

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования

«Донецкий национальный технический университет»

На правах рукописи

Начкебия Наталья Сергеевна

УДК 621.783.2(043)

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТЕПЛООБМЕННЫХ НАСАДОК КОМПАКТНЫХ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ
ГОРЕЛОК**

Специальность 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника
(технические науки)

Диссертация

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Бирюков А.Б.

Донецк – 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ НАУЧНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГОРЕЛОК	11
1.1 Этапы развития и применения регенеративных горелок	11
1.2 Исследование применяемых материалов в качестве теплоаккумулятора в компактной регенеративной насадке	18
1.3 Анализ использования регенеративных горелок в беспламенном режиме и для сжигания низкопотенциальных видов топлива	24
1.4 Анализ применяемых расчетных методов исследования компактных регенеративных насадок	26
1.5 Цель и задачи исследования	33
1.6 Выводы по разделу 1	34
РАЗДЕЛ 2 МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ	36
2.1 Создание математической модели теплообменных процессов компактной регенеративной насадки	36
2.1.1 Постановка задачи	36
2.1.2 Математическая модель теплообменных процессов в компактной регенеративной насадке	37
2.2 Планирование эксперимента	44
2.3 Экспериментальная установка для подтверждения адекватности математической модели	48
2.4 Методика определения оптимального времени смены фаз регенеративной насадки	52
2.5 Выводы по разделу 2	54

РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ШАРИКОВОЙ НАСАДКЕ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ	55
3.1 Экспериментальное подтверждение адекватности разработанной математической модели	55
3.2 Проверка достоверности расчетной методики	60
3.3 Способ определения коэффициентов k_d и k_b	65
3.4 Определение величины температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки	71
3.5 Выводы по разделу 3	74
РАЗДЕЛ 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ШАРИКОВОЙ НАСАДКЕ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ	76
4.1 Определение оптимального времени перекидки клапанов	76
4.2 Расчет конструктивных параметров модельного ряда насадок	80
4.3 Анализ зависимостей конструктивных параметров компактной насадки от теплотехнологических условий работы	84
4.4 Оценка экономического эффекта от использования регенеративных горелок	91
4.5 Выводы по разделу 4	103
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	106
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	109
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	110
Приложение А Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы на производство	124
Приложение Б Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы в учебный процесс	125
Приложение В Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы в научную тему	126

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Значительная часть энергопотребления в промышленности связана с использованием тепловой энергии. При этом особое место занимают высокотемпературные процессы, на обеспечение которых тратится большое количество топлива. Использование теплоты отходящих дымовых газов промышленных агрегатов является одним из наиболее перспективных направлений энергосбережения.

Задачи использования теплоты продуктов сгорания топлива решаются путем применения теплообменных аппаратов. Последние несколько десятилетий в мировой практике успешно применяются регенеративные и рекуперативные горелки. Регенеративные горелки зарекомендовали себя как наиболее эффективный способ повышения энергоэффективности технологических процессов с рабочей температурой более 800°C. Несмотря на это, до сих пор вопрос определения рациональных технологических и эксплуатационных параметров регенеративных горелок не является окончательно решенным, так как отсутствуют универсальные методики расчета. Параметры работы регенеративных горелок устанавливаются производителем по результатам их исследований, и эти характеристики не всегда являются доступной информацией. Производители регенеративных горелок считают свои методики определения рациональных параметров работы и других показателей этих устройств коммерческой тайной. В этой связи разработка научно обоснованных методик определения рациональных параметров, обеспечивающих эффективную эксплуатацию данного оборудования, является актуальной научно-технической задачей, имеющей отраслевое значение.

Степень разработанности темы исследования. Вопросам теплообменных процессов компактной регенеративной насадки посвящено много исследований (например, в работы В.И. Губинского, М.В. Губинского, Ю.Л. Курбатова, А.Б. Бирюкова, Г.М. Дружинина, Г.М. Затопляева, С.К. Попова и др.). В частности, разработан ряд математических моделей для анализа процессов

теплообмена в насадке устройства. Многие из современных исследователей используют научные инструменты, ранее разработанные для расчета работы классических регенераторов шахтных и нагревательных печей, которые существенно отличаются в конструктивном плане. В связи с этим можно считать, что на данный момент отсутствует научно обоснованная методика для расчета компактных регенеративных горелок, что подтверждает актуальность данной работы.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа выполнена в соответствии с планами научного направления кафедры технической теплофизики Донецкого национального технического университета «Развитие теоретических и технологических основ рационального управления тепломассообменными процессами в различных технологиях» и является частью исследований, проведенных в рамках госбюджетной темы «Совершенствование тепломассообменных процессов и режимов работы оборудования для тепловой обработки материалов» № Н-2022-13, в выполнении которой автор принимал участие в качестве исполнителя. По завершении госбюджетной темы исследования продолжились в рамках молодежной научной лаборатории ДонНТУ «Приборостроение и станкостроение» путем решения задачи построения системы диагностирования параметров работы регенеративных горелок.

Цель и задачи исследования. Цель работы – разработка методики теплового и конструктивного расчета характеристик шариковой насадки регенеративной горелки, экспериментальное подтверждение полученных результатов, обоснование рациональных параметров работы горелки для повышения энергоэффективности.

Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие **основные задачи:**

– проведен анализ известных научных и технических решений в области совершенствования параметров регенеративных горелок;

– разработана математическая модель расчета теплообмена в теплообменной насадке компактной регенеративной горелки и подтверждена ее адекватность;

– разработана расчетная методика, позволяющая определить конструктивные и технологические параметры работы регенеративной горелки;

– определены рациональные параметры регенеративных горелок;

– разработаны рекомендации по практическому применению полученных результатов исследований.

Объект исследования – теплообменные процессы в насадке регенеративной горелки.

Предмет исследования – рациональные конструктивные и технологические параметры насадок регенеративных горелок.

Научная новизна полученных результатов.

1. Впервые в результате исследований установлено, что изменение температуры продуктов сгорания на выходе из насадки в период «дымовой» фазы подчиняется логарифмической зависимости.

2. Впервые получено критериальное уравнение, устанавливающее зависимость величины параметра, характеризующего изменение температуры продуктов сгорания на выходе из насадки, от различных факторов, и позволяющее определить эту величину при проектировании регенеративной горелки.

3. Получены значения оптимального с точки зрения максимизации коэффициента использования топлива времени переключения клапанов регенеративных горелок.

Теоретическая значимость работы состоит в разработке математического аппарата для установления зависимости изменения температуры продуктов сгорания на выходе из компактной насадки регенеративной горелки во времени, развитии методов определения рациональных параметров теплообменных насадок регенеративных горелок за счет разработки новых научных методик, позволяющих определять изменение температур газообразных теплоносителей и

насадки, рациональные значения геометрических параметров и времени перекидки клапанов.

Практическая ценность результатов. Усовершенствована расчетная методика для проектного теплового расчета насадки регенеративных горелок. На основе математической модели теплообменных процессов в регенеративной насадке разработано соответствующее программное обеспечение. Обоснованы рациональные параметры теплообменных насадок компактных регенеративных горелок. Установленные рациональные диапазоны основных конструктивных и технологических параметров, такие как скорость теплоносителя и отношение высоты засыпки к диаметру насадки, являются основой для проектирования отечественных компактных регенеративных горелок и их успешного внедрения на печных агрегатах с получением значительной экономии топлива. Определены основные конструктивные параметры линейки мощностей регенеративных горелок.

Результаты исследования приняты на НПО «Ясиноватский машиностроительный завод» для определения параметров насадок регенеративных горелок для отопления печей кузнечно-прессового цеха и внедрены в учебный процесс кафедры технической теплофизики ФГБОУ ВО «ДонНТУ» в рамках дисциплины «Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки».

Методология и методы исследования. Работа выполнена на основе методологии системного подхода, предполагающего рациональное сочетание теоретических и экспериментальных методов исследования. В качестве основного метода исследования теплообменных процессов в компактной насадке регенеративной горелки разработана математическая модель, рассматривающая тепловые балансы условно выделенных слоев по высоте насадки и учитывающая термические характеристики теплоаккумулирующих шариков, образующих насадку, за счет решения дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности. Верификация математической модели проведена при помощи специально разработанной экспериментальной установки, имитирующей

«дымовую» фазу работы регенеративной горелки. Установленные при помощи математической модели закономерности изменения величин, характеризующих тепловую работу насадки, использованы для совершенствования расчетных методик, что позволило с их помощью уточнить значения рациональных параметров компактных насадок регенеративных горелок. На всех этапах исследования для аппроксимации результатов и подтверждения адекватности полученных зависимостей использовались методы математической статистики.

Положения, выносимые на защиту.

1. Обосновано, что температура продуктов сгорания на выходе из компактной насадки регенеративной горелки меняется во времени по логарифмической зависимости $t_{\text{д}}(\tau) = t_{\text{д}}^{\text{мин}} + (t_{\text{д}}^{\text{печь}} - t_{\text{д}}^{\text{мин}})^{k_{\text{д}}} \cdot \ln(\tau)$. Установлена зависимость параметра этой зависимости $k_{\text{д}}$ от безразмерных комплексов, характеризующих процесс.

2. Показано, что наиболее эффективное для получения максимальной величины коэффициента использования топлива значение времени переключения клапанов регенеративных горелок находятся в диапазоне 20...95 секунд и обоснованы рациональные конструктивные и технологические параметры насадок. Для конструктивного параметра насадки, отношения высоты засыпки теплоаккумулирующего материала к диаметру насадки H/D , обоснован рациональный диапазон 1,35...2,60.

Степень достоверности и апробация результатов диссертации.

Достоверность полученных в диссертации научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью поставленных задач, достаточным объемом аналитических исследований, достаточным уровнем согласованности результатов экспериментальных и теоретических исследований. Математическая модель верифицирована при помощи проведения экспериментов на специально созданной лабораторной установке, имитирующей «дымовую фазу работы регенеративной горелки», расхождения расчетных и экспериментальных данных не превышает 5%.

Личный вклад соискателя. Диссертантом лично разработана и создана экспериментальная установка для изучения теплообменных процессов в шариковой насадке компактной регенеративной горелки; разработана математическая модель работы насадки компактной регенеративной горелки, доказана ее адекватность путем сравнения результатов с литературными данными и результатами, полученными в процессе проведения эксперимента; установлена зависимость изменения температуры продуктов сгорания на выходе из насадки; уточнены значения оптимального времени перекидки клапанов и определены рациональные конструктивные и технологические параметры работы регенеративных горелок.

Публикации. Основные результаты диссертационных исследований изложены в 14 печатных работах, из них 6 – в рецензируемых научных изданиях, включая 3 работы в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, утвержденных ВАК РФ (3 соответствуют категории К2); 8 – в материалах конференций.

Соответствие темы и содержания диссертации паспорту научной специальности. Тема и содержание диссертации «Обоснование рациональных параметров теплообменных насадок компактных регенеративных горелок» на соискание ученой степени кандидата технических наук соответствует паспорту научной специальности 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки), в частности: п. 5. «Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты», п. 6. «Научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках», п. 9 «Системы обеспечения теплового режима теплоэнергетических, промышленных и коммунальных объектов, теплопотребляющего и тепловыделяющего оборудования, методы их совершенствования. Математическое моделирование и оптимизация энерготехнологических систем

промышленных предприятий и систем теплоснабжения зданий, районов и городов» и п. 10 «Теоретические аспекты и методы интенсивного энергосбережения в тепловых технологических системах и процессах. Теоретические основы создания малоотходных и безотходных тепловых технологических установок, способствующих защите окружающей среды».

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа содержит 126 страниц машинописного текста и состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы из 108 источников на 14 страницах, 3 приложений, иллюстрируется 26 рисунками и содержит 15 таблиц.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ НАУЧНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГОРЕЛОК

1.1 Этапы развития и применения регенеративных горелок

Непрерывный рост мирового промышленного производства приводит к увеличению потребления всех видов энергетических ресурсов, среди которых лидирующие позиции занимают органические ископаемые виды топлива. В энергетике, металлургии и машиностроении основным топливом является природный газ, запасы которого не являются безграничными, и, как следствие, наблюдается постоянный рост его стоимости. Поиск альтернативных и возобновляемых источников энергии не позволяет полностью решить энергетические проблемы. В связи с этим актуальной задачей является более рациональное использование имеющихся ресурсов. Одним из способов экономии топлива в металлургии и машиностроении является наиболее полное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР). На высокотемпературных агрегатах обычно это реализуется использованием теплоты дымовых газов для предварительного подогрева воздуха и топлива, и, как следствие, происходит снижение потерь тепла в окружающую среду. Для этого используются рекуперативные и регенеративные теплообменники, как в их классическом исполнении, так и в виде составной части современных горелочных устройств.

В последнее десятилетие значительную популярность приобрело применение рекуперативных и регенеративных горелок. Рекуперативные и регенеративные горелки были разработаны с целью непосредственного использования теплоты дымовых газов для подогрева воздуха горения и повышения технико-экономических показателей агрегатов.

В рекуперативных горелках в качестве конструктивного элемента присутствует рекуператор, представляющий собой теплообменник,

обеспечивающий подогрев поступающего воздуха горения за счет тепловой энергии отходящих газов. Такой встроенный рекуператор может обеспечить экономию около 30% энергии по сравнению с системой, использующей холодный воздух горения. Однако теплообменники рекуперативного типа, как правило, не способны обеспечить подогрев воздуха до температуры, превышающей 550–600°C. Теплообменники этого типа используются при рабочей температуре технологического процесса 700 – 1100 °С [1].

Регенеративные горелки могут использоваться в диапазоне рабочих температур технологического процесса 800 – 1500 °С. Такие горелки позволяют утилизировать 85 – 90% теплоты отходящих газов печи, обеспечивая подогрев поступающего воздуха горения до очень высоких температур, которые могут достигать величины всего на 100 – 150°C меньше, чем рабочая температура продуктов сгорания [2].

Теплообменные регенеративные насадки являются неотъемлемой частью конструкции компактных регенеративных горелок.

Принцип работы регенератора циклический. Регенеративный цикл состоит из двух периодов: нагрева и охлаждения насадки. Поэтому, как правило, регенеративные горелки применяются парно. В первом периоде цикла один из регенераторов нагревается продуктами сгорания, второй охлаждается воздухом, идущим на горение. После «перекидки клапанов» происходит реверс газовых потоков, первый регенератор начинает охлаждаться, а второй нагревается отходящими газами. Как правило, управление «перекидкой клапанов» осуществляется по заданной максимальной температуре уходящих газов 150–250 °С, либо по заданному интервалу времени между перекидками (обычно 10 – 360 с). Длительность самой перекидки составляет 1–5 с [3, 4]. На рисунке 1 показан принцип работы регенеративных горелок в печи.

Регенеративные насадки характеризуются высокой тепловой эффективностью из-за их развитой удельной поверхности нагрева, составляющей 116 – 348 м²/м³ для шаров диаметром 10–30 мм. Их тепловой КПД достигает 80 – 90 %, что позволяет максимально утилизировать теплоту

высокотемпературных отходящих газов. Экономия топлива при использовании регенеративной системы отопления составляет 30 – 60 % [5, 6]. Низкая температура уходящих продуктов сгорания, равная обычно 150 – 250 °С, позволяет отказаться от системы бортов из огнеупорных материалов, и использовать для эвакуации продуктов сгорания трубопроводы из низколегированной стали.

