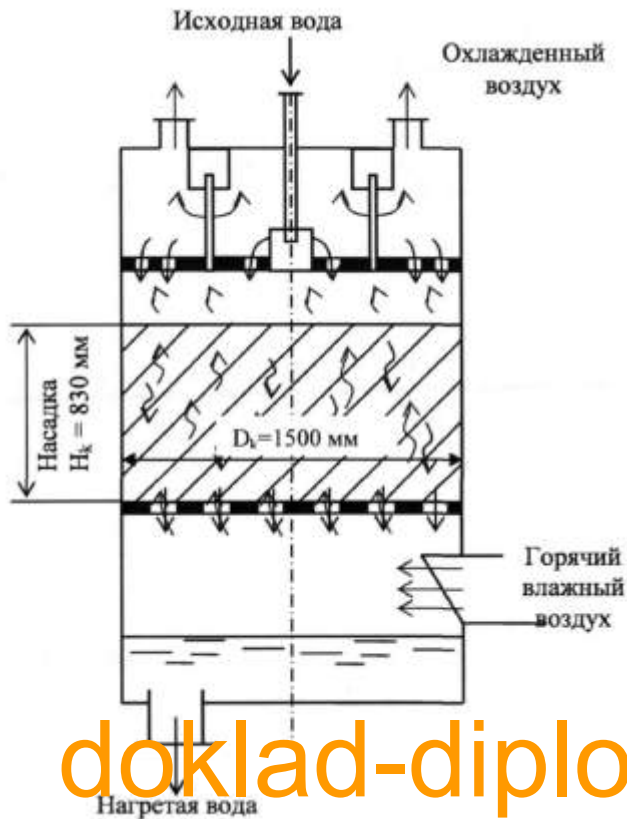


Рисунок 4.6 – Технологическая схема аппарата для дальнейшей проработки рабочего устройства

Рисунок 4.7 иллюстрирует оценочное распределение температур рабочих сред по высоте рабочей загрузки. Это распределение не совсем совпадает с расчетными параметрами в главе 2 и 3, поэтому в представленных ранее зависимостях изменения тепловой мощности при изменении высоты рабочей загрузки она варьируется примерно пропорционально. Сегодня промышленные компании не требуют производства дополнительной тепловой мощности, помимо той, что заданна через уровень нагрева обрабатываемой воды.

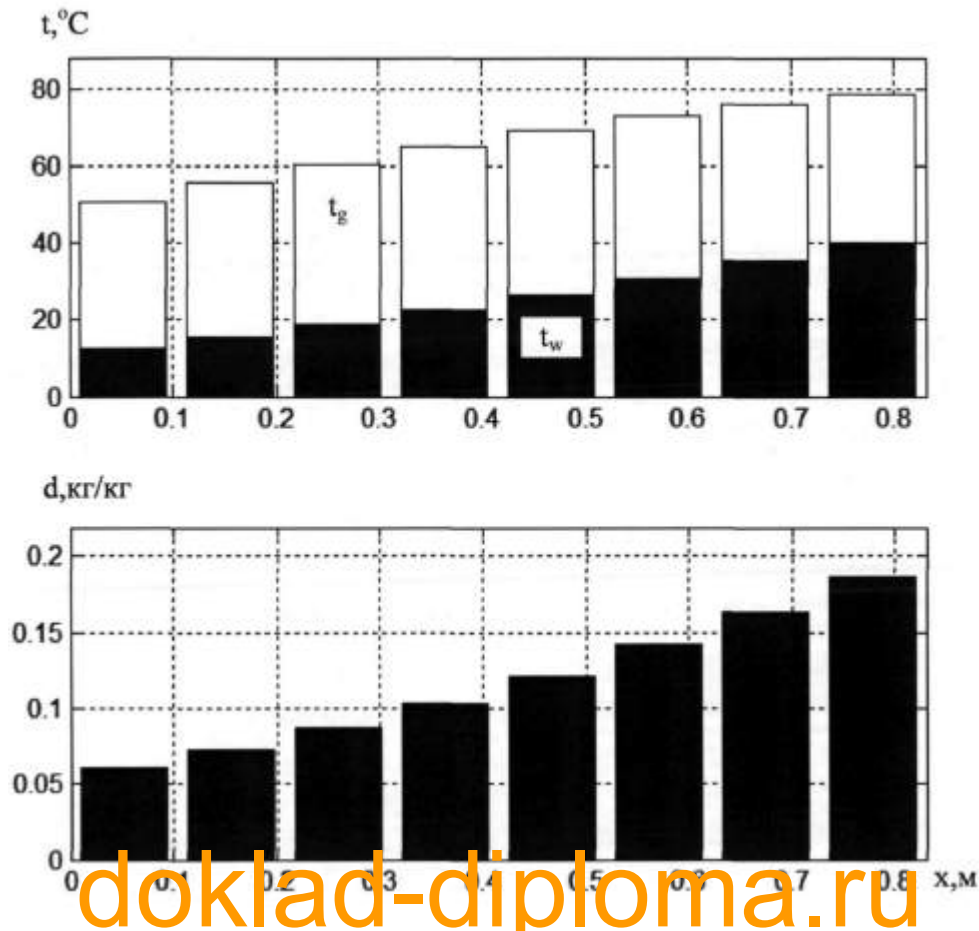


Рисунок 4.7 – Показания температур теплоносителей в оценочном варианте: табулка – котёл Ршита $25 \times 25 \times 3$ мм, $F_k = 0,83$ м (ось x направлена вниз)

Разработка теплообменного аппарата на основе представленных расчетов и прототипа действующей установки ЭК-БМ1 была реализована специалистами инженерной службы. Разработанный теплообменный аппарата был собран и запущен в эксплуатацию осенью в 2011 года. Детализовка созданного аппарата является собственностью коммерческой организации и в данной работе не приводится. Дополнительно на установку был установлен теплоизоляционный слой с цель снижения тепловых потерь в окружающую среду. В результате пусковых работ была получена зависимость температуры воды на входе и на выходе и сопоставлены с расчетными данными (см. рисунок 4.8).