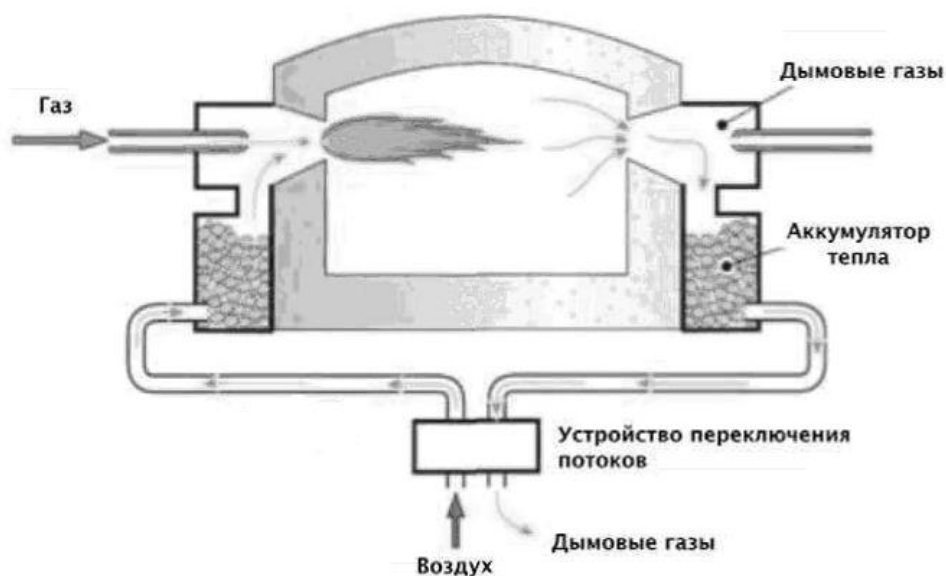


Рисунок 1.1 – Принцип работы регенеративных горелок [4, с. 297]

Однако регенеративные системы отопления обладают рядом недостатков, таких, как [7]:

- высокое гидравлическое сопротивление насадки до 2 кПа;
- периодичность работы;
- нестационарность процессов нагрева и охлаждения, что затрудняет автоматическое управление;
- загрязнение засыпки насадки, при наличии в подвижных средах твердых частиц.

При применении регенеративных систем отопления снижение колебаний температуры нагрева достигается путем сокращения длительности цикла. В свою очередь, это ограничивает срок эксплуатации клапанов, снижает надежность

работы всей системы и увеличивает количество воздуха, выбрасываемого на трубу при перекидке клапанов.

К недостаткам регенераторов также можно отнести высокую стоимость материала насадки. Например, на долю корундовой насадки приходится около 60 % затрат в общей стоимости регенеративной системы отопления [8].

История развития регенеративных горелок – это путь от фундаментальных теоретических изысканий до высокотехнологичных промышленных решений, направленных на максимальное повышение энергоэффективности и минимизацию экологического воздействия промышленных теплотехнических установок. Хотя концепция регенерации теплоты известна давно, ее целенаправленное применение в конструкциях горелок для промышленных печей и агрегатов, способных работать в циклическом режиме с использованием компактных насадок, началось относительно недавно.

Несмотря на то, что массовое промышленное внедрение регенеративных горелок приходится на 80-е годы XX века, теоретические основы и первые исследования по расчёту регенеративных аппаратов начали активно публиковаться и развиваться значительно раньше – ещё в 60-х годах. Эти ранние работы заложили математический и физический фундамент для понимания процессов нестационарного теплообмена в насадках, что стало критически важным для последующего проектирования эффективных регенеративных систем. В этот период формировались основные уравнения теплового баланса, разрабатывались подходы к определению эффективности теплообмена и исследовалось влияние различных параметров на работу регенераторов [9].

Именно начало 80-х годов стало переломным моментом для широкого практического применения регенеративных технологий в горелочных устройствах.

Британская газовая компания British Gas совместно с фирмой Hotwork Development (Великобритания) сыграли ключевую роль, разработав и проведя первые масштабные исследования инновационной регенеративной системы отопления промышленных печей. Их работы послужили мощным толчком в

развитии компактных регенераторов, демонстрируя беспрецедентные возможности по утилизации тепла отходящих газов и подогреву воздуха для горения до очень высоких температур, что значительно повышало термический КПД печей. Эти разработки стали эталоном для многих последующих исследований и коммерческих продуктов [10].

Параллельно в Советском Союзе значительные работы в этом направлении проводились ОАО ВНИИМТ (Всероссийским научно-исследовательским институтом металлургической теплотехники). Особое внимание уделялось созданию высокотемпературных воздухоподогревателей на базе компактной регенеративной насадки для перспективных энергетических установок, таких как МГД-генераторы. Для достижения экстремально высоких температур нагрева воздуха (1500–2000 °С) в качестве аккумулирующего материала использовались шары из оксида циркония, корунда, а также из нержавеющей и углеродистой стали [11, 12]. Эти исследования не только решали задачи конкретных проектов, но и расширяли понимание поведения различных материалов в условиях высокотемпературной регенерации.

Успешные наработки в области высокотемпературных регенераторов нашли свое практическое применение в тяжелой промышленности. В 1989 году в СССР на Косогорском металлургическом комбинате был запущен в эксплуатацию блок воздухонагревателей для доменных печей с насыпной корундовой насадкой, состоящей из шариков диаметром 20 мм. Этот проект стал знаковым, поскольку позволил значительно увеличить температуру нагрева дутья до 1300 °С, что привело к существенной интенсификации доменного процесса и экономии кокса [13].

Фирма Hotwork Development продолжила активную работу, разработав системы регенеративных горелок, способных эффективно работать даже с низкокалорийными топливами, такими как доменный газ с теплотой сгорания 2900 кДж/м³. В этих системах предусматривался нагрев не только воздуха, но и самого газа, что еще больше повышало эффективность. Типичные регенераторы этой фирмы имели внешний диаметр 610 мм и высоту 838 мм, а в качестве материала

насадки использовались корундовые шарики диаметром 15 мм, демонстрируя тенденцию к использованию высокоэффективных керамических материалов для компактных устройств [14].

После распада СССР разработки регенеративных систем отопления активно продолжались в России и Украине. Ведущими центрами в России стали ОАО ВНИИМТ (позже НПФ «Горелочный центр»), Институт высоких температур Российской академии наук (ИВТРАН), а также проектные институты «Стальпроект» и Уралгипромез [15, 16].

Кульминацией этих усилий стало создание в 2001 году по проекту ОАО ВНИИМТ и НПФ «Горелочный центр» первой в России промышленной нагревательной печи садового типа с регенеративной системой отопления на Верхнесалдинском металлургическом производственном объединении (ВСМПО). Внедрение этой технологии привело к выдающимся результатам: экономия топлива на печи составила 55 – 65 % [17], подтверждая высокую экономическую эффективность регенеративных горелок.

В Украине также велись активные работы по внедрению регенеративных технологий. На кафедре теплотехники и экологии металлургических печей (ТЭМП) НМетАУ (Национальной металлургической академии Украины) в 2000 году впервые в стране была построена и успешно испытана регенеративная нагревательная печь камерного типа, оборудованная системой регенеративных горелок, в которой насадкой служили корундовые шарики диаметром 20 мм. Дальнейшее развитие исследований привело к тому, что в 2004 году в цехе «Блюминг-1» ОАО «Криворожсталь» был пущен в эксплуатацию первый регенеративный нагревательный колодец с компактной насадкой, отапливаемый из центра подины [18, 19, 20], что стало важным шагом в модернизации крупномасштабных металлургических производств.

Современный этап развития регенеративных горелок характеризуется не только дальнейшим повышением термической эффективности, но и акцентом на экологические показатели, в частности, на снижение выбросов вредных веществ.

Новейшие разработки демонстрирует компания Tenova в сотрудничестве с CSM (Centro Sviluppo Materiali) – это беспламенные регенеративные горелки FlexuTech® последнего поколения. Эти горелки обеспечивают нагревательным печам как очень низкий уровень выбросов NOx (благодаря беспламенной технологии сжигания), так и более высокую энергоэффективность благодаря продвинутой регенеративной технологии [21]. Отсутствие видимого пламени в таких системах обусловлено равномерным распределением зоны реакции и интенсивной рециркуляцией продуктов сгорания, что снижает пиковые температуры и подавляет образование термических оксидов азота.

В обзорах [22, 23] представлены последние достижения и текущее состояние технологии промышленных регенеративных печей (IRF – Industrial Regenerative Furnaces). Особое внимание уделено разработкам и внедрениям инноваций в области моделирования зон и вычислительной гидродинамики (CFD) в IRF. Это включает интеграцию характеристик процессов скользящего нагрева (например, в протяжных печах), детальный анализ потока и радиационного теплообмена, а также разработку сложных стратегий управления и оптимизации печей. Кроме того, активно изучается использование различных систем рекуперации отходящего тепла (WHR) в IRF. Рассмотренные результаты показали, что модель распределения энергии является наиболее широко используемой и рассматривается как эффективный инструмент прогнозирования для определения ступенчатой энергоэффективности каждой зоны нагрева в печи, что позволяет точно настраивать и оптимизировать работу крупных промышленных агрегатов.

В последние годы на западе активно распространяется система MILD (Moderate or Intense Low-oxygen Dilution) сжигания, которая имеет большой потенциал для повышения термической эффективности при практически нулевых выбросах NOx. Отличительной особенностью этой системы является отсутствие видимого пламени, поскольку излучение от зон реакции ослаблено как за счет промежуточных частиц при пониженных температурах, вызванных интенсивной рециркуляцией сгоревшего газа, так и за счет отсутствия эмиттеров твердых частиц [24, 25, 26]. Концепция MILD, часто реализуемая в сочетании с

регенеративными горелками, является одним из наиболее перспективных направлений в развитии технологий сжигания с высокой энергоэффективностью и минимальным воздействием на окружающую среду.

Китай на сегодняшний день является мировым лидером в области разработки и внедрения высокоэффективных регенеративных технологий в металлургии и машиностроении. Это обусловлено как колоссальными объемами производства стали (более 50 % мирового рынка), так и жесткой государственной политикой в области энергосбережения и снижения углеродного следа (цели «Double Carbon» – пик выбросов к 2030 г. и углеродная нейтральность к 2060 г.) [27, 28].

Основу китайских регенеративных систем составляет технология НТАС (High Temperature Air Combustion) – сжигание топлива в воздухе, нагретом до высоких температур. Регенеративные печи в Китае превратились из инструмента простой экономии топлива в высокотехнологичные цифровые системы, способные работать на самых дешевых видах топлива при строгом соблюдении экологических норм. Основной вектор будущего развития – полная автоматизация и переход на водородное топливо [29, 30].

Таким образом, история развития регенеративных горелок – это путь от теоретических изысканий к высокотехнологичным промышленным решениям, движимый стремлением к повышению энергоэффективности, снижению расхода топлива и минимизации вредных выбросов в атмосферу. Современные разработки акцентируют внимание на "зеленых" технологиях, таких, как беспламенное и MILD сжигание, в сочетании с передовыми методами моделирования для достижения оптимальных эксплуатационных характеристик.

1.2 Исследование применяемых материалов в качестве теплоаккумулятора в компактной регенеративной насадке

В качестве засыпки (теплоаккумулятора) насадки применяют различные материалы. Выбор такого материала – это комплексная задача, зависящая от

множества факторов, включая требуемые рабочие температуры, химический состав рабочих сред (продуктов сгорания и воздуха), механические нагрузки, экономическую целесообразность и желаемую компактность самой насадки.

При выборе материала для компактной регенеративной насадки учитываются следующие ключевые характеристики:

1. Теплофизические свойства:

– Высокая удельная теплоемкость увеличивает количество теплоты, которое может быть аккумулировано в единице массы материала, что позволяет уменьшить объем насадки или увеличить время перекидки;

– Оптимальная теплопроводность необходима для быстрого и эффективного поглощения теплоты от горячего газа и последующей передачи его холодному воздуху. Слишком низкая теплопроводность приведет к медленному прогреву/охлаждению ядра элемента насадки, снижая эффективность. Слишком высокая – может усилить тепловой поток через материал насадки в продольном направлении, что для некоторых схем может быть нежелательно;

– Высокая плотность материала позволяет аккумулировать большее количество энергии в меньшем объеме, что критически важно для компактных насадок.

2. Термическая стабильность и стойкость:

– Материал должен выдерживать максимальные рабочие температуры без деградации структуры, размягчения или химического разложения;

– Способность выдерживать быстрые и многократные циклы нагрева-охлаждения (термические удары) без растрескивания или разрушения, что особенно актуально для реверсивных процессов.

3. Механическая прочность:

– Устойчивость к истиранию (при загрузке, транспортировке и эксплуатации элементы насадки могут подвергаться механическому воздействию);

– Прочность на сжатие, насадка должна выдерживать собственный вес и вес вышележащих слоев.

4. Химическая стойкость:

- Устойчивость к воздействию агрессивных компонентов отходящих газов (например, оксидов серы, щелочей, пыли);
- Отсутствие каталитических свойств, материал не должен способствовать нежелательным химическим реакциям.

5. Гидравлические характеристики: оптимальная форма и размер влияют на гидравлическое сопротивление насадки и площадь поверхности теплообмена.

6. Экономические факторы: стоимость и доступность материала.

Существует обширный объем исследований, посвященных изучению различных материалов, а также оптимальных размеров и форм элементов засыпки для компактных регенеративных насадок [31, 32].

В исследованиях рассматривались варианты материалов и форм теплоаккумуляторов, представленные в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Материалы, используемые в качестве теплоаккумулирующей засыпки насадки регенеративной горелки

Материал насадки	Форма элемента насадки	Эквивалентный диаметр, мм	Плотность материала, кг/м ³	Порозность насадки	Насыпная плотность, кг/м ³
Корунд	шарик	18,0 – 23,0	3020	0,42	1752
Муллитокорунд	шарик	20,0 – 28,0	2186	0,50	1104
Чугун	шарик	20,0 – 29,0	7620	0,46	4115
	полусфера	14,1 – 16,3	7852	0,47	4162
Шамотные шарики	шарик	22,0 – 28,0	2463	0,50	1244
Бой шамотного кирпича	кусовая	27,0 – 55,0	2478	0,54	1140
Железорудные окатыши	шарик	14,0 – 17,5	4113	0,50	2077
Шлак электропечи	кусовая	23,0 – 39,0	3170	0,49	1617

Ниже дан словесный анализ характеристик наиболее распространенных материалов, применяемых для создания теплообменных регенеративных насадок

1. Керамические шарики из карбида кремния (SiC):

– Преимущества: обладают выдающейся термической стойкостью к очень высоким температурам (до 1600 – 1800 °С), высокой теплопроводностью (значительно выше, чем у других оксидных керамик), отличной термической ударопрочностью и химической инертностью. Благодаря этому SiC шарики являются одним из наиболее эффективных материалов для высокотемпературных регенераторов;

– Недостатки: относительно высокая стоимость.

2. Керамические шарики из оксида алюминия (корунда, Al_2O_3):

– Преимущества: широко используются благодаря высокой прочности, термической стабильности (до 1600 – 1700 °С), хорошей абразивной стойкости и относительно меньшей стоимости по сравнению с карбидом кремния. Корундовые шарики показали свою эффективность во многих промышленных применениях, включая воздухонагреватели для доменных печей (например, на Косогорском металлургическом комбинате, где температура нагрева дутья достигала 1300 °С [31 с. 89, 32 с. 12, 33]);

– Недостатки: теплопроводность ниже, чем у SiC .

3. Железорудные окатыши:

– Преимущества: Основное преимущество – низкая стоимость и высокая плотность. Могут быть эффективны в условиях, где максимальные температуры нагревателя ниже (например, до 1000 – 1100 °С), и где важна экономичность решения;

– Недостатки: Ограниченная термическая стойкость по сравнению с керамикой, подверженность окислению и спеканию при высоких температурах и возможность деградации при термических ударах.

4. Другие керамические материалы:

– Используются также шарики из муллита и соединений циркония (особенно для экстремально высоких температур до 2000 °С, как в разработках ВНИИМТ для

МГД-генераторов [34]), а также кордиерита и стеатита для более умеренных температур. Керамические сотовые структуры (honeycomb) также применяются для уменьшения гидравлического сопротивления при сохранении высокой площади теплообмена.

5. Металлические материалы (например, нержавеющая сталь, специальные сплавы):

– Применяются в случаях, когда температура рабочего процесса не превышает 800 – 1000 °С. Обладают высокой теплопроводностью, что обеспечивает быстрый теплообмен, и хорошей механической прочностью. Однако подвержены окислению при высоких температурах и имеют меньшую удельную теплоемкость по сравнению с керамикой.

Еще одно экспериментальное исследование в отношении наилучшей формы теплоаккумулирующей засыпки теплообменной насадки регенеративной горелки описывает сравнение шариковой и трубной засыпки. Эмпирические исследования показали, что наиболее оптимальной является форма шариков диаметром 20 мм [35].

Наиболее часто применяемыми являются керамические шарики из карбида кремния и железорудные окатыши.

Существуют инновационные исследования, которые предлагают использовать теплоаккумуляторы с плавким ядром (шарики с жидким центром). Идея создания регенератора с плавким ядром для увеличения теплосодержания насадки была выдвинута Ярошенко Ю.Г., Швыдким В.С., Гордоном Я.М. и Советкиным В.Л. еще в 80-х годах XX столетия [36]. Это техническое решение позволяет увеличить время перекидки или уменьшить размеры насадки регенератора, однако температура насадки, а значит, и температура подогрева воздуха в этом случае изменяется в достаточно широких пределах, что негативно сказывается на тепловом режиме работы агрегатов, оборудованных подобными регенераторами.

В таблице 1.2 представлены варианты материалов для жидкого центра, для которых проводились исследования [37].

Таблица 1.2 – Исследуемые материалы плавкого ядра

Материал плавкого ядра	Температура плавления ядра, °С	Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Плотность плавкого ядра, кг/м ³	Масса ядра, кг	Время перекидки, с
Легкоплавкий сплав	155	45,73	8500	2,02	25,45
Олово	231,9	59	6834	2,24	36,2
Свинец	327,5	24,3	10510	3,74	24,74
Цинк	419,5	112,2	7135	2,96	90,1
Силумин АК 12 (Литейный сплав алюминия с кремнием)	550	364,36	2650	1,84	181,0
Алюминий	660	393	2380	0,56	58,0
АСМ (Алюминиевый антифрикцион- ный сплав)	750	382,84	2830	0,92	92,5
МЛ 11 (Магниевый литейный сплав)	843	350,22	1800	0,61	54,7
Бронза БрБ2	955	209,44	8920	2,27	122,8
Медь	1083	213	8930	1,73	94

Дальнейшие исследования этой технологии не получили широкого применения из-за сложности реализации этой технологии, однако изучение

особенностей учета выделяющейся энергии фазового перехода является перспективной научной задачей [38, 39, 40, 41].

1.3 Анализ использования регенеративных горелок в беспламенном режиме и для сжигания низкопотенциальных видов топлива

Перспективным с точки зрения обеспечения энергоэффективности и экологичности на сегодняшний день считается беспламенное горение. Суть беспламенного сжигания газа состоит в воспламенении и горении предварительно подготовленной газозвушной смеси на поверхности специальных керамических насадок (блоков) [42, 43, 44, 45]. Данный метод позволяет свести к минимуму химический недожог и организовать нормальные условия горения доменного газа при коэффициенте расхода воздуха $\alpha = 1,05 - 1,15$.

Рекуперативные и регенеративные горелки (технология HiTAC) используются в современных технологиях «беспламенного сжигания». На рисунке 1.2 показаны области на графике «температура воздуха горения – концентрация кислорода», соответствующие различным режимам горения [4 с. 127, 20 с. 217, 21 с. 118, 22 с. 1219, 23, 24 с. 600, 25 с. 88].

Важным ограничением для современных технологий регенеративных горелок является противоречие между требованиями энергоэффективности и сокращения выбросов [45].

Объемы образования NO_x при использовании топлив, не содержащих азота, зависят, главным образом, от температуры сжигания, концентрации кислорода, а также времени пребывания газов в зоне горения. При сжигании в традиционном пламени результатом подогрева воздуха до значительных температур является высокая пиковая температура пламени, которая в сочетании со значительным временем пребывания приводит к существенному увеличению интенсивности образования NO_x [46].

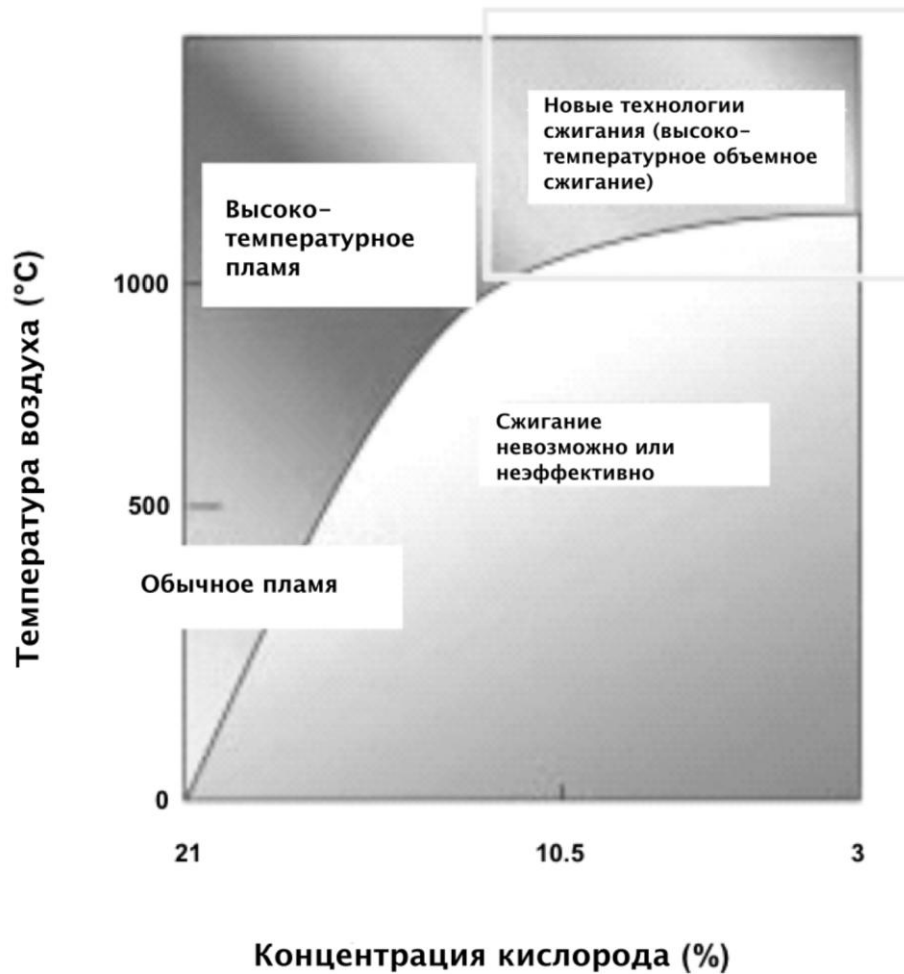


Рисунок 1.2 – Различные режимы сжигания [4, с. 127]

Также в последнее время становится более распространенным использование регенеративных горелок для сжигания низкокалорийных газов или смеси природного и низкокалорийного газов. Это дополнительно решает вопрос использования вторичных энергоресурсов, таких как доменный газ, синтез газ и др. [47, 48] Были исследованы турбулентность струи, среднее по времени распределение скорости, перемешивание струи топлива, распределение радикалов, таких как CH и OH , сделаны фотографии пламени. Результаты показали замедленное смешивание и сгорание в условиях высокой температуры и низкой концентрации кислорода. Было обнаружено, что температура предварительного подогрева воздуха для горения и концентрация кислорода оказывают значительное влияние на поведение топливной струи при горении [49].

Регенеративные горелки обеспечивают эффективное сжигание низкокалорийного топлива благодаря комплексному подходу к управлению процессом горения и максимальному использованию тепловой энергии. Это позволяет достичь высокой энергоэффективности и экологической безопасности при работе с различными видами топлива и их смесями [50, 51, 52, 53].

1.4 Анализ применяемых расчетных методов исследования компактных регенеративных насадок

Таким образом, можно заключить, что имеющаяся информация требует обобщения и дополнения для комплексного учета всех режимных и конструктивных параметров, что позволит обоснованно выбирать оптимальные конструкции компактных регенераторов. Для решения подобных задач используется численное и физическое моделирование.

Среди известных математических моделей регенеративных теплообменников можно выделить аналитические, численные и численно-аналитические модели.

Аналитические модели представляют собой решения, полученные путем точного или приближенного интегрирования систем дифференциальных уравнений, описывающих нестационарный теплообмен в регенеративных насадках. Применение аналитических методов позволяет установить наглядную взаимосвязь между входными и выходными параметрами. Однако для получения таких решений, как правило, требуется принятие ряда существенных упрощающих предположений, таких как:

- Постоянство теплофизических свойств материала насадки и теплоносителей во всем температурном диапазоне;
- Одномерность теплопереноса в насадке и газе;
- Пренебрежение продольной теплопроводностью и гидродинамической дисперсией;
- Идеальные граничные и начальные условия.

Эти допущения ограничивают область применимости аналитических моделей узким классом задач и делают их менее точными при моделировании реальных сложных условий эксплуатации с переменными свойствами и геометрией. Важно подчеркнуть, что для полноценного описания нестационарных процессов в регенеративном теплообменнике получение точного и общеприменимого аналитического решения, как правило, невозможно [54].

Численные методы позволяют решать широкий спектр задач с учетом переменных теплофизических свойств и условий теплообмена. Они основаны на дискретизации непрерывных дифференциальных уравнений, описывающих физические процессы (теплоперенос, гидродинамика, массоперенос), на конечных элементах или объемах в пространстве и времени. При выборе оптимальных параметров расчетной сетки (шага по времени и координатам) обеспечивают высокую точность вычислений. Разновидностью численных методов являются численно-аналитические методы, которые заключаются в использовании при численном моделировании аналитических решений [55, 56].

Независимо от выбранного подхода, базовая постановка большинства математических моделей регенеративных теплообменников включает в себя как минимум два связанных дифференциальных уравнения, описывающих энергетический баланс: одно – для теплообмена в твердом материале насадки, и второе – для теплообмена в газообразном теплоносителе. Эта система уравнений, дополненная соответствующими начальными и краевыми условиями (определяющими взаимодействие насадки с окружающей средой и потоком газа, а также условия на входе и выходе), чаще всего решается с использованием метода конечных разностей (МКР) или метода конечных объемов (МКО) как наиболее эффективных инструментов для дискретизации и численного решения [57, 58].

Принципиальное отличие математических моделей, помимо выбора численного метода, связано с описанием процесса теплообмена внутри материала насадки:

– Модели с учетом внутреннего термического сопротивления насадки: В случае, когда термическое сопротивление материала насадки существенно

(например, для крупногабаритных элементов или материалов с низкой теплопроводностью, таких как огнеупорный кирпич, характерный для более старых или крупногабаритных регенераторов), внутренний теплообмен является определяющим для общей эффективности регенератора. В таких моделях необходимо решать одномерное (например, по радиусу или толщине элемента) или даже многомерное (если это оправдано геометрией) нестационарное дифференциальное уравнение теплопроводности для каждого элемента насадки на каждом временном шаге и по ее высоте. Граничные условия для таких элементов, как правило, предполагаются симметричными относительно их центральной оси, что отражает равномерный теплообмен с газом по периметру и отсутствие тепловых потоков через плоскость симметрии [59, 60].

– Модели в приближении термически тонкого тела: В противоположном случае, когда элементы насадки имеют малую толщину и высокую теплопроводность (например, тонкие металлические листы, сетки, керамические соты малого размера), их термическое сопротивление невелико. В этом приближении возможно использование концепции "термически тонкого тела", что означает мгновенное выравнивание температуры внутри элемента. Это существенно упрощает математическую модель, сводя задачу к описанию теплообмена в слое с учетом источников теплоты, связанных с конвективной теплоотдачей от газа. При этом, уравнение теплообмена в насадке трансформируется в обыкновенное дифференциальное уравнение теплового баланса с объемным тепловыделением. Для более точного учета реальных свойств элементов насадки, которые могут незначительно отличаться от идеального термически тонкого тела, часто вводится поправочный "коэффициент массивности". Этот коэффициент корректирует объемный коэффициент теплоотдачи, компенсируя влияние конечного термического сопротивления материала и обеспечивая более реалистичное описание процесса [61].

Компактные регенераторы работают в противоточном реверсном режиме, и градиент температуры по высоте насадки практически не меняется во времени. Таким образом, продольная теплопроводность для компактных регенераторов

может быть более значимой, в особенности для насадок, состоящих из металлических элементов. При этом газ, поступающий в насадку, пребывает в ней достаточно короткий промежуток времени. В этой связи теплопроводностью в газе можно пренебречь [62].

Важным аспектом является учет температурной зависимости теплофизических свойств как материала насадки (теплоемкость, коэффициент теплопроводности, плотность), так и теплоносителей (теплоемкость, вязкость, теплопроводность, плотность). Диапазон рабочих температур в регенераторах может быть очень широк, и изменение этих свойств может достигать десятков процентов. Игнорирование этой зависимости приводит к значительным погрешностям в расчетах эффективности, распределения температур и гидравлических сопротивлений, что делает моделирование неадекватным для целей точного проектирования и оптимизации [63].

Для определения конструктивных и технологических параметров теплообменной насадки компактной регенеративной горелки нет общепринятой методики, производители горелок такого типа не предоставляют методики расчета в открытый доступ.

Исследователями предпринимался ряд попыток сформулировать методику для расчета теплообменных регенеративных насадок.

Одной из первых можно считать методику для расчета традиционных регенераторов, предложенную Н.Ю. Тайцем [64]. Традиционные регенеративные теплообменники с насадкой в виде объемной решетки из огнеупорных кирпичей (насадки Каупера, Сименса, Петерсона и др.) характеризуются свободным проходом греющих и нагреваемых теплоносителей. В методике приняты допущения, приравнивающие процессы теплообмена в регенеративном теплообменнике к процессам в рекуперативном теплообменнике, что, очевидно, вносит погрешность в результаты из-за различий этих процессов, однако эта методика успешно применяется для инженерных расчетов более 50 лет для расчета циклических регенеративных насадок.

Основываясь на опыте применения вышеописанной методики, Ю.Л. Курбатов адаптировал методику Н.Ю. Тайца для расчетов шариковых регенераторов [65]. Разработанная методика была пионерской для расчета параметров шариковых регенеративных насадок, она все еще имеет недостатки, такие как построение аналогии между двумя принципиально отличающимися процессами передачи теплоты: через разделительную стенку в рекуператоре и путем поочередного контакта удаляемых продуктов сгорания и нагреваемого воздуха с теплоаккумулирующей насадкой, однако в то же время является хорошим фундаментом для дальнейших исследований.

Еще одна из методик, предложенная Г.М. Затопляевым, была разработана с применением математической модели, и при попытке повторить его расчет возникают некоторые сложности в определении ряда параметров, которые, судя из описания, были определены при помощи математической модели [66]. Полученные эмпирические зависимости имеют ограничения применения, не указанные в статье, так как не получилось получить адекватные расчетные данные, используя эмпирические зависимости, описанные в работе.

Методика для расчета конструкционных параметров теплообменной насадки регенеративной горелки, разработанная А.Б. Бирюковым, достаточно удобна для использования и позволяет определить требуемые размеры насадки (диаметр и необходимую высоту теплоаккумулирующей засыпки) для обеспечения температурного режима необходимого для обеспечения устойчивой работы агрегата с регенеративными горелками [67]. Однако стоит отметить, что в методике высказан ряд предположений (гипотез), требующих дальнейшего уточнения.

Следует отметить, что исследователи сходятся во мнении, что в условиях работы регенеративных насадок влияние лучистой составляющей в процессе теплообмена несоизмеримо мало и поэтому им можно пренебречь. Что касается учета конвективной составляющей теплообмена, подавляющее большинство исследований опираются на большой опыт расчета теплообмена в шахтных печах [68, 69, 70, 71]. Одним из признанных и наиболее удачных вариантов определения

коэффициента теплоотдачи признана формула авторства Китаева-Фурнаса [72]. Эта формула, помимо всего прочего, учитывает влияние порозности укладки материалов на процесс теплообмена.

Известен ряд математических моделей теплообменных процессов в насадках регенеративных горелок, каждая из них нацелена на решение конкретных задач, стоящих перед исследователем.

В работе [73] разработана математическая модель компактного регенератора для исследования его тепловой работы, предполагающая поиск асимптотических значений температуры горячего воздуха и уходящих газов, покидающих компактный регенератор. В результате определены температурные характеристики циклически-стационарного состояния регенератора для частного случая, рассмотренного в работе [73].