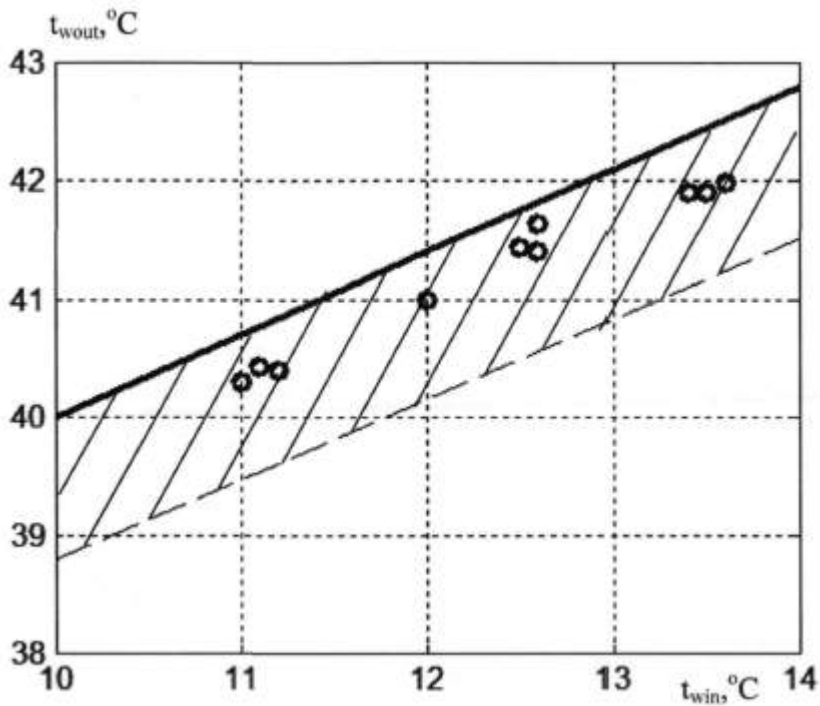


Рисунок 4.8 – Сопоставление расчетных и экспериментальных температурных данных по рабочей воде на входе в аппарат и на выходе: нагрузка – кольца Рашина 2,5х25х1 мм, $H_k = 0,83$ м (заштрихована зона 3 %-ного отклонения)

На рисунке 4.8 видно, что экспериментальные данные составляют не более 3 %-ое отклонение от расчетных данных, но при этом ошибка наблюдается регулярная и завышенная, что объяснить можно тем, что модель при анализе аппарата рассматривалась с идеальной теплоизоляцией, чего нет на практике.

Технологический эффект данный аппарат составил в экономии для предприятия 830 кВт, в денежном эквиваленте 485 тыс. руб.

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 выходе из установки, когда известны параметры обоих рабочих сред как на подаче 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 4.9 демонстрирует окно ввода данных для последующего определения технологических параметров.

Если расчетчику требуется определить температуру жидкости на выходе из теплообменного аппарата, то ему следует ввести величину температуры воздуха на выходе из анализируемого аппарата (четвертая строка). При этом информация о температуре жидкости на выходе (восьмая строка) станет невозможным для ввода, так как этот параметр будет определяться в результате анализа. Если же задача заключается в расчете температуры воздуха на выходе из теплообменника-утилизатора, то необходимо задать температуру воды на выходе из аппарата (восьмая строка), а недоступной для заполнения станет четвертая строка (температура воздуха на выходе). Таким образом, одна из строк – четвертое или восьмое, в любом случае остается недоступным.

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.

Поверочный расчёт

Введите исходные данные для поверочного расчёта:

Воздух

Массовый расход сухого воздуха, т/час: 10

Температура наружного воздуха, град Ц: 20

Температура воздуха на входе в КУ, град Ц: 60

Температура воздуха на выходе из КУ, град Ц: 50

Относительная влажность наружного воздуха, %: 80

Массовый расход добавочной влаги, кг/с: 0.52

Вода

Температура воды на входе в КУ, град Ц: 10

Размеры конструкции

Диаметр клапана, мм: 15

Высота слоя засыпки, мм: 83

Диаметр насадки, мм: 25

Длина насадки, мм: 25

Толщина стенки насадки, мм: 3

Засыпка (1 - упорядоченная, 2 - навалом): 2

ВЫЧИСЛИТЬ ЗАВЕРШИТЬ

Рисунок 4.9 – Окно ввода данных программного комплекса по определению рабочих характеристик теплообменных аппаратов

Рисунок 4.10 иллюстрирует окно ввода данных программного комплекса, когда требуется выполнить конструктивный расчет контактного теплообменника.