В статье [74] рассматривается вопрос о построении и исследовании простейшей математической модели процесса аккумуляции и регенерации тепловой энергии в регенеративном теплообменнике. Проведено количественное и качественное исследование температурного режима в процессе аккумуляции и регенерации теплоты. Данную модель автор называет простейшей, так как она представлена не дифференциальным уравнением в частных производных, а линейным обыкновенным дифференциальным уравнением; рассматриваемое линейное обыкновенное дифференциальное уравнение решается в явном виде и вследствие этого сформулированные задачи удается решить сравнительно простыми математическими методами, но при этом не обеспечивается учет ряда важных факторов.

Целью исследования, описанного в статье [75], заявлена разработка математической модели процесса аккумуляции тепловой энергии в виде задачи, состоящей из системы двух дифференциальных уравнений. Приведено доказательство существования единственного решения задачи и определено приближенное решение смешанной задачи. Необходимо отметить, что в представленной модели коэффициент теплоотдачи воздуха α считается известной величиной. Но в реальности величина α существенно зависит от параметров

потока воздуха и особенностей самого процесса нагрева, поэтому было бы правильно считать величину α определяемой.

В работе [76] представлена математическая модель нагрева (охлаждения) пористого слоя материала потоком газа, учитывающая потери теплоты теплопроводностью через ограничивающие стенки камеры слоя. Предложена методика расчета процесса нагрева (охлаждения) материала слоя, которая дополнительно дает информацию о продвижении конкретных объемов газа по слою. Приведены результаты расчетов по этой методике в сравнении с результатами экспериментов и расчетов по существующим методикам.

Также существуют известные и другие подобные разработки [77, 78, 79, 80].

Исследователями разработана методика для оценки рациональности применения регенеративных горелок на производстве [81]. Принятие решения об использовании или не использовании регенеративных горелок в общем случае производится на основании рассмотрения технико-экономической задачи. Для ее корректного решения важно с достаточной точностью определить эксплуатационные и капитальные затраты. Основной статьей эксплуатационных затрат являются затраты на топливо. Обычно оценка расхода топлива выполняется на основании значения коэффициента использования тепла топлива (КИТ), определенного для значения температуры подогрева воздуха, указанного производителем горелок. Однако в случае регенеративных горелок эта температура изменяется по ходу охлаждения каждой из теплоаккумулирующих насадок, а также имеется ряд других факторов, учет которых усложняет определение КИТ по стандартным формулам. В статье [81] предложен способ, позволяющий посчитать КИТ с учетом особенностей регенеративных горелок. Предложен способ определения оптимального с точки зрения КИТ времени смены фаз (перекидки клапанов).

В работе [82] описан вариант расчета оценки эффективности работы регенеративной горелки. Методика предназначена в большей мере для приблизительной оценки получаемого эффекта от применения регенеративной или рекуперативной горелок.

1.5 Цель и задачи исследования

Проведенный анализ современного состояния вопросов проектирования и эксплуатации регенеративных горелок позволил определить направления дальнейших исследований в этой области.

Согласно современным тенденциям развития промышленности, повышение энергоэффективности является одним из приоритетных требований. Наиболее перспективным направлением повышения энергоэффективности в высокотемпературных процессах является использование теплоты отходящих продуктов сгорания. На высокотемпературных промышленных агрегатах высокую эффективность показало применение регенеративных систем утилизации теплоты отходящих газов. Применение регенеративных горелок позволяет, не создавая дополнительного оборудования в виде воздухоподогревателя утилизировать теплоту продуктов сгорания для подогрева воздуха, поступающего на горение. Применение горелок такого типа позволяет значительно снизить потребление топлива. Кроме того, в печной системе, отапливаемой регенеративными горелками, возможно организация особого режима работы, называемого «беспламенным горением», которое позволяет организовать в печном пространстве более равномерное распределение температур, что способствует улучшению тепловой обработки продукции и повышению ее качества.

К сожалению, большинство компаний, производящих горелки такого типа – это иностранные компании, которые считают информацию по расчету и проектированию горелок своей коммерческой тайной.

Исследователями предпринят ряд попыток создания методики расчета регенеративных горелок, однако ни одна из них не является общепризнанной и все они дают противоречивые результаты.

Отдельно стоящей задачей при проектировании печной системы с регенеративными горелками – определение необходимых конструктивных размеров компактной шариковой насадки регенеративной горелки.

Целью исследования является разработка методики теплового и конструктивного расчета характеристик шариковой насадки регенеративной горелки, экспериментальное подтверждение полученных результатов, направленное на определение рациональных параметров ее работы для повышения энергоэффективности.

Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие основные задачи:

- проведен анализ известных научных и технических решений в области совершенствования параметров регенеративных горелок;
- разработана математическая модель расчета теплообмена в теплообменной насадке компактной регенеративной горелки и подтверждена ее адекватность;
- разработана расчетная методика, позволяющая определить конструктивные и технологические параметры работы регенеративной насадки;
- определены рациональные параметры регенеративных горелок;
- разработаны рекомендации по практическому применению полученных результатов исследований.

1.6 Выводы по разделу 1

1. Для обеспечения повышения энергоэффективности производства одним из наиболее рациональных способов является использование вторичных энергоресурсов, в частности теплоты отходящих продуктов сгорания.

Обосновано, что одним из наиболее эффективных способов утилизации теплоты продуктов сгорания на высокотемпературных агрегатах является применение регенеративных горелок.

2. Использование регенеративных горелок способствует не только повышению энергоэффективности производства и экономии топлива, но и повышению равномерности температурного поля в рабочем пространстве печи, и,

как следствие, более равномерному нагреву материала и повышению его качества, или же снижению процента брака.

3. Несмотря на достаточно долгую историю развития и применения регенеративных горелок, не существует общепринятой достоверной методики для их расчета.

4. Широкое распространение получили математические модели для изучения процессов теплообмена, существует ряд доказательных исследований для выбора материала и формы теплоаккумулирующей засыпки регенеративной насадки, однако нет доступной методики для определения необходимых параметров теплообменной насадки регенеративной горелки для нужд конкретного производственного агрегата.

5. Сформулированы цель и задачи исследований.

6. По результатам исследований, описанным в этой главе, опубликована статья [83].

РАЗДЕЛ 2

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Создание математической модели теплообменных процессов компактной регенеративной насадки

2.1.1 Постановка задачи

Разработка математической модели производится для определения нестационарных пространственно-временных температурных полей продуктов сгорания, воздуха и материала шариковой теплоаккумулирующей насадки регенеративной горелки в циклических режимах ее работы (фазы нагрева и охлаждения насадки).

Моделированию подлежат процессы, протекающие в теплообменной шариковой насадке одного регенеративного блока в составе печной системы. Насадка представляет собой слой сферических элементов (шариков), через который попеременно пропускаются горячие продукты сгорания (фаза нагрева) и холодный воздух (фаза охлаждения/подогрева).

Для создания адекватной и вычислительно реализуемой модели принимаются следующие положения и допущения:

Насадка имеет цилиндрическую форму. Теплоаккумулирующие шарики однородны по размеру, однородность их укладки отражается параметром порозности. Модель рассматривается в одномерном приближении.

Теплофизические свойства материала насадки, продуктов сгорания и воздуха (плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности) считаются зависящими от температуры.

Движение газа/воздуха через насадку считается одномерным (плунжерным потоком) и квазистационарным для каждой фазы цикла. Потери давления и их влияние на тепловые процессы не учитываются напрямую в энергетическом балансе, но скорость потока известна.

Считаем, что продукты сгорания заходят в верхнюю часть насадки и покидают ее через нижнюю часть, а воздух заходит в нижнюю часть насадки и поступает на горение из верхней части насадки.

Важной особенностью разрабатываемой математической модели является учет термомассивности (термических свойств) теплоаккумулирующих шариков.

Модель учитывает теплопотери через стенки кожуха насадки. Расчет ведется до выхода на стационарный циклический режим.

В результате моделирования ожидается получить:

- Профили температур газа/воздуха по высоте насадки в течение цикла.
- Профили температур внутри шариков для характерных сечений насадки.
- Профили среднемассовых температур материала насадки по высоте засыпки и в течение цикла.
- Температуру продуктов сгорания на выходе из насадки в фазе нагрева.
- Температуру подогретого воздуха на выходе из насадки в фазе охлаждения.

2.1.2 Математическая модель теплообменных процессов в компактной регенеративной насадке

Задачу предлагается решать численным методом, проводя дискретизацию пространства и времени. Разработанная модель основывается на рассмотрении элементарных тепловых балансов условно выделенных по высоте насадки слоев теплоаккумулирующей засыпки (шариков).

Высоту теплообменной насадки, занимаемую шариками (аккумулятором тепла), условно делим на n равных частей, шаг по высоте обозначим Δh (Рисунок 2.1):

$$H = \Delta h \cdot n, \quad (2.1)$$

где H – высота регенеративной насадки, м;

Δh – высота элементарного слоя, м;

n – количество слоев.

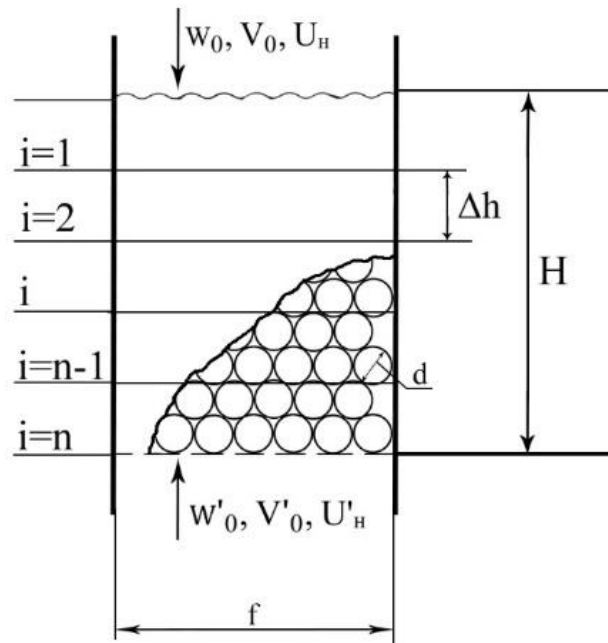


Рисунок 2.1 – Схема шариковой насадки, разделенной на элементарные слои и схематические потоки теплоты.

Для дискретизации времени вводится шаг по времени $\Delta\tau$, а рассматриваемые моменты времени обозначаются индексом k .

Основой модели является определение количества теплоты, которое в течение времени $\Delta\tau$ передается насадке от продуктов сгорания или передается от насадки воздуху.

Важным параметром для моделирования является количество теплоты, которое вносит теплоноситель при входе в насадку:

$$Q_0 = V_0 \cdot c \cdot U_H, \quad (2.2)$$

где V_0 – расход теплоносителя при НФУ, $\text{м}^3/\text{с}$;

c – теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

U_H – начальная температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$.

За время $\Delta\tau$ продукты сгорания на $k+1$ -ом временном слое отдают теплоаккумулирующей насадке количество тепла $\Delta Q_{i,k+1}$. Принимается допущение, что при расчете тепловых потерь через ограждающие стенки регенеративной насадки, толщиной металлических стенок ограждения можно пренебречь, так как теплопроводность металла достаточно высокая и толщина металлических стенок мала по сравнению с теплоизоляционным слоем.

Количество теплоты, передаваемое от продуктов сгорания теплоаккумулирующим шарикам, рассчитывается по формуле:

$$\Delta Q_{i,k+1} = \alpha_{v_{i,k}} \cdot \Delta h \cdot f \cdot \Delta \tau \left(U_{i-1,k}^D - t_{i,k} \right) - \frac{2\pi (t_{i,k} - t_{окр})}{\frac{1}{\alpha_{i,k} r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_{окр} r_2}} \Delta h \cdot \Delta \tau, \text{Дж}. \quad (2.3)$$

Количество теплоты, которое шарики передают холодному теплоносителю, рассчитывается по формуле:

$$\Delta Q_{i,k+1} = \alpha_{v_{i,k}} \cdot \Delta h \cdot f \cdot \Delta \tau \left(t_{i,k} - U_{i-1,k}^B \right) - \frac{2\pi (t_{i,k} - t_{окр})}{\frac{1}{\alpha_{i,k} r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_{окр} r_2}} \Delta h \cdot \Delta \tau, \text{Дж}, \quad (2.4)$$

где $\alpha_{v_{i,k}}$ – объемный коэффициент конвективной теплоотдачи в слое шариков, определяется по эмпирической формуле Китаева-Фурнаса, Вт/(м³·К) [72 с. 303];

f – поперечное сечение шариковой насадки, м²;

$U_{i,k}$ – температура теплоносителя на i -том шаге по координате и k -том шаге по времени °С;

$t_{i,k}$ – температура поверхности теплоаккумулятора (шариков засыпки насадки) на i -том шаге по координате и k -том шаге по времени, °С;

$t_{окр}$ – температура окружающей среды, °С;

$\alpha_{окр}$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности в окружающую среду Вт/(м²·К);

λ – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала ограждений насадки Вт/(м·К);

r_1, r_2 – внутренний и внешний радиусы слоя теплоизоляции насадки, м.

$$\alpha_{v,i,k} = A \frac{w_0^{0,9} (U_{i,k} + 273)^{0,3}}{d^{0,75}} \cdot 10^{1,68\varphi - 3,56\varphi^2}, \quad (2.5)$$

где A – экспериментально определяемый коэффициент, зависящий от материала шариков =100...200;

w_0 – скорость теплоносителя при НФУ, отнесенная к свободному сечению канала, м/с;

φ – порозность засыпки [72 с. 303].

Порозность укладки шариков – характеристика сыпучего материала, которая указывает на степень удаления частиц друг от друга и зависит от гранулометрического состава материала и способа укладки частиц [84, 85]. Наиболее устойчивая форма укладки – октаэдрическая. При этой геометрии шары имеют наибольшее количество точек соприкосновения, обеспечивающих их поддержку со всех сторон (Рисунок 2.2).

Из геометрии плотной укладки шариков (октаэдрической), следует, что порозность такой укладки $\varphi = 0,259 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$, а доля объема, занятого шариками $1 - \varphi = 0,741$. Следовательно, в 1 м^3 насадки $0,741 \text{ м}^3$ занято шариками. Объем одного шарика составляет $1/6 \cdot \pi \cdot d^3 \text{ м}^3$ [65].

Порозность шариковой насадки зависит от однородности шариков и не зависит от их размера. Порозность для насадки из шариков при разных способах укладки приведена в таблице 2.1 [86].

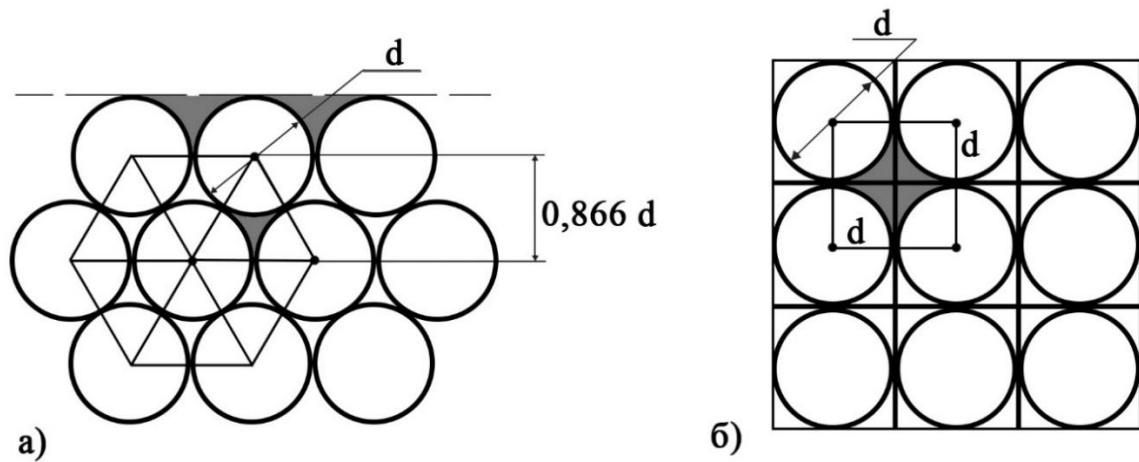


Рисунок 2.2 – Схема укладки шариков в ограниченном пространстве:
 а) – плотная укладка (октаэдрическая), б) – рыхлая укладка (кубическая)

Таблица 2.1. Относительная порозность при различной укладке шариков

Укладка	Порозность, %
Шары одного размера:	
наиболее рыхлая укладка (кубическая)	48,6
наиболее плотная укладка (октаэдрическая)	25,9
Шары двух размеров (1; 0,732)	27,1
Шары трех размеров (1; 0,732; 0,268)	24,0
Шары четырех размеров (1; 0,732; 0,268; 0,178)	17,0
Шары двух размеров (1; 0,414)	20,6
Шары трех размеров (1; 0,414; 0,225)	19,0
Шары четырех размеров (1; 0,414; 0,225; 0,177)	15,8

Количество теплоты теплоносителя, передаваемого в следующий элементарный слой теплоаккумулятора.

$$Q_{i,k+1} = Q_{i,k} - \Delta Q_{i,k}. \quad (2.6)$$

Передача теплоты от горячего теплоносителя (продуктов сгорания) к теплоаккумулирующим шарикам приводит к повышению температуры шариков и охлаждению теплоносителя. Расчет температур теплоносителя производится по формуле:

$$U_{i,k}^D = U_{i-1,k}^D - \frac{\Delta Q_{i,k}}{V_D \cdot c_{\text{дым}} \Delta \tau}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.7)$$

где $U_{i,k}^D$ – температура продуктов сгорания, $^\circ\text{C}$;

$c_{\text{дым}}$ – теплоемкость продуктов сгорания, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Передача теплоты от теплоаккумулирующих шариков к теплоносителю (воздуху) приводит к повышению температуры теплоносителя и охлаждению шариков. Расчет температур теплоносителя производится по формуле:

$$U_{i,k}^B = U_{i-1,k}^B + \frac{\Delta Q_{i,k}}{V_0 \cdot c_B \Delta \tau}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.8)$$

где $U_{i,k}^B$ – температура воздуха, $^\circ\text{C}$;

c_B – теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Принимаем допущение, что в пределах каждого i -го слоя все шарики имеют одинаковое температурное поле.

Для определения температуры поверхности шариков $t_{i,k}$ необходимо учитывать их термическую массивность.

Температурное поле внутри каждого шарика описывается дифференциальным уравнением нестационарной теплопроводности. Принимая омывание шариков достаточно равномерным, используем запись данного уравнения в одномерной постановке [87]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_{\text{эф}}} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (2.9)$$

Для точки в центре шарика принимаются граничные условия второго рода

$$\frac{\partial t}{\partial r} = 0.$$

Для точки на поверхности шарика задаются граничные условия третьего рода:

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha (t_{\text{ср}} - t_{\text{п}}), \quad (2.10)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от среды к поверхности материала, Вт/(м²·К).;

$t_{\text{ср}}$ – температура среды, °С;

$t_{\text{п}}$ – температура поверхности материала, °С.

Для расчета радиус шарика R условно разделили на $m-1$ слоев, при помощи m контрольных точек, находящихся на расстоянии $R/(m-1)$ друг от друга.

В математической модели реализовано решение численным методом по явной схеме. Расчет по толщине шарика производился по аппроксимированным формулам:

– для поверхности шарика

$$t_{i,k}^1 = \frac{U_{i-1,k}^{cp} \cdot \alpha + \frac{\lambda \cdot t_{i,k-1}^1}{\Delta r}}{\alpha + \frac{\lambda}{\Delta r}}. \quad (2.11)$$

– для точек от 2 до $m-1$

$$t_{i,k}^j = t_{i,k-1}^j + \frac{\lambda \Delta \tau}{\rho c} \left(\frac{t_{i,k-1}^{j+1} - 2t_{i,k-1}^j + t_{i,k-1}^{j-1}}{\Delta r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{t_{i,k-1}^{j+1} - t_{i,k-1}^j}{\Delta r} \right). \quad (2.12)$$

– температуру центра считаем равной температуре предыдущей точки ($m-1$)

$$t_{i,k}^m = t_{i,k}^{m-1}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.13)$$

После расчета температур шарика в контрольных точках производится расчет среднемассовой температуры шарика по формуле 2.14.

$$t_{i,k}^{cp.m} = \left(r - \left(r - \frac{r}{m} \right) \right)^3 \cdot \frac{4\pi}{3} \cdot \frac{t_{i,k}^1 + t_{i,k}^2}{2} + \left(\left(r - \frac{r}{m} \right) - \left(r - 2 \frac{r}{m} \right) \right)^3 \cdot \frac{4\pi}{3} \cdot \frac{t_{i,k}^2 + t_{i,k}^3}{2} + \dots \quad (2.14)$$

$$\dots + \left(\left(r - (m-2) \frac{r}{m} \right) - \left(r - (m-1) \frac{r}{m} \right) \right)^3 \cdot \frac{4\pi}{3} \cdot \frac{t_{i,k}^{m-1} + t_{i,k}^m}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Результаты, полученные в этом разделе опубликованы в статье [88].

2.2 Планирование эксперимента

Планирование эксперимента – совокупность процедур, применение которых позволит при проведении эксперимента с минимальными затратами определить искомые зависимости.

В основу планирования положен многофакторный эксперимент, в котором при переходе от опыта к опыту одновременно изменяются все входные величины. Планирование эксперимента позволяет уменьшить число опытов и повысить точность коэффициентов уравнения регрессии, получаемого при обработке результатов [89, 90, 91].

Полный факторный эксперимент представляет собой структурированный процесс, включающий в себя следующие этапы: предварительный сбор и анализ доступной информации по теме; определение входных (независимых) и выходных (зависимых) переменных, а также установление диапазонов их варьирования; выбор адекватной математической модели для аппроксимации экспериментальных данных; формулировка критерия оптимальности и разработка

плана эксперимента; определение методов статистического анализа данных; непосредственное проведение эксперимента; проверка соответствия экспериментальных данных статистическим предположениям; обработка полученных результатов; интерпретация результатов и формирование практических рекомендаций [89, 90, 91].

Перед тем, как приступить к планированию эксперимента, необходимо принять ряд неформализованных решений, касающихся выбора области экспериментирования. Также, перед планированием необходимо определить центр эксперимента и интервалы варьирования факторов. При этом учитываются границы областей определения факторов, которые устанавливаются либо принципиальными ограничениями, либо технико – экономическими соображениями.

Для упрощения и унификации записи условий экспериментов, а также для облегчения обработки экспериментальных данных, используются кодированные значения +1 и -1 для масштабирования осей. Для количественных факторов такая кодировка всегда может быть выполнена с помощью соответствующего преобразования.

$$x_j = \frac{\tilde{x}_j - \tilde{x}_{j0}}{J_i}, \quad (2.15)$$

где x_j – кодированное значение фактора;

\tilde{x}_j – натуральное его значение;

\tilde{x}_{j0} – натуральное значение основного уровня;

J_i – интервал варьирования.

Эксперимент, в котором исследуются все комбинации уровней факторов, носит название полного факторного эксперимента (ПФЭ). Условия проведения эксперимента представляются в табличной форме, известной как матрица планирования. В этой матрице строки соответствуют отдельным экспериментам,

а столбцы отражают значения факторов в каждом эксперименте. Уровни факторов кодируются как -1 и 1 [90, 91].

Ниже представлен пошаговый алгоритм проведения многофакторного эксперимента:

1. Выбор функции и факторов. На основании теоретических и/или экспериментальных исследований необходимо выбрать факторы, от которых зависит результирующая величина «Y».

2. Составление обобщенной формулы зависимости:

$$Y = f(a, b, c, d, e, f, \dots, n),$$

где a, b, c, d, e, f, n – факторы, оказывающие влияние на величину «Y».

3. Проверка всех факторов на значимость по методике отсеивающего эксперимента.

4. Выбор пределов изменения факторов. После определения пределов изменения факторов нижнему пределу присваиваем значение «-1», среднему значению – «0», верхнему пределу – «1».

5. Составление матрицы (таблицу) проведения многофакторного эксперимента. Например, для четырех факторов матрица имеет вид, представленный в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Матрица проведения многофакторного эксперимента

n	x1	x2	x3	x4
1	2	3	4	5
1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	1
3	-1	-1	1	-1
4	-1	-1	1	1
5	-1	1	-1	-1
6	-1	1	-1	1
7	-1	1	1	-1
8	-1	1	1	1

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4	5
9	1	-1	-1	-1
10	1	-1	-1	1
11	1	-1	1	-1
12	1	-1	1	1
13	1	1	-1	-1
14	1	1	-1	1
15	1	1	1	-1
16	1	1	1	1

6. Проведение экспериментов в соответствии с матрицей планирования, строго контролируя и регистрируя значения факторов, и измеряя соответствующие значения целевой функции "Y".

7. Определение коэффициентов регрессии. Благодаря ортогональности плана вычислительная процедура сильно упрощается:

$$b_i = \frac{\sum_1^n (y_i \cdot x_i)}{n}, \quad (2.16)$$

где b_i – коэффициент регрессии;

n – количество проведенных опытов;

y_i – значение функции «Y», соответствующее n ;

x_i – значения фактора, соответствующее n .

8. Исключение незначимых коэффициентов регрессии из выражения.

9. Построение уравнения регрессии в кодированном виде. В общем виде для трехфакторного эксперимента уравнение выглядит:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 \dots \quad (2.17)$$

10. Раскодирование уравнения.

Для представления уравнения в закодированном виде в закодированное уравнение вместо $x_1, x_2, x_3 \dots$ следует подставить натуральные величины, в соответствии с формулой кодировки факторов (2.16).

На данном этапе крайне важно проявлять предельную внимательность при выполнении всех математических расчетов, поскольку даже незначительная ошибка может привести к существенным искажениям в конечном выражении, описывающем зависимость между переменными.

Данная методика позволяет систематически и эффективно исследовать влияние факторов на работу шариковой насадки регенеративной горелки. Результаты эксперимента могут быть использованы для оптимизации конструкции и режима работы горелки, повышения ее эффективности и снижения выбросов.

2.3 Экспериментальная установка для подтверждения адекватности математической модели

Для подтверждения достоверности разработанной математической модели на кафедре «Техническая теплофизика» Донецкого национального технического университета была создана лабораторная установка, имитирующая «дымовую» фазу работы регенеративной горелки.

На рисунке 2.3 изображена лабораторная установка. Она состоит из трех основных узлов: 1 – нагнетатель; 2 – нагревательная труба (внутри трубы находятся электрические спирали); 3 – шариковая насадка.

Экспериментально было установлено, что нагнетатель обеспечивает скорость потока 3 м/с, отнесенную к внутреннему сечению корпуса теплообменной насадки. Для определения скорости потока на сетку внутри теплоаккумулирующей насадки был установлен анемометр (Рисунок 2.4), по показаниям прибора было определено значение скорости.

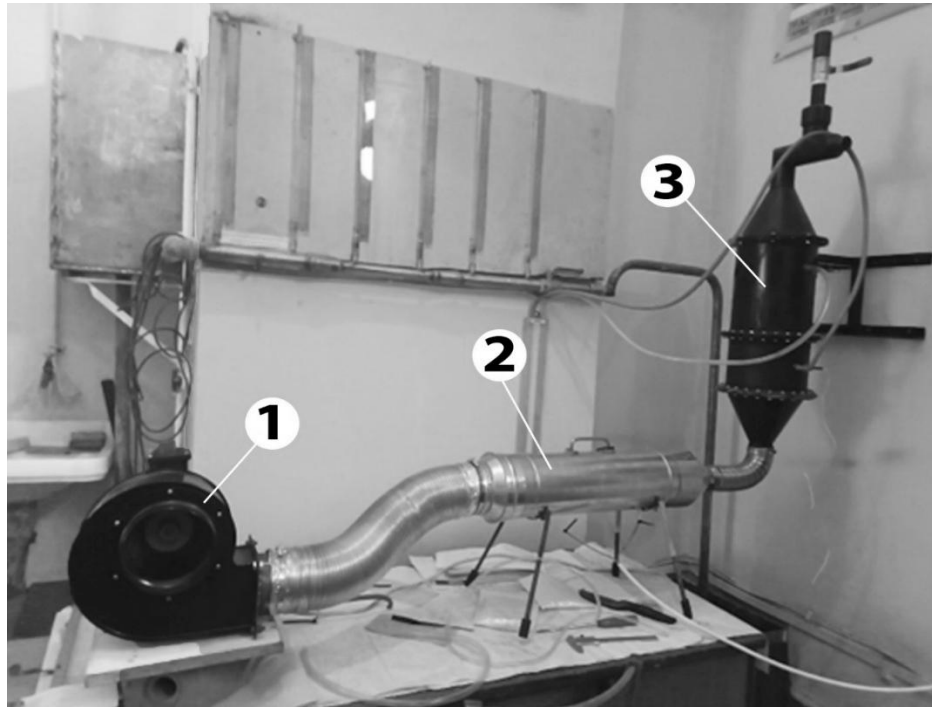


Рисунок 2.3 – Лабораторная установка шариковой регенеративной насадки:
1 – нагнетатель; 2 – нагревательная труба (внутри трубы находятся электрические спирали); 3 – шариковая насадка



Рисунок 2.4 – Термоанемометр, применявшийся для измерения скорости потока воздуха

Средний диаметр шариков определялся посредством измерений при помощи штангенциркуля. Измерение производилось в двух плоскостях, и по совокупности измерений был определен средний диаметр шариков. Результаты измерений и вычислений приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Измерения размеров шариков теплоаккумуляторов

Номер шарика	1 измерение, мм	2 измерение, мм	Среднее, мм
1	21,8	21,5	21,65
2	21,5	21,4	21,45
3	21,4	21	21,2
4	21,5	20,4	20,95
5	21,8	20,7	21,25
6	21,6	20	20,8
7	20,5	21,7	21,1
8	22,3	20,5	21,4
9	19,6	20,8	20,2
10	20	19,7	19,85
Среднее значение, мм			20,985

Через слой стеклянных шариков, уложенных на металлическую сетку, показанную на рисунке 2.5, пропускали нагретый воздух и в непрерывном режиме отслеживали изменение температуры воздуха при помощи термопар и корпуса насадки при помощи тепловизора.

Фиксация показания термопар производилась в ручном режиме, тепловизор производил фото и видеофиксацию температуры кожуха лабораторной установки в автоматическом режиме (Рисунок 2.6).

Теплофизические свойства шариков, выполнявших роль теплоаккумуляторов в лабораторной установке:

- Теплопроводность $1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

- Теплоемкость 840 Дж/(кг·К);
- Плотность 2574 кг/м³.