Конструктивный расчёт

Введите исходные данные для конструктивного расчёта

Воздух

Массовый расход сухого воздуха, т/час	10
Температура наружного воздуха, град Ц	20
Температура воздуха на входе в КУ, град Ц	80
Температура воздуха на выходе из КУ, град Ц	50
Относительная влажность наружного воздуха, %	80
Массовый расход добавочной влаги, кг/с	0.52

Вода

Температура воды на входе в КУ, град Ц	10
Температура воды на выходе из КУ, град Ц	40
Массовый расход воды, т/час	24

Размеры конструкции

Диаметр камеры, м	1.5
Диаметр насадки, мм	25
Длина насадки, мм	25
Толщина стенки насадки, мм	3
Засыпка (1 - упорядоченная, 2 - навалом)	2

ВНИМАНИЕ ЗАКРЫТЬ

Рисунок 4.10 – Окно ввода данных программного комплекса по определению конструктивных параметров теплообменных аппаратов

В качестве исходных данных при конструктивном расчете используются параметры потоков обоих теплоносителей как на входе, так и на выходе из теплообменника-утилизатора. Типоразмер насадки и диаметр камеры также входят в список исходных данных, однако в процессе конструктивного расчета необходимо рассмотреть варианты с различными насадками и типовыми диаметрами камер. Целью расчета является определение высоты слоя насадки и расчет распределения температур теплоносителей и влагосодержания воздуха по высоте камеры (см. рисунок 4.11).

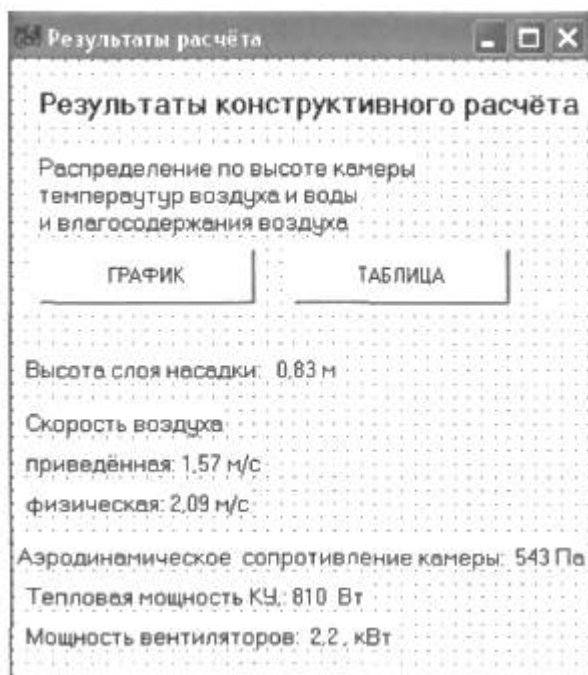


Рисунок 4.11 – Вид главного окна меню программы при выводе результатов конструктивного расчета контактного теплообменника-утилизатора

Как видно из рисунка 4.11, результаты расчетов распределения температур теплоносителей и влагосодержания воздуха по высоте камеры могут выводиться как в виде таблиц, так и в виде графиков (например, как на рисунке 4.7).

Выводы по главе 4

1. Выполнена разработка теплоутилизатора, работающего на отходящих газах сушильного участка при отделе тканей компании ЗАО «Текстильная индустрия», который содержит в себе теплообменник-утилизатор.

2. Осуществлен конструктивный анализ теплообменного аппарата с помощью компьютерной программы, реализованной на основе математической модели процесса, изложенной в главах 2 и 3 текущей работы, результаты которого применялись при реализации аппарата для утилизации теплоты

отработавшего воздуха.

3. Сравнение результатов расчета, полученных с помощью компьютерной программы, с результатами испытаний контактного теплообменника-утилизатора показало их хорошую сходимость.

4. Зафиксированный предельный технический эффект от внедрения системы утилизации тепла составил 830 кВт дополнительной тепловой мощности, а рассчитанный на его основе реальный годовой экономический эффект составляет 568 тыс. руб.

Глава 5. Выводы

В проделанной работе можно кратко выделить следующие результаты:

1. Создана новая ячеечная модель, позволяющая проводить анализ теплообменных аппаратов, а также учитывать процессы в локальных зонах внутри рабочего объема установки, что позволяет получать более точную и эффективную расчетную модель.

2. На базе новой расчетной модели создан программный комплекс, позволяющий определять оптимальные параметры теплообменных аппаратов, которые оказывают влияние на его энергетические характеристики.

3. Выполнен пробный расчет конкретного теплообменника с использованием новой расчетной ячеечной модели и представлены результаты, такие как, конструктивные и рабочие технологические параметры анализируемого аппарата. В частности, представлены результаты, демонстрирующие, что практически всегда основной вклад в тепловую мощность процесса вносит теплота конденсации влаги, причем фазовое равновесие происходит далеко не на всей рабочей длине загрузки, в итоге оставшаяся и незадействованная часть рабочей загрузки вовсе не участвует в процессе теплообмена, а только лишь добавляет аэродинамическое сопротивление для прохода газовой фазе.

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

5. Определена математическая зависимость, показывающая влияние размеров рабочей загрузки на аэродинамическое сопротивление для продуваемого через него воздуха.

6. Определена наиболее рациональная высота аппарата, при которой осуществляется наибольшая разность между его тепловой мощностью и мощностью, которая тратится на преодоление аэродинамического сопротивления.