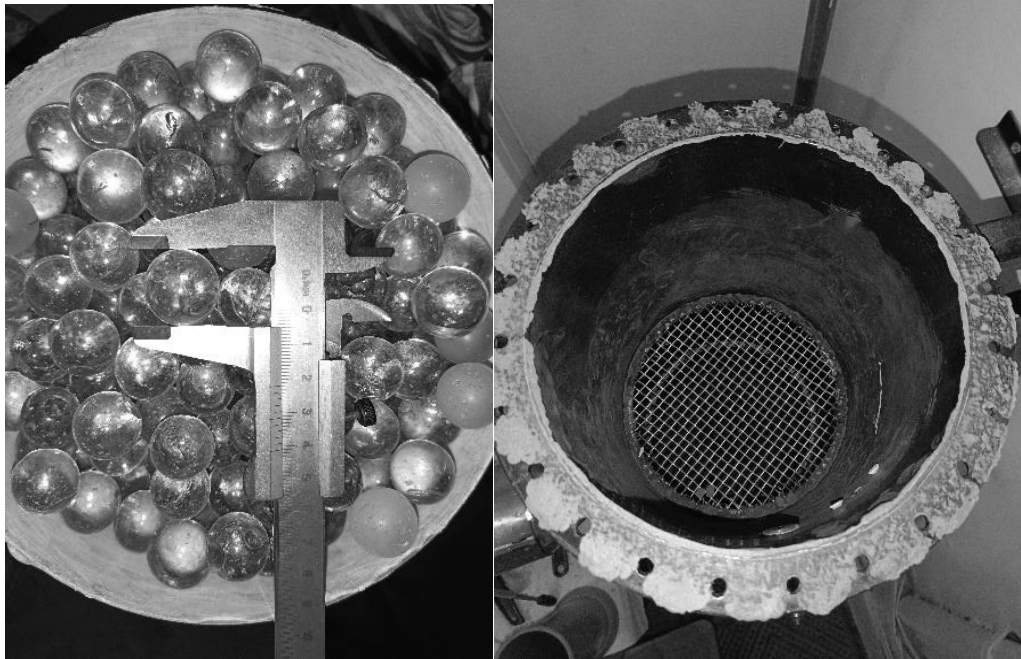


Рисунок 2.5 – Фото шариков теплоаккумуляторов и сетки, удерживающей их



Рисунок 2.6 – Фото- и видеофиксация тепловизором процесса проведения эксперимента

Плотность материала шариков определялась экспериментально. Случайным образом было выбрано 10 шариков. При помощи весов определили массу 10 шариков 0,125 кг. Рассчитали объем одного шарика по формуле:

$$V_{ш} = \frac{1}{6} \pi d^3. \quad (2.18)$$

Значение диаметра для расчета было принято среднее $d=20,985\text{мм}$, согласно вышеописанным измерениям (Таблица 2.3). $V_{ш} = 4,855 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$

Была рассчитана плотность шарика $\rho_{ш}$

$$\rho_{ш} = \frac{m_{ш}}{V_{ш}} = \frac{0,125}{4,855 \cdot 10^{-6}} = 2574 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (2.19)$$

2.4 Методика определения оптимального времени смены фаз регенеративной насадки

Принятие решения о применении или не применении технологий регенеративного отопления, как и любой другой технологии, в общем случае производится на основании рассмотрения технико – экономической эффективности задачи. Для корректного решения такой задачи необходимо с достаточной точностью определить эксплуатационные и капитальные затраты. Основной статьей эксплуатационных затрат – затраты на топливо. Оценка расчета топлива выполняется на основании значения коэффициента использования тепла топлива (КИТ). При использовании регенеративных горелок температура подогрева воздуха изменяется по ходу охлаждения каждой из теплоаккумулирующих насадок, а также существует ряд других факторов, учет которых осложняет расчет КИТ по стандартным формулам, в отличии от горелок другого типа. В работах [92, 93, 94] были сделаны попытки расчета КИТ для шариковых регенеративных горелок по стандартным формулам, однако принимая

во внимание вышеописанные сложности такие расчеты могут иметь существенные погрешности.

В свете вышеперечисленного А.Б. Бирюков разработал методику для расчета КИТ печной системы с отоплением регенеративными горелками [81]. Согласно этой методике КИТ печной системы рассчитывается по формуле:

$$\eta = \left[V_T Q_n^p \tau - V_T V_{\delta}^{y\delta} \int_0^{\tau} c_{\delta}(t_{\delta}(\tau)) t_{\delta}(\tau) d\tau - V_{св.о}^p \frac{273 c_{\epsilon} (10 + t_{603}^{\min} \chi / 2)}{273 + 0,5 (t_{603}^{\min} + t_{\epsilon})} \cdot V_{сбр} c_{\delta}(t_{\delta}^{нечб}) t_{\delta}^{нечб} \right] / V_T Q_n^p \tau \quad (2.20)$$

где V_T – расход топлива м³/с;

Q_n^p – теплота сгорания топлива, Дж/м³;

τ – период смены фаз (перекидки клапанов), с;

$t_{\delta}^{нечб}$ – температура продуктов сгорания, удаляемых из печной камеры, °С;

$V_{\delta}^{y\delta}$ – удельный выход продуктов сгорания при сжигании 1 м³ топлива, м³/м³;

c_{δ}, c_{ϵ} – средние теплоемкости продуктов сгорания и воздуха при соответствующих температурах, Дж/(м³·К);

$t_{\delta}(\tau)$ – температура продуктов сгорания, выходящих из насадки, в произвольный момент времени в течение газовой фазы, °С;

t_{603}^{\min} – минимальная температура нагреваемого воздуха перед перекидкой клапанов, °С;

t_{ϵ} – температура вентиляторного воздуха, подаваемого на горелку, °С;

$V_{св.о}^p$ – свободный объем насадки регенератора, м³;

χ – коэффициент, учитывающий понижение температуры воздуха, удаляемого из насадки в боры при перекидке клапанов;

$V_{сбр}$ – объем продуктов сгорания при нормальных условиях, сбрасываемых из печи при каждой перекидке клапанов, м³.

Большинство параметров, необходимых для расчета η (КИТ) являются известными или рассчитываются по общепринятым методикам, или являются исходными данными, однако значение температур продуктов сгорания $t_{\theta}(\tau)$ и воздуха t_{603}^{\min} определяются из методики [67].

Для определения оптимального, с точки зрения КИТ, времени смены фаз (перекидки клапанов) необходимо построить зависимость производной значения КИТ η от времени перекидки клапанов τ , а точка пересечения с осью X будет определять оптимальное, с точки зрения максимизации КИТ, время перекидки клапанов.

2.5 Выводы по разделу 2

Разработана математическая модель тепловых процессов в компактных теплообменных насадках регенеративных горелок, основанная на рассмотрении тепловых балансов слоев, условно выделенных по высоте насадки, и определении температурного поля тел, образующих насадку, при помощи дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности.

С использованием методов теории планирования эксперимента разработаны схема проведения экспериментов и вычислительная программа для обработки результатов трех и четырехфакторного экспериментов.

Создана экспериментальная установка для исследования теплообменных процессов в компактной теплообменной насадке, предназначенная для последующей верификации математической модели.

Определена методика для определения оптимального времени смены фаз (перекидки клапанов), с точки зрения максимального коэффициента использования топлива.

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ШАРИКОВОЙ НАСАДКЕ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ

3.1 Экспериментальное подтверждение адекватности разработанной математической модели

Для подтверждения адекватности математической модели на лабораторной установке, описанной в разделе 2.3, был проведен эксперимент, имитирующий «дымовую» фазу работы компактной теплоаккумулирующей насадки регенеративной горелки.

Для эксперимента установили максимально возможную мощность нагнетателя, которая обеспечивала скорость потока воздуха, отнесенную к свободному сечению, равную 3 м/с.

Измерения температуры воздуха на входе в шариковую насадку и сразу непосредственно после прохождения теплоаккумулирующей засыпки производились при помощи термопар типа ХА, подключенных к цифровым термометрам типа ТМ-902с (Рисунок 3.1).

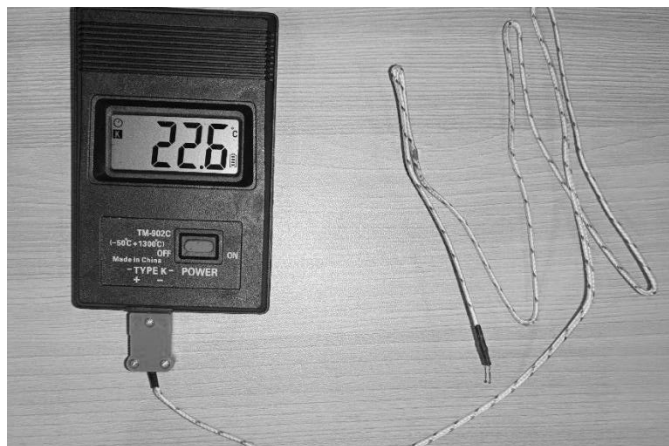


Рисунок 3.1 – Цифровой термометр ТМ-902с и термопара, при помощи которых производилось измерение температуры во время проведения эксперимента

Результаты измерений регистрировались в ручном режиме, записывались в журнал наблюдений с одинаковым интервалом по времени. Полученные результаты измерений представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты экспериментальных измерений

№ п/п	Время, с	Температура воздуха на входе, °С	Температура воздуха на выходе, °С
1	2	3	4
1	0	15	15
2	5	70	23
3	30	75	26
4	60	79	29
5	90	84	36
6	120	88	42
7	150	91	47
8	180	94	53
9	210	96	57
10	240	99	63
11	270	101	68
12	300	102	72
13	330	104	75
14	360	106	79
15	390	108	82
16	420	109	86
17	450	111	89
18	480	112	91
19	510	113	94
20	540	114	96

Продолжение таблицы 3.1

1	2	3	4
21	570	115	98
22	600	115	100
23	630	115	102
24	660	116	104
25	690	117	106
26	720	117	108
27	750	118	109
28	780	118	110
29	810	119	111
30	840	119	112
31	870	119	113
32	900	120	114
33	930	122	115
34	960	122	116
35	990	122	117
36	1020	123	117
37	1050	123	118
38	1080	123	119
39	1110	124	119
40	1140	124	120
41	1170	124	120
42	1200	125	121
43	1230	125	121
44	1260	125	121

Для наглядности полученные экспериментальные данные представлены в виде графика на рисунке 3.2.

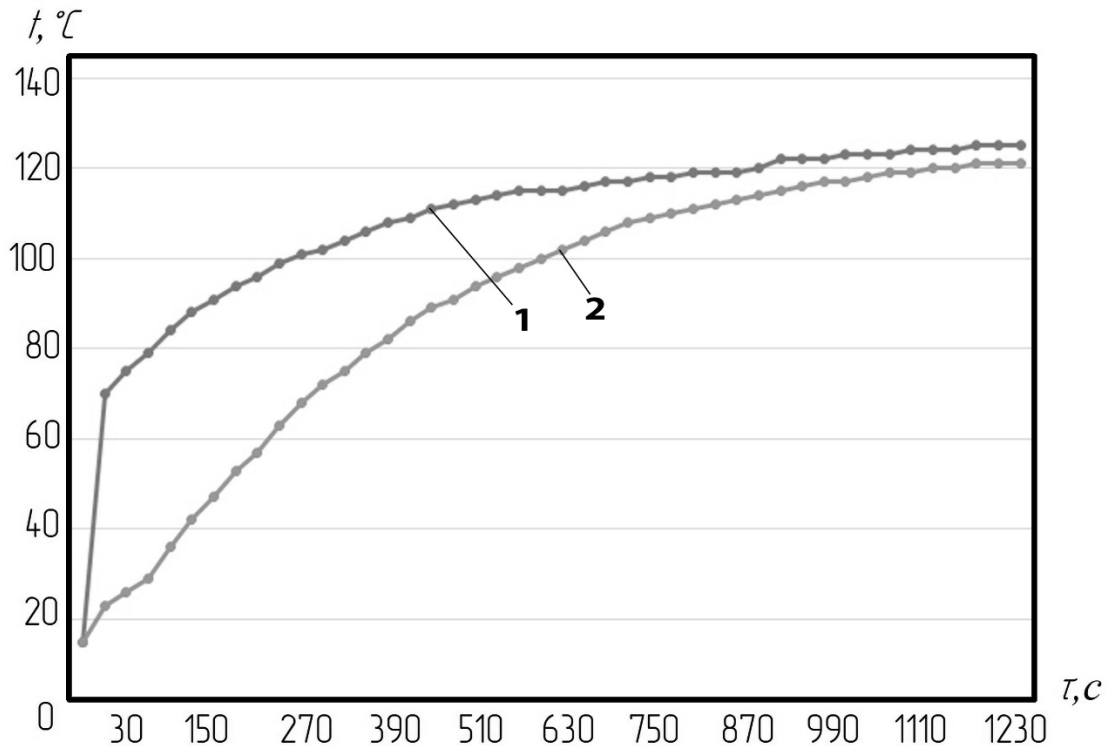


Рисунок 3.2 – Результаты эксперимента по измерению температуры воздуха на входе в установку и выходе из нее: 1 – температура на входе; 2 – температура на выходе.

По причине постоянного изменения температуры воздуха на входе в регенеративную насадку, согласно экспериментально полученным данным, возникла необходимость определения зависимости изменения его температуры во времени. Для ввода полученных экспериментальных данных в программу численного решения они были представлены в виде полиномиального уравнения второго порядка (3.1), описывающего изменение температуры греющей среды на входе в насадку во времени, коэффициент детерминации полученной зависимости составил $R^2=0,9926$.

$$t = -0,0737\tau^2 + 5,6349\tau + 11,84. \quad (3.1)$$

Уравнение (3.1) было использовано в математической модели наряду с прочими условиями однозначности, соответствующими параметрам экспериментальной установки, а именно: диаметр корпуса насадки 200мм, высота

засыпки шариков – 137 мм, средний диаметр шариков – 21 мм. Было принято: коэффициент теплопроводности материала шариков – $1 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, теплоемкость – $840 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, плотность шариков установлена экспериментально и составляет $2574 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

В результате моделирования получены графики изменения во времени температур воздуха на выходе из каждого слоя (рисунок 3.3).

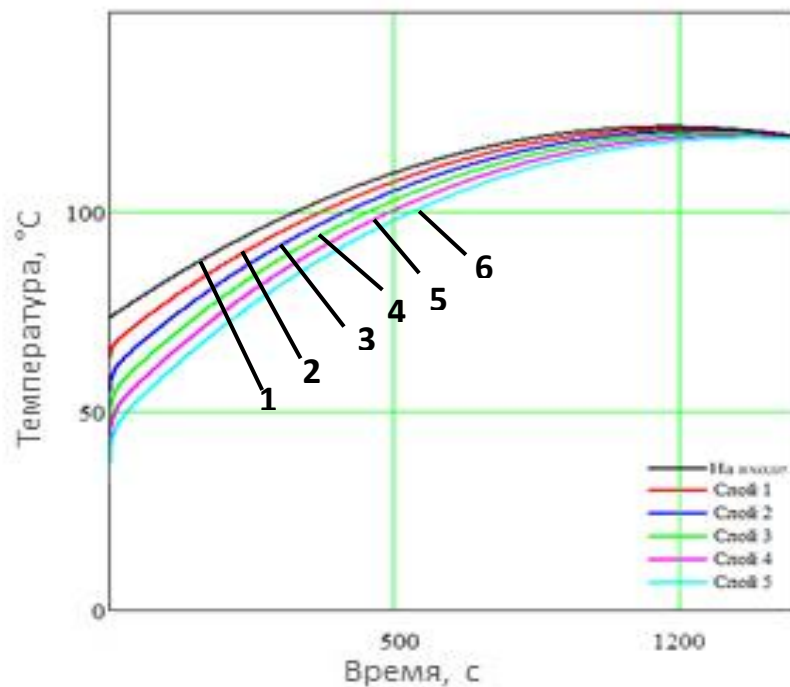


Рисунок 3.3 – Результат расчета математической модели в условиях проводимого эксперимента: 1 – температура на входе в установку; 2 – температура после 1 условного слоя; 3 – температура после 2 условного слоя; 4 – температура после 3 условного слоя; 5 – температура после 4 условного слоя; 6 – температура после 5 условного слоя

Для большей наглядности и удобства сопоставления полученных результатов на рисунке 3.4 сопоставлены в графической форме данные, полученные экспериментальным путем (кривые 1 и 2) и данные полученные при помощи разработанной математической модели (кривые 3 и 4). Сравнительный анализ графиков, представленных выше, показывает достаточно высокое

совпадение результатов, полученных по разработанной численной модели и в результате экспериментов, что подтверждает ее адекватность и возможность использования этой модели для получения практических результатов. Среднее значение отклонений не превышает 5%.

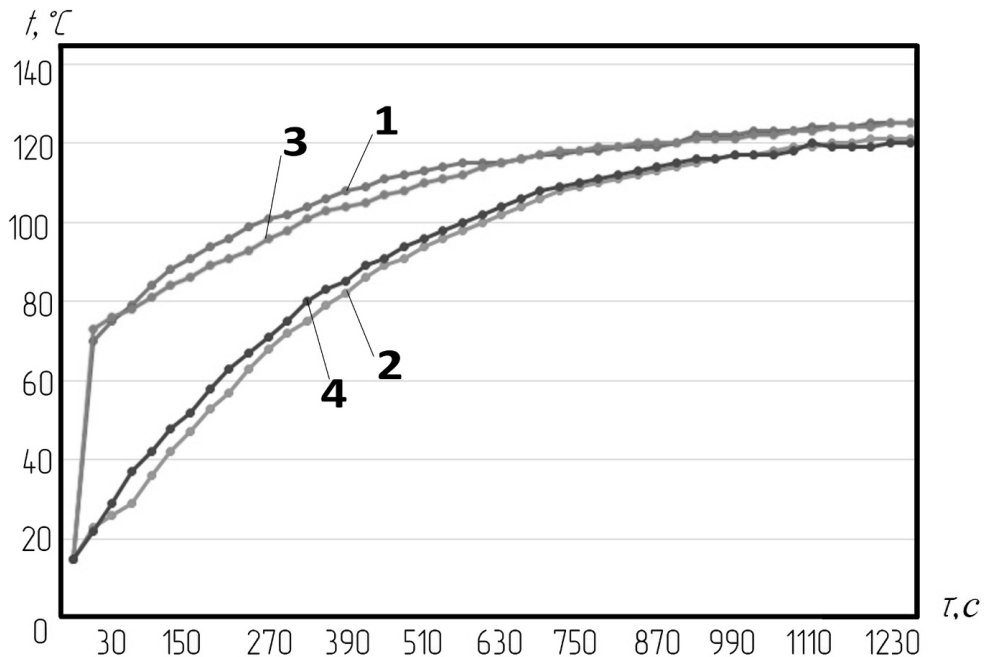


Рисунок 3.4 – Графики изменения температуры во времени: полученные экспериментально и при помощи математической модели: 1 – температура на входе, эксперимент; 2 – температура на выходе, эксперимент; 3 – аппроксимация температуры на входе по математической модели; 4 – температура на выходе, рассчитанная математической моделью.