7. Проведен сравнительный анализ между расчетными и опытными данными контактного теплообменника-утилизатора марки ЭК-БМ-1-1. Средняя погрешность между данными составляет 3,35 % при максимальной частной погрешности в 5 %.

8. Продемонстрировано, что расчет по классической методике с использованием балансовых уравнений дает большее отклонение от практических результатов. В частности, для той же серии опытов, усредненные отклонения составили – 6,9 %.

9. В результате проделанной работы был создан современный теплообменный аппарат, который осуществляет работу на отходящих газах с сушильного производства, причем экономия предположительно составляет 830 кВт в денежном эквиваленте 568 тыс. руб./год.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1- А. с. 987352 СССР, МКИ F 28C3J08. Контактный теплообменник/ Л. Г. Семенюк, Г. А. Пресич, В. И. Моисеев и др. (СССР).—№ 3315036/24-06; Заяв. 13.07.81; Оpubл. 07.01.83, Бюл. № 1, с. 369.
- 2- А. с. 787812, МКИ F 24H1/10, F 28 C3/06. Контактно- поверхностный водонагреватель/И. З. Аронов, Г. А. Пресич и Л. Г. Семенюк (СССР).—№ 2528634/29-06; Заяв. 03.10.77; Оpubл. 15.12.80, Бюл. № 46, с. 178.
- 3- А. с. 1223008 СССР, МКИ F28C3/06, F24H1/10. Контактный теплообменник/Л. Г. Семенюк, В. И. Моисеев и Г. А. Пресич (СССР).— № 3817997/24-06; Заяв. 30.11.94; Оpubл. 07.04.86, Бюл. № 13, с. 163.
- 4- А. с. 1111706 СССР, МКИ А 01 G9/24. Устройство для отопления теплиц/Л. Г. Семенюк, Г. А. Пресич, И. З. Аронов и др. (СССР).— № 3509999/10-15; Заяв. 11.11.82; Оpubл. 07.09.84, Бюл. № 33, с. 4.
- 5- Алоян, Р.М. Теоретические основы математического моделирования механических и тепловых процессов в производстве строительных материалов/Р.М. Алоян, С.В. Федосов, В.Е. Мизонов. - ГОУВПО «Ивановский государственный архитектурно-строительный университет»; ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет». - Иваново, 2011. - 256 с. ISBN 978-5-88015-259-9
- 6- Андреев, Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах./ Е.И. Андреев. - Л.: Энергоатомиздат. - 1985. - 192 с.
- 7- Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа./ И. З. Аронов - Л.: Наука. - 1990.-280 с.
- 8- 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.
- 9- Аронов, И. З. О применении контактных экономайзеров для использования продуктов сгорания жидкого топлива/И. З. Аронов, В. И. Моисеев и др. (СССР).—№ 3315036/24-06; Заяв. 13.07.81; Оpubл. 07.01.83, Бюл. № 1, с. 369.

сеев//Промышленная энергетика. - 1978. - № 11.-с. 49—50.

10. 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.

11. 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.

12. 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.

13. 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.

14. Аронов, И. З. Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных/И. З. Аронов.- М.: Энергия.- 1967.- 192 с.

15. Аронов, И. З. Контактные газовые экономайзеры./И.З. Аронов - Киев: Техника. - 1964. - 172 с.

16. Аронов, И. З. О контактном подогреве воды дымовыми газами/И.З. Аронов// Газовая промышленность. - 1963. - № 4. - с. 41—44.

17. Аронов, И. З. Прямоточные и прямоточно-противоточные контактные экономайзеры для промышленных котлов/И.З. Аронов//Газовая промышленность. - 1968. - № 5. - с. 43-46.

18. 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.

19. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. М. Каневец, В. М. Селиверстов. - М.: Машиностроение, 1989. - 366 с.

20. Баранов, Е. П. Опыт использования вторичных энергоресурсов в

производственной котельной./ Е. П. Баранов, Е. Н. Бухаркин, В. В. Кушни-рюк // Промышленная энергетика. - 1988. - № 1. - С. 21-22.

21. Баранцева, Е.А. Введение в теорию цепей Маркова и ее инженерные приложения: Учеб. пособие/Е.А. Баранцева, В.Е. Мизонов. - ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». Иваново, 2010. - 80 с.

22. 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.

23. Варгафтик, Н.Б. Теплофизические свойства веществ: справочник/Н.Б. Варгафтик - М.: Машиностроение, 1972.- 720 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. В двух книгах. Н. И. Гельперин. - М.: Химия, 1981. - 812 с.

26. Гладунцев, А. И. Анализ опыта применения контактных водонагревателей на промышленных предприятиях/ А. И. Гладунцев, 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. Друскин, Л. И. Комплексное ступенчатое использование тепла

продуктов сгорания природного газа в промышленности//Л. И. Друскин//
Промышленная энергетика. - 1975. - № 2. - с. 15-17.

31. 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», Иваново, ИГ АСУ. - 2008. - с.779-781.

32. Елин, Н.Н. Идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактном теплообменнике/Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, П.В. Якимычев. - Вестник ИГЭУ. - 2011. - вып. 2. - с.33-35.

33. Ерошевко, В. М. Гидродинамика и тепломассообмен на проницаемых поверхностях./ В. М. Ерошевко, Л. И. Зайчик.- М.: Наука, 1984. - 276 с.

34. 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. - вып. 11, с. 5-18.

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

36. Зобик, В. С. Теплотехнические показатели прямоточного и прямоточно-противоточного контактных экономайзеров/ В. С. Зобик, И. З. Аронов, Г. А. Пресич //Промышленная энергетика - 1972. - № 4 - с. 17-20.

37. Ибрагимов, Г. И. Опыт комплексного ступенчатого использования тепла продуктов сгорания газа на промышленных предприятиях./ Г.И. Ибрагимов // Промышленная энергетика - 1979. - № 8. - с. 13—15.

38. Идельчик, И. Е. Методы расчета и проектирования равномерной раздачи потока по сечению химических реакторов и других аппаратов/ И. Е. Идельчик//Химическая промышленность. - 1968. - № 4. - с. 49—57.

39. 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.

40. Ионин А.А. Газоснабжение: учебник для вузов /А.А. Ионин - М.: Стройиздат, 1989. - 439 с.
41. Исаченко, В. П. Теплопередача: учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел; - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1981. - 416 с.
42. Кабаков, М. И. К вопросу орошения насадочных аппаратов./М.И. Кабаков, В.В. Дильман//Теоретические основы химической технологии. - 1973. -т. VII. - № 6. - с. 903—906.
43. Кабаков, М. И. К вопросу о растекании жидкости по насадке /М.И. Кабаков, В.В. Дильман//Теоретические основы химической технологии. - 1973. -т. VII. - №4. - с. 539—549.
44. Калинин, Э.К. Методы расчета сопряженных задач теплообмена/Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, В. В. Костюк - М.: Машиностроение, 1983. - 232 с.
45. Карягин, Н. П. Из опыта эксплуатации контактных экономайзеров/Н.П. Карягин//Промышленная энергетика. - 1971 - № 1. - с. 34—35.
46. Кафаров, В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии/В.В. Кафаров. - М.: Химия, 1985. - 448с.
47. Кафаров, В. В. Оптимизация тепломассообменных процессов и систем / В. В. Кафаров, В. П. Мешалкин, Л. В. Гурьева. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 192 с.
48. Кафаров, В. В. Основы массопередачи/ В.В. Кафаров. - М.: Высш. школа, 1979. - 439 с.
49. Кафаров, В.В. Системный анализ процессов химической технологии/ В.В. Кафаров, И.Н. Дорохов, С.Ю. Арутюнов. - М.: Наука, 1985. - 386с.
50. Кириллов, П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам/П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 296 с.
51. Климов, Г. М. Повышение эффективности использования природного газа/Г.М. Климов//Промышленная энергетика. - 1975.- № 8 - с. 20— 22.
52. Климов, Г. М. Точка росы водяных паров продуктов сгорания

природного газа/Г.М. Климов//Газовая промышленность. - 1979. - № 9. - с. 45-46.

53. Корочкина, Е.Е. Применение энергосберегающих технологий при проектировании технологических линий, оснащенных сушильно- барабанными машинами [Текст] / Корочкина Е.Е. // Вестник ИГЭУ, вып.4, 2009, с.67-68.

54. Кошкин, В. В. Нестационарный теплообмен / В. В. Кошкин, Г. А. Дрейцер, С.А. Ярхо; - М.: Машиностроение, 1973. - 347 с.

55. Краткий справочник физико-химических величин./под. ред. К.П. Мищенко, А.А. Равделя. - М.: Химия, 1972. - 200 с.

56. Краснов, Н. Ф. Аэродинамика: Методы аэродинамического расчета.ч. 2./ Н. Ф. Краснов. - М.: Высшая школа. - 1980. - 416 с.

57. Крэйт, Ф. Основы теплопередачи./ Ф. Крэйт, У. Блэк - М.: Мир, 1983.- 512 с.

58. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам/В.Р. Кулинченко - Киев. Техника, 1990. - 165 с.

59. Курчев, А.С. Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами/А.С. Курчев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, В.И. Субботин. - Промышленная энергетика, №12, 2008, с.33-36.

60. Кутателадзе, С. С. Анализ подобия в теплофизике./С.С. Кутателадзе. - Новосибирск: Наука, 1982. - 280 с.

61. Липовецкий, С. Е. К вопросу об использовании тепла дымовых газов при сжигании природного газа под паровыми котлами/ С. Е. Липовецкий, Г. Л. Станкевич, Д. Г. Фаерштейн //Изв. вузов, Энергетика. - 1959. -№ 7. - с. 69—73.

62. Лифшиц, О. В. Справочник по водоподготовке котельных установок/О. В. Лифшиц.— М.: Энергия. - 1976. - 288 с.

63. Лыков, А. В. Теория тепло- и массопереноса / А. В. Лыков, Ю. А. Михайлов. - М. - Л., Госэнергоиздат, 1963. - 536 с.

64. Лыков, А. В. Тепломассообмен. Справочник. /А.В. Лыков - М.: Энергия. 1978, 480 с.