3.2 Проверка достоверности расчетной методики

Для быстрого и удобного расчета регенеративной грелки, необходимой для конкретной теплотехнологической установки, целесообразно использование расчетной методики. В работе [67] представлена такая методика, но зависимости изменения температуры продуктов сгорания и воздуха на выходе из компактной регенеративной насадки во времени не известны, а представлены в качестве гипотезы, требующей дальнейшего уточнения.

Для уточнения этих зависимостей в течение соответствующих фаз был проведен ряд численных экспериментов при помощи разработанной математической модели. В качестве исходных данных для расчета использовались усредненные данные работы нагревательной промышленной печи с регенеративными горелками, теплоаккумулирующие шарики насадки – из корунда. Начальная температура продуктов сгорания $t_0'' = 1000^\circ\text{C}$; расход продуктов сгорания $V_d = 6 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура воздуха $t_e'' = 20^\circ\text{C}$; расход воздуха $V_b = 5 \text{ м}^3/\text{с}$; высота насадки $H = 0,223 \text{ м}$; диаметр шариков $d = 0,02 \text{ м}$; теплоемкость шариков – $2300 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; плотность шариков – $4000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; коэффициент теплопроводности материала шариков – $1,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Результаты расчета представлены на рисунках 3.5 и 3.6.

Сравнение результатов расчетов, сделанных при помощи гипотезы из методики [67] и при помощи математической модели показали, что имеют место расхождения и отдельные положения ее требуют уточнения.

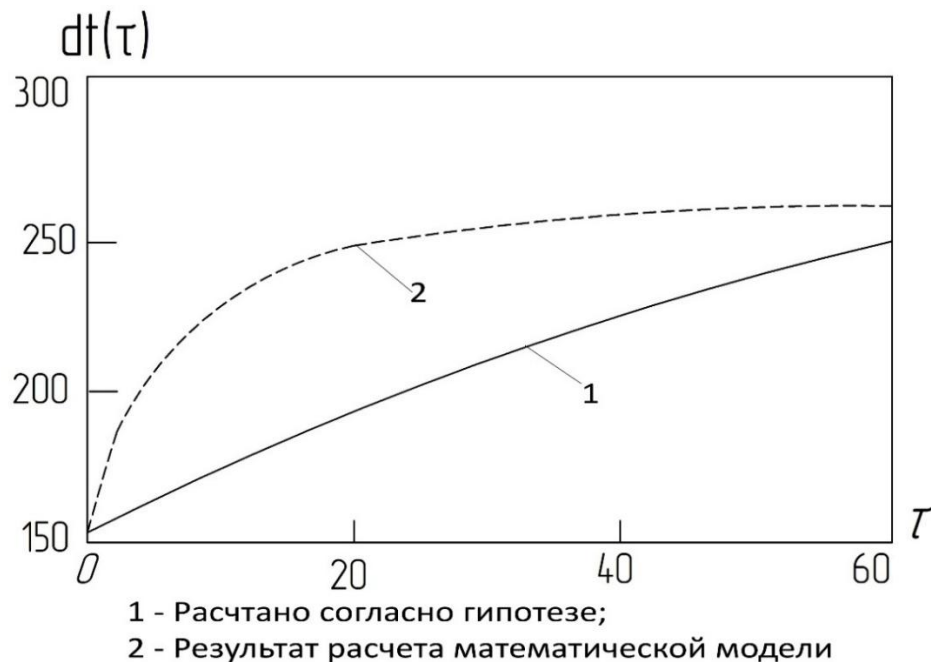


Рисунок 3.5 – Изменение температуры продуктов сгорания на выходе из насадки в течение «дымовой» фазы

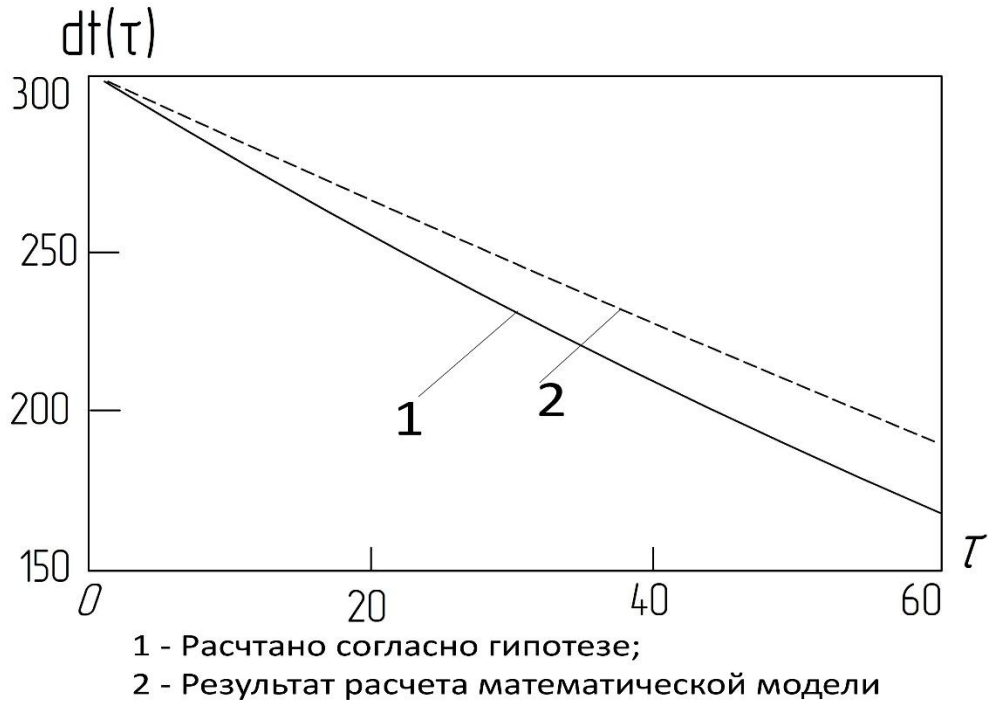


Рисунок 3.6 – Изменение температуры воздуха на выходе из насадки в течение «воздушной» фазы

Результаты расчетов, полученные при помощи математической модели, также подтверждаются данными других исследователей [47, 95, 96, 97].

Зависимости для описания изменения температур продуктов сгорания и воздуха на выходе из насадки, представленные в работе [67], имеют вид:

$$t_{\text{д}}(\tau) = t_{\text{д}}^{\text{min}} + (t_{\text{д}}^{\text{печь}} - t_{\text{д}}^{\text{min}}) \cdot (1 - \exp(-k_{\text{д}} \cdot \tau)); \quad (3.2)$$

$$t_{\text{в}}(\tau) = t_{\text{воз}}^{\text{max}} \cdot \exp(-k_{\text{в}} \cdot \tau), \quad (3.3)$$

где $t_{\text{д}}^{\text{min}}$ и $t_{\text{воз}}^{\text{max}}$ – минимальная температура продуктов сгорания и максимальная температура воздуха на выходе из насадки в начале газовой и воздушной фаз соответственно, °С;

k_d , k_b – константы, характеризующие изменение температур продуктов сгорания и воздуха;

$t_d^{\text{печь}}$ – температуры продуктов сгорания, покидающих печную камеру, °С;

τ – время, с;

$t_d(\tau)$ – температура продуктов сгорания, выходящего из насадки, в произвольный момент в течение газовой фазы, °С;

$t_b(\tau)$ – температура воздуха, выходящего из насадки, в произвольный момент в течение воздушной фазы, °С.

Сравнив графики на рисунке 3.6, можно сделать вывод, что гипотеза по поводу зависимости изменения температуры воздуха (3.3) описанная в статье [67] – верна, графики качественно идентичны, отличие уклона кривых, а соответственно и различная конечная температура обусловлено различным значением принятого коэффициента k_b . Для расчета по методике k_b приняли 0,002, а согласно дальнейшим исследованиям, было получено необходимое значение $k_b=0,0012$. Для подтверждения полученных результатов была проведена проверка экспоненциальной зависимости, для периода охлаждения насадки («воздушная» фаза), получены результаты с коэффициентом детерминации $R^2=0,9845$, что свидетельствует о достоверности полученных результатов.

Графики на рисунке 3.5 качественно отличаются друг от друга. Предложенная в гипотезе зависимость для определения температуры продуктов сгорания не соответствует полученной в процессе моделирования, что говорит о необходимости дальнейших исследований.

Проанализировав графики, полученные при помощи математической модели, выбрали для аппроксимации данных логарифмическую зависимость, которая качественно правильно повторяет линию изменения температуры продуктов сгорания по математической модели в период нагрева насадки («дымовая» фаза), со сходимостью $R^2=0,9961$. Для анализа использовались данные, соответствующие установившемуся режиму работы насадки.

$$t_d(\tau) = t_d^{\min} + (t_d^{\text{печь}} - t_d^{\min}) k_d \cdot \ln(\tau). \quad (3.4)$$

В полученных зависимостях присутствуют коэффициенты k_d , k_b – константы, характеризующие изменение температур продуктов сгорания и воздуха.

На рисунке 3.7 показаны примеры расчета температуры продуктов сгорания на выходе из регенеративной насадки при помощи математической модели и по предложенному варианту аппроксимации для следующих исходных данных: температура продуктов сгорания в печи – 1000 °С; длительность цикла – 60 с; расход продуктов сгорания – 5,77 м³/с (при нормальных физических условиях); высота засыпки – 0,223 м; диаметр шарика – 0,02 м; диаметр насадки – 0,7 м; материал шариков – корунд.

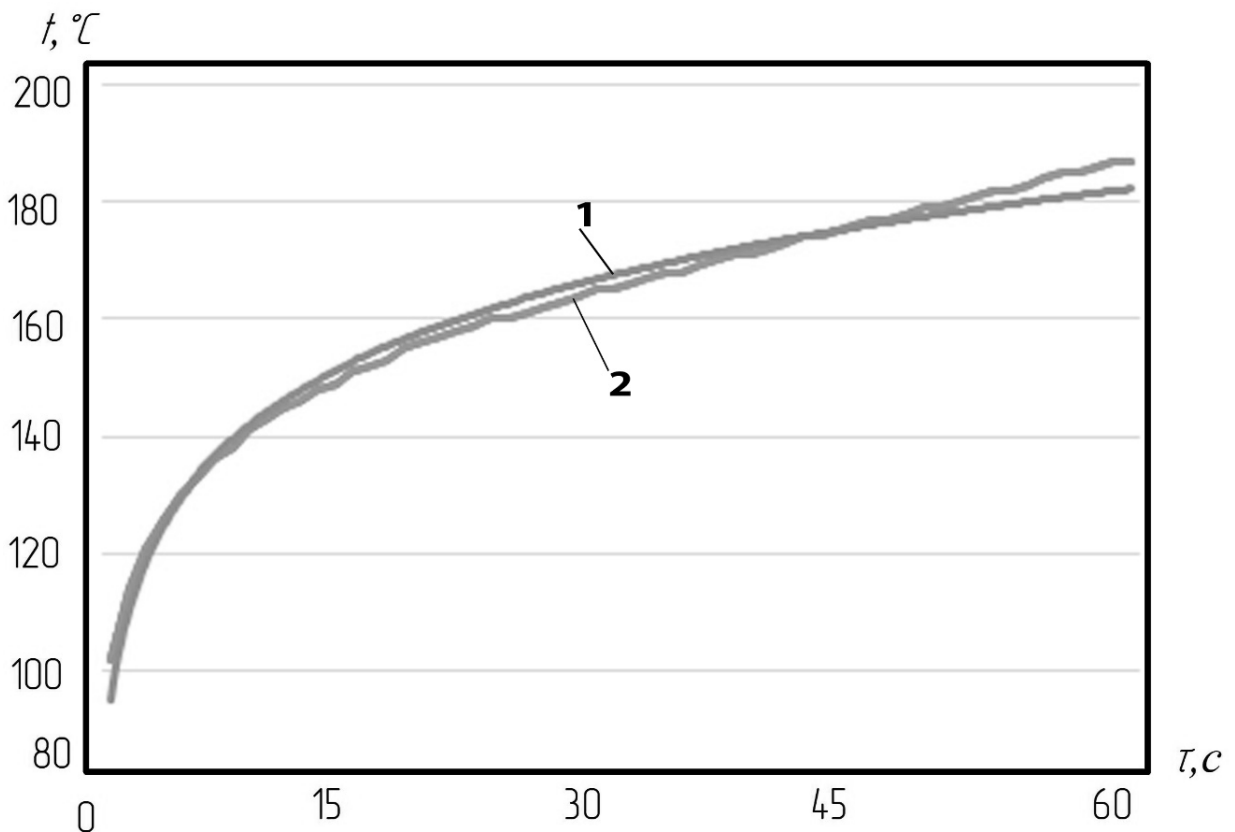


Рисунок 3.7 – Изменение температуры продуктов сгорания на выходе из насадки во времени: 1 – расчетные данные; 2 – предложенная аппроксимация по логарифмической зависимости

3.3 Способ определения коэффициентов k_d и k_b

В процессе исследований была рассмотрена зависимость параметра k_d от четырех чисел подобия: критерия Рейнольдса (Re); критерия Био (Bi); критерия W , равного отношению водяного числа продуктов сгорания к кажущемуся водяному числу насадки (отношение полной теплоемкости насадки к продолжительности «дымовой» фазы) [72 с. 290]; величины H/D , отражающей влияние высоты слоя засыпки шариков.

Таким образом, предполагается следующий вид искомой зависимости:

$$k_d = a Re^{b_1} Bi^{b_2} W^{b_3} \left(\frac{H}{D} \right)^{b_4}. \quad (3.6)$$

Для линеаризации задачи проведено логарифмирование левой и правой частей выражения (3.6):

$$\ln k_d = \ln a + b_1 \ln Re + b_2 \ln Bi + b_3 \ln W + b_4 \ln \left(\frac{H}{D} \right). \quad (3.7)$$

Для установления искомой зависимости параметра k_d от выбранных критериев подобия было проведено планирование эксперимента согласно методике [98]. Был выбран диапазон значений критериев, указанный в таблице 3.2

Соответственно уравнение (3.7) приобретает вид:

$$\ln k_d = \ln a + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 \quad (3.8)$$

Таблица 3.2 – Значения факторов, выбранные для факторного эксперимента

Фактор	Минимальное значение	Среднее значение	Максимальное значение
x_1	$\ln Re = 7,501$	$\ln Re = 8,305$	$\ln Re = 9,11$
x_2	$\ln Bi = -0,51$	$\ln Bi = 0,161$	$\ln Bi = 0,832$
x_3	$\ln W = -1,609$	$\ln W = -1,406$	$\ln W = -1,203$
x_4	$\ln H/D = -0,693$	$\ln H/D = 0,202$	$\ln H/D = 1,098$

Для удобства решения проведен переход к кодированным значениям факторов:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}. \quad (3.9)$$

Соответственно получаем уравнение (3.8) в кодированном виде:

$$\ln k_d = \ln a_k + b_{1k} X_1 + b_{2k} X_2 + b_{3k} X_3 + b_{4k} X_4. \quad (3.10)$$

В процессе проведения численных экспериментов каждый фактор X_i принимает значение максимума +1 или минимума -1.