65. Магдиев, Е.В. Исследование переходных процессов в струйных деаэраторах с использованием теории цепей Маркова [Текст] / Е.В. Магдиев, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, В.Е.Мизонов //«Химическая промышленность сегодня». - 2008. - Вып. 7. - С. 83-86.
66. Мартыненко, О. Г. Свободно-конвективный теплообмен: Справочник./ О. Г. Мартыненко, Ю. А. Соковишин. - Минск: Наука и техника, 1982.-400 с.
67. Методы расчета турбулентных течений/Под ред. В. Колльмана.- М.: Мир, 1984.-464 с.
68. Методика испытаний контактных экономайзеров/И. З. Аронов, Г. А. Пресич, В. П. Вершинский, И. А. Шур//Газовая промышленность. - 1974. - № 1. - с. 48—50.
69. Методические рекомендации по проектированию контактно-экономайзерных установок в газифицированных котельных. - Киев: НИИСТ. - 1985.- 180 с.
70. 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. - ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет», Иваново, 2010. - 128 с. ISBN 978-5-89482-693-6
71. Мизонов, В.Е. Моделирование, расчет и оптимизация теплообменных процессов в текстильной промышленности. Монография/В.Е. Мизонов, В.А. Зайцев, В.Ю. Волынский, С.П. Бобков - ГОУВПО «Ивановский государственный химико-технологический университет», «Ивановский государственный энергетический университет» Иваново, 2010. - 204 с. ISBN 978-5-9616-0350-7.
72. Моисеев, В. И. Эксергетический анализ контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем ./В.И. Моисеев В. И., Л.Г. Семенюк Л. Г.//Промышленная энергетика. 1986, № 1, с. 48—50.

73. Моисеев, В. И. Теплотехнические показатели контактного экономайзера с промежуточным теплообменником/В. И. Моисеев, Г. А. Пресич, И. З. Аронов и др.//Промышленная энергетика. - 1983. - № 8. - с. 23—25.

74. Пекелис, Г. Б. Глубокое охлаждение отходящих продуктов сгорания энергетических установок/Г.Б. Пекелис. - Минск: Изд-во ЦК КПБ, 1957. - 84 с.

75. 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.

76. Равич, М. Б. Ступенчатое использование тепла природного газа в промышленности/М. Б. Равич//Газовая промышленность. - 1966. - № 3. - с. 37-40.

77. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности/ К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий - М.: Энергоатомиздат.- 1989. - 488 с.

78. Родионов А. И. Определение коэффициентов тепло- и массо- отдачи, отнесенных к поверхности контакта фаз /А.И. Родионов, В.М. Радиковский, В.В. Зенков//В кн.: Процессы химической технологии. Гидродинамика, теплопередача и массопередача. -М.— Л.: Наука. - 1965. - с. 28— 30.

79. Романков, П.Г. Гидромеханические процессы в химической технологии./ П.Г. Романков, М.И. Курочкина. - Л.: Химия, 1982. - 288 с.

80. Сазанов Б.В. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий. /Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. - М.: Энергоатомиздат, 1990.- 304 с.

81. Романков, П.Г. Процессы и аппараты химической промышленности./ П.Г. Романков, М.И. Курочкина, Ю.А. Мозжерин и др. - Л.: Химия, 1989. - 560 с.

82. 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.

83. Себеси, Г. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы./ Г. Себеси, П. Брэдшоу. - М.: Мир, 1987. - 592 с.
84. Семенюк, Л. Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания/Л.Г. Семенюк//Промышленная энергетика. - 1987. - № 8.- с. 47—50.
85. Семенюк, Л. Г. Комплексное использование природного газа в котельных установках с контактными экономайзерами/Л. Г. Семенюк, И. З. Аронов, Г. А. Пресич// Промышленная энергетика. - 1981. - № 10. - с. 45— 47.
86. Семенюк, Л. Г. Определение потери тепла с уходящими газами/ Л Г. Семенюк, Г. А. Пресич//Газовая промышленность - 1980. - № 6. - с. 40— 41.
87. Семенюк, Л. Г. Системы горячего водоснабжения с контактно-поверхностными котлами КПГВ-1./Л. Г. Семенюк// Водоснабжение и санитарная техника. - 1979. - № 10. - с. 19—20.
88. Сенько, П. М. Показатели прямооточной насадочной камеры контактного экономайзера/П. М. Сенько, И. З. Аронов//Газовая промышленность. - 1977. - № 5. - с. 34—36.
89. Солодовникова, Е. Н. О коррозионных свойствах воды, нагретой в контактных газовых экономайзерах/ Е. Н. Солодовникова, И. З. Аронов //Газовая промышленность. - 1970. - № 3. - с. 40—42.
90. Соснин, Ю. П. Газовый контактно-поверхностный водонагреватель, предназначенный для отопления и горячего водоснабжения жилых зданий/Ю.П. Соснин// Газовая промышленность. - 1963. - № 5. - с. 21— 26.
91. Соснин, Ю. П. Контактные водонагреватели/Ю.П. Соснин.- М.: Стройиздат. - 1974. - 368 с.
92. Соснин, Ю. П. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями./Ю. П. Соснин, Е. Н. Бухаркин// Промышленная энергетика. - 1980. - № 2. - с. 23—25.
93. Соснин, Ю. П. Выбор оптимальной схемы котельной с контактными водонагревателями./Ю. П. Соснин, Е. Н. Бухаркин// Промышленная энергетика.

- 1980. - № 5. - с. 38—40.

94. Сутырина, Т. М. Экспериментальное исследование мокрого воздухоохладителя/Т.М. Сутырина// Холод, техника. - 1960. - № 6. - с. 30— 34.

95. Таубман, Е. И. Использование уходящих газов для опреснения и очистки сточных вод./ Е. И. Таубман, З. П. Бильдер //Промышленная энергетика. - 1975. - № 4. - с. 16—18.

96. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. - М.: Энергоиздат, 1982. - 512 с.

97. Титов, А. А. Методы оценки активной поверхности контакта фаз в ректификационной насадочной колонне./А.А. Титов, Я.Д. Зельвенский Я. Д./Химическая промышленность - 1974. - № 9. - с. 50—53.

98. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник / Х. Уонг. - М.: Атомиздат, 1979. - 265 с.

99. Федосов, С.В. Моделирование и расчет систем утилизации теплоты уходящих газов в высокотемпературных процессах строительной индустрии. Монография/С.В. Федосов, Н.Н. Елца, Б.Е. Мизонов. - ГОУ ВПО «Ивановский государственный архитектурно-строительный университет», Иваново, 2010. - 267 с. ISBN 978-5-88015-242

100. Шанин, Б. В. Ступенчатое использование тепла продуктов сгорания природного газа в промышленности строительных материалов/Б. В. Шанин//Газовая промышленность. - 1967. - № 7. - с. 38-41.

101. Ши, Д. Численные методы в задачах теплообмена./Д. Ши. - М.: Мир, 1988. - 544 с.

102. Шицман, С.Е. Опыт использования контактного подогревателя для промежуточного подогрева подпиточной воды теплосети/С. Е. Шицман, Р. У. Юсупов, Т. В. Чикунова, Д. Ф. Дементьев/ЛГеплоэнергетика. - 1981.- № 3.- с. 24-26.

103. Шлыков, Ю. П. Контактное термическое сопротивление./ Ю. П.

Шлыков, Е. А. Ганин, С. Н. Царевский. - М.: Энергия, 1977. - 112 с.

104. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие. Под ред. Л. Д.

Богуславского и В. И. Ливчака. - М.: Стройиздат, 1990 - 624 с.

105. Юдаев, Б. Н. Техническая термодинамика: Теплопередача./Б.Н. Юдаев. - М.: Высшая школа, 1988. - 479 с.

106. Юдин, И. П. Применение контактных экономайзеров на котлах, сжигающих природный газ/ И. П. Юдин, Ю. П. Зайков, Ф. Е. Михайлов //Изв. ВУЗов.— Энергетика - 1974. - № 4. - с. 15—16.

107. Якимычев, П.В. Ячеечная модель тепломассопереноса в контактном теплообменнике// П.В. Якимычев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов.- Энергосбережение и водоподготовка. - 2011. - №3(71). - с. 33-35.

108. Якимычев, П.В. Моделирование и оптимизация тепломассообмена в контактном теплообменнике// П.В. Якимычев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов. Промышленная энергетика. - 2011. - №9. - с. 11-14.

109. Якимычев, П.В. Математическое моделирование тепломассообменных процессов в контактных теплообменниках/ П.В. Якимычев. - В кн. Шестдесят третья региональная научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений с международным участием, посвященная 1000-летию Ярославля. Ч. 1. Ярославль, Изд- воЯрГТУ, 2010.-с. 126.

110. 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 энерго-ресурсосберегающих процессов, оборудования и экологически безопасных производств». Иваново, 28-30 сентября 2010, с.280.

111. Якимычев, П.В. Математическое моделирование процессов тепломассообмена в контактных экономайзерах/ П.В. Якимычев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов.- В кн.: Информационная среда вуза: Материалы XVI Между-

нар. конф. Иваново, ИГАСУ. 2010, с.481-484.

112. Якимычев, П.В. Моделирование тепломассопереноса при контактном взаимодействии жидкости и газа/ П.В. Якимычев, Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, Н.Р. Лезнова. - В кн.: Состояние и перспективы развития энерготехнологии: Сб. ст. к XVI Междунар. конф. Иваново, ИГЭУ. 2011, т.2, с.305- 308.

113. Януш, П. М. Реконструкция котлоагрегата типа ДКВ/П. М. Януш, К. К. Собиев //Промышленная энергетика. - 1975. - № 7. - с. 28—29.

114. 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 157 (2005) 128-137.

115. Berthiaux, H. Applications of Markov Chains in Particulate Process Engineering: A Review/H. Berthiaux, V. Mizonov. - The Canadian Journal of Chemical Engineering. V.85, No.6, 2004, pp.1143-1168.

116. 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, 22 (2004), No.4, pp.379-389.

117. Bode, W. Wärmeversorgung durch Abwärmennutzung./ W. Bode, M. Schidt // Energietechnik. - 1985. - № 3. - S. 94—98.

118. Burkholz, A. Tropfenabscheider./ A. Burkholz// Chemie Ingenieur — Technik. - 1982. - v.54. - № 10.- s. 892—900.

119. Kremer, R. Erhöhung des Wirkungsgrades von Heizungsanlagen durch Abkühlung der Abgase unter Taupunkttemperatur./ R. Kremer //Gas, Wärme Int. - 1981. - Bd. 30(41). - № 6. -s. 300—304.

120. Kremer, R. Brennwertnutzung gehört zum Stand der Technik./ Kremer R.// Gas, Wärme Int., - 1981. - Bd. 30. - H. 11, November.

121. Kremer, R. Brennwertkessel grosserer Leistung für Energieeinsparung und Umweltschutz./ R. Kremer // Zs. Heizung, Lüftung, KHRnatechnik, Haustechnik/ - 1985/ - 36/ - № 1/ - s. 15—17.

122. Leroy, L. Matériels utilisés dans les chaufferies./ L. Leroy //Gaz — Mazout — Electricite. - 1973. - 18. - № 67. - p. 32—34.
123. Levy, C. La recuperation de chaleur sur les fumees des chaudières/ C. Levy//Chauffage, ventilation, conditionnement. - 1974. - avril. - № 3. - p. 11-20.
124. 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, 84(A11), pp.1059-1074.
125. 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, v.74, issue 1001 (2004), pp.307-315.
126. 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.
127. 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, -64p.
128. 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 V. - Ecole des Mines d'Albi Press, 2005. - 59p.
129. Mizonov, V. A Cell Model to Describe and Optimize Heat and Mass Transfer in Contact Heat Exchangers//V. Mizonov, N. Yelin, P. Yakimychiev. - Energy and Power Engineering, 2011. - № 5. - pp. 144-149.
130. Oodart, I. R. Production de chaleur par generateur a condensation a deux fluides. Chauffage direct de liquides charges./ I. R. Oodart // Rev. Generate du Gaz. - 1974. -v. 96. - № 5=6. - p. 64—69.
131. Paros, R. Comment récupérer l'energie thermique/ R. Paros//Butane propane. - 1974. -v.17.- № 10. - p. 33-41.
132. Portrait, L.-M. Las calderas de condensacion/L.-M. Portrait// Clima

y ambiente/ - 1985/ - № 146/ - s. 55—60.

133. Rado, L. Ausnutzug des Brennwertes bei gasbefeuchten Warmmeerzeugern./ Rado L., Wiedemann K.-H., Schiebe D.//HLH.- 1976. - 27. - № 7.- S. 256—263.

134. Seidl, G. Kondenzacios rendszerei gazzitelo-berendezesek/G. Seidl// Energia es Atomtechnika. - 1974. -v. 27. - № 7. - p. 289—296.

135. Stadelmann, M. Untersuchungen über Gas — Kondensationkessel./ M. Stadelmann//Gas, Warme Int., -1983. - 32.- № 11. - S. 459^64.

136. Sullivan, R. E. The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water./ R. E. Sullivan // ASHRAE J., - 1985/ - 27/ - № 3 - p. 73—75.

137. Tamir, A. Applications of Markov chains in Chemical Engineering/ A. Tamir. - Elsevier publishers, Amsterdam, 1998, -604 p.

138. Thompson, D. Condensation heat recovery application for industrial buildings/D. Thompson, B. Goldstick//Energy Engineering. - 1984. - v. 81. - № 2.- p. 27—58.

139. Булыгин Ю.А. Расчет и проектирование теплообменного аппарата: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, В.Н. Апасов. Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2006. – 136 с.

140. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.2. – 352 с.

141. Chen W., Lien F., Leschziner M. Non-linear eddy-viscosity modelling of transitional boundary layers pertinent to turbomachine aerodynamics // International Journal of Heat and Fluid Flow. 1998. Vol. 19, no. 4. P. 297-306. DOI: 10.1016/S0142-727X(97)10012-1

142. Kirillov P.L., Bobkov V.P., Zhukov A.V., Yur'ev Yu.S. Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam v yadernoi energetike Vol.1. Thermal-hydraulic processes in nuclear power plants. Moscow, IzdAt Publ., 2010. 776 p.

143. Tuncer Cebeci. Analysis of Turbulent Flows. Elsevier Science, 2004.

260 p.

144. Weigand B., Ferguson J.R., Crawford M.E. An extended Kays and Crawford turbulent Prandtl number model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, vol. 40, no. 17, pp. 4191-4196. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00084-7
145. Zhukov A.V., Sorokin A. P., Kuzina Yu. A. Heat exchange and temperature fields of fuel elements in VVER active // 5th International Scientific and Technical Conference «Ensuring the safety of Nuclear power plants with VVER»: mater. OKB «Gidropress», May 29-June 1, 2007. OKB «GIDROPRESS»: website. Access mode: <http://www.gidropress.podolsk.ru/files/proceedings/mntk2007/disc/autorun/article77-ru.htm> (accessed 10.01.2021).
146. Dragunov Yu. G., Smetannikov V. P., Gabaraev B. A., Orlov A. N., Belyakov M. S., Derbenev D. S. Analytical review of information on the thermophysical properties of a helium-xenon gas mixture and recommendations for their calculation. Moscow, 2012. pp. 15-17.
147. Kulikova T. N., Markov P. V., Solonin V. I. Modeling of heat transfer to a gas heat carrier with a reduced value of the Prandtl number.
148. Markov P. V. On the issue of numerical calculation of heat transfer from core fuel elements of VVER nuclear reactors // *Mashinostroenie i kompyuternye tekhnologii*. 2014. No. 11. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/k-voprosu-o-chislennom-raschete-teplootdachi-ot-sterzhnevyyh-teplovydelyayuschih-elementov-yadernyh-reaktorov-vver> (accessed: 10.01.2021).
149. D 26 -14 -88. Vessels and apparatuses. Norms and methods of strength calculation. Elements of heat exchangers.