Чтобы определить значения $a_k, b_{1k}, b_{2k}, b_{3k}, b_{4k}$, согласно планированию эксперимента, для четырех факторов было проведено 16 численных экспериментов. Сочетание значений факторов и значений $\ln k_d$, определенных посредством математической модели, показаны в таблице 3.3.

Обработка результатов численных экспериментов (Таблица 3.3) при помощи метода наименьших квадратов позволила получить искомые коэффициенты $a_k, b_{1k}, b_{2k}, b_{3k}, b_{4k}$. Они приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.3 – План и реализация факторного эксперимента

Номер опыта	Закодированные факторы				$\ln k_d$
	X_1	X_2	X_3	X_4	
1	-1	-1	-1	-1	-0,79851
2	-1	-1	-1	1	-0,62176
3	-1	-1	1	-1	-0,60148
4	-1	-1	1	1	-0,46204
5	-1	1	-1	-1	-0,7032
6	-1	1	-1	1	-0,50088
7	-1	1	1	-1	-0,6199
8	-1	1	1	1	-0,41855
9	1	-1	-1	-1	-1,51413
10	1	-1	-1	1	-0,81419
11	1	-1	1	-1	-1,46968
12	1	-1	1	1	-0,6832
13	1	1	-1	-1	-1,51413
14	1	1	-1	1	-0,81419
15	1	1	1	-1	-1,51413
16	1	1	1	1	-0,68717

Таблица 3.4 – Значения коэффициентов

a_k	b_{1k}	b_{2k}	b_{3k}	b_{4k}
2,207305	-0,33276	0,017939	0,254287	0,260442

Для полученных результатов проводилась процедура установления релевантности предложенной статистической зависимости. Для этого определен коэффициент детерминации по формуле [99]:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}, \quad (3.11)$$

где y_i – значение $\ln k_d$, полученное при помощи математической модели;

\hat{y}_i – значения $\ln k_d$, вычисленное по формуле (3.10);

\bar{y} – среднее значение $\ln k_d$, найденное при помощи математической модели.

В результате проведенных расчетов $R^2=0,77$. Значение коэффициента детерминации больше 0,7 свидетельствует о высокой объяснительной способности модели [100].

Для получения значений коэффициентов в натуральном виде проведена процедура декодирования, что дало возможность записать рассматриваемое критериальное уравнение (3.6) в следующем виде:

$$k_d = 9,091 \cdot Re^{-0,33} \cdot Bi^{0,02} \cdot W^{0,25} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{0,26}. \quad (3.12)$$

Проанализировав полученный результат, была проведена проверка влияния каждого из полученных критериев. В результате проверки было установлено, что влияние критерии Bi на значение k_d существенно меньше, чем остальных критериев и его можно признать незначимым. Для упрощения определения коэффициента k_d было принято решение перейти к записи искомого критериального уравнения в виде зависимости от трех критериев подобия (влияние критерия Bi было учтено путем корректировки общего множителя):

$$k_d = 9,15 \cdot Re^{-0,33} \cdot W^{0,25} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{0,26}. \quad (3.12)$$

Иллюстрация сопоставления изменения температуры продуктов сгорания после насадки, полученных при помощи математической модели и выражению (3.4) со значением k_d , определенным по выражению (3.12), представлена на рисунке 3.8. Исходные данные для определения k_d приведены в таблице 3.5.

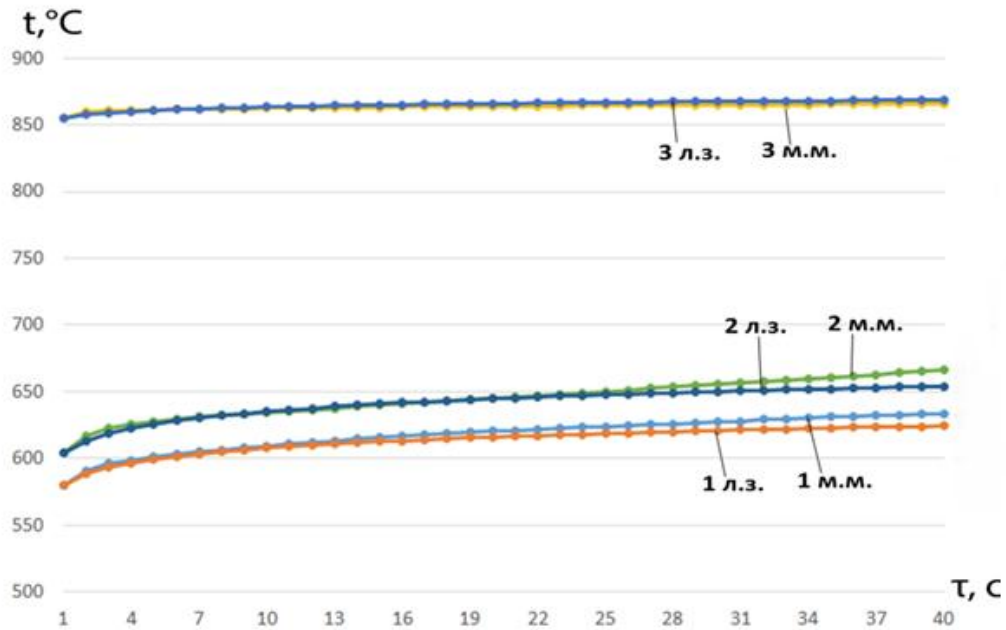


Рисунок 3.8 – Сравнительный анализ данных изменения температуры продуктов сгорания после насадки по математической модели и по логарифмической зависимости: 1м.м, 2м.м, 3м.м – температура продуктов сгорания на выходе из насадки по данным математического моделирования; 1л.з, 2л.з, 3л.з – температура продуктов сгорания на выходе из насадки по логарифмической зависимости

Таблица 3.5 – Исходные данные для определения параметра k_d

Номер эксперимента	Re	Bi	W	$\frac{H}{D}$
1	1809	0,6	0,2	0,5
2	9049	0,6	0,3	3
3	9049	0,6	0,3	0,5

Для установления критериального уравнения для определения значения коэффициента k_b были выполнены по аналогии все вышеперечисленные действия. Для этого были выбраны три критерия подобия: критерий Рейнольдса (Re); критерий W ; критерий H/D . Для них были приняты те же значения максимума и минимума, что и в предыдущем полнофакторном эксперименте. В результате было получено уравнение (3.13).

$$k_b = -7,93 \cdot Re^{-0,07} \cdot W^{0,89} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{0,88}. \quad (3.13)$$

Иллюстрация сопоставления изменения значений температуры воздуха после насадки, полученных при помощи математической модели и выражению (3.3) со значением k_b , определенным по выражению (3.13), представлена на рисунке 3.9.

Результаты исследований, описанных в разделе, опубликованы в наших работах [101, 102].

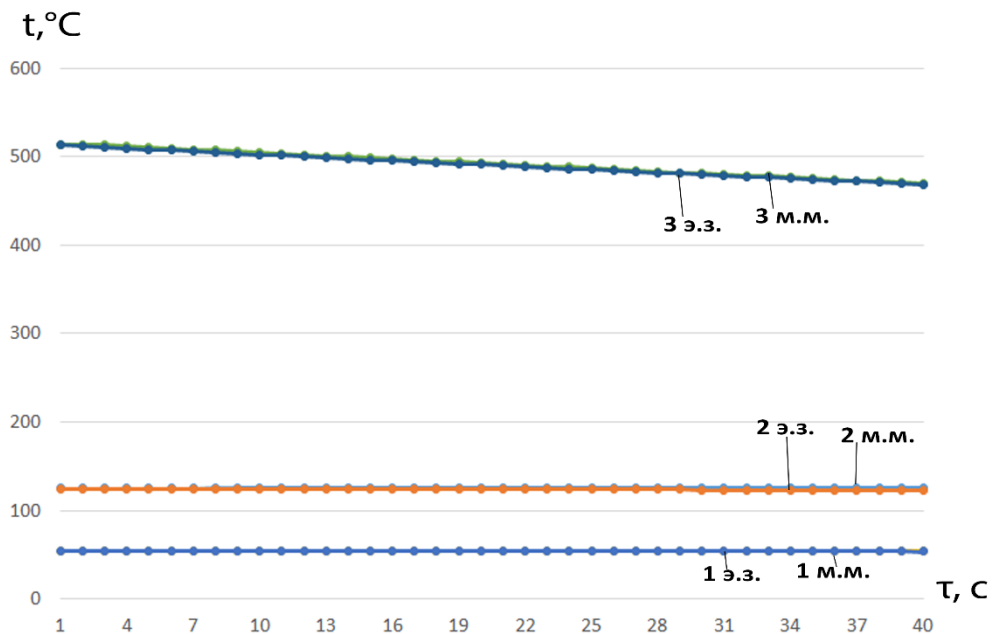


Рисунок 3.9 – Сравнительный анализ данных изменения температуры воздуха после насадки по математической модели и по экспоненциальной

зависимости: 1м.м, 2м.м, 3м.м – температура продуктов сгорания на выходе из насадки по данным математического моделирования; 1э.з, 2э.з, 3э.з – температура воздуха на выходе из насадки по экспоненциальной зависимости

Исходные данные для определения k_d приведены в таблице 3.5.

3.4 Определение величины температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки

При помощи математической модели был проведен расчет для регенеративных горелок мощностью 100 кВт для шести значений высоты засыпки: 400, 500, 600, 700, 800 и 900 мм. Остальные данные для расчета: длительность одной фазы (время перекидки клапанов) $\tau = 25$ с, температура печи $t_o^{печь} = 1250^\circ\text{C}$, диаметр шариков $d = 20$ мм, свойства теплоаккумулирующего материала: $\rho_m = 2300 \text{ кг/м}^3$, $c_m = 1000 \text{ Дж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$.

Результаты расчетов изменения температур дыма и воздуха в верхней и нижней частях насадки приведены на рисунке 3.10.

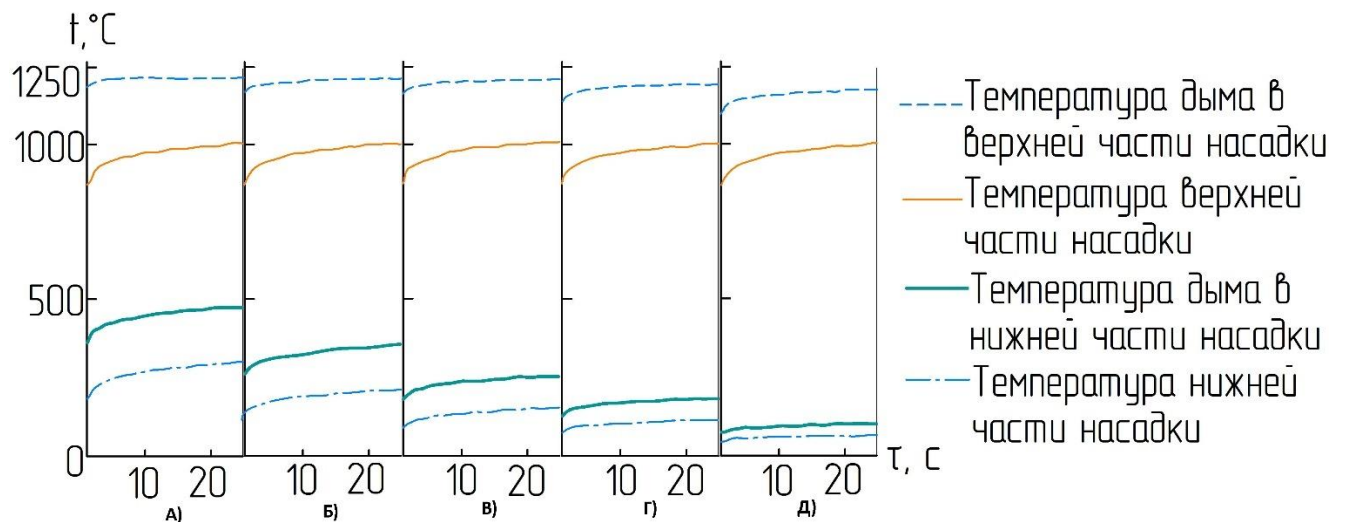


Рисунок 3.10 – Изменение температуры для насадки с высотой засыпки а) 0,4 м; б) 0,5 м; в) 0,7 м; г) 0,8 м; д) 0,9 м.

Температурные напоры $\Delta t_{1.сл}^{н.ф}$, $\Delta t_{1.сл}^{к.ф}$, $\Delta t_{н.сл}^{н.ф}$, $\Delta t_{н.сл}^{к.ф}$ для шариковой насадки регенеративной горелки мощностью 100 кВт для разной высоты засыпки теплоаккумулирующих шариков в насадке представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Данные о температуре насадки и продуктов сгорания в верхней и нижней части насадки

Высота засыпки шариков, мм	Верхняя часть насадки						Нижняя часть насадки					
	Начало фазы			Конец фазы			Начало фазы			Конец фазы		
	$t_{нас}$, °C	$t_{дым}$, °C	$\Delta t_{1.сл}^{н.ф}$, °C	$t_{нас}$, °C	$t_{дым}$, °C	$\Delta t_{1.сл}^{к.ф}$, °C	$t_{нас}$, °C	$t_{дым}$, °C	$\Delta t_{н.сл}^{н.ф}$, °C	$t_{нас}$, °C	$t_{дым}$, °C	$\Delta t_{н.сл}^{к.ф}$, °C
400	916	1207	291	1000	1219	219	170	475	305	270	480	210
500	916	1196	280	1000	1205	205	130	362	232	208	368	160
600	916	1185	269	1000	1202	202	97	263	166	147	268	121
700	916	1173	257	1000	1193	193	70	187	117	105	191	86
800	916	1156	240	1000	1184	184	57	133	76	68	136	68
900	916	1142	226	1000	1174	174	43	95	52	58	97	39

Использование этих результатов для обратного расчетов горелок по расчетной методике [67] (с учетом сделанных в диссертации уточнений) показало, что рассчитанные значения высоты засыпки отличаются от значений, использованных при математическом моделировании.

Для достижения совпадения высоты и других параметров засыпки, полученных при помощи расчетной методики, со значениями, заданными в качестве исходных данных в математическую модель принято решение определять действующее значение температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки по формуле:

$$\Delta t_{д} = b \cdot \frac{\frac{\Delta t_{1.сл}^{н.ф} + \Delta t_{н.сл}^{н.ф}}{2} + \frac{\Delta t_{1.сл}^{к.ф} + \Delta t_{н.сл}^{к.ф}}{2}}{2} = b \cdot \Delta \bar{t}, \quad (3.14)$$

где $\Delta t_{1cl}^{н.ф}, \Delta t_{n.cl}^{н.ф}$ – разница температур между продуктами сгорания и насадкой в начале «дымовой» фазы в первом (верхняя часть насадки) и последнем (нижняя часть насадки) условно выделенном слое регенеративной насадки;

$\Delta t_{1cl}^{к.ф}, \Delta t_{n.cl}^{к.ф}$ – разница температур между продуктами сгорания и насадкой в конце «дымовой» фазы в первом (верхняя часть насадки) и последнем (нижняя часть насадки) условно выделенном слое регенеративной насадки;

$\Delta \bar{t}$ – среднеарифметическое значение температурного напора между продуктами сгорания и насадкой;

b – поправочный коэффициент.

Для достижения достаточной степени достоверности в методику вводится поправочный коэффициент b , позволяющий учесть отклонение действующего значения температурного напора от среднего арифметического напора. Установление значения этого коэффициента проводилось методом начальной подстройки. Для определения значения коэффициента b были произведены расчеты при помощи математической модели и расчетной методики, для ряда значений высоты засыпки теплоаккумулирующего материалов в насадку, и определены поправочные коэффициенты, позволяющие достигнуть одинаковых результатов (высоты засыпки) при расчете по математической модели и расчетной методике. Анализ полученных результатов позволил выявить квадратичную закономерность изменения коэффициента b (3.15) в зависимости от среднеарифметического температурного напора насадки ($\Delta \bar{t}$) с высокой достоверностью $R^2=0,97$.

$$b = 0,0002\Delta \bar{t}^2 - 0,045\Delta \bar{t} + 3,657. \quad (3.15)$$

Результаты определения коэффициента b представлены на рисунке 3.11.

Результаты исследований, описанных в разделе, опубликованы в работе [103].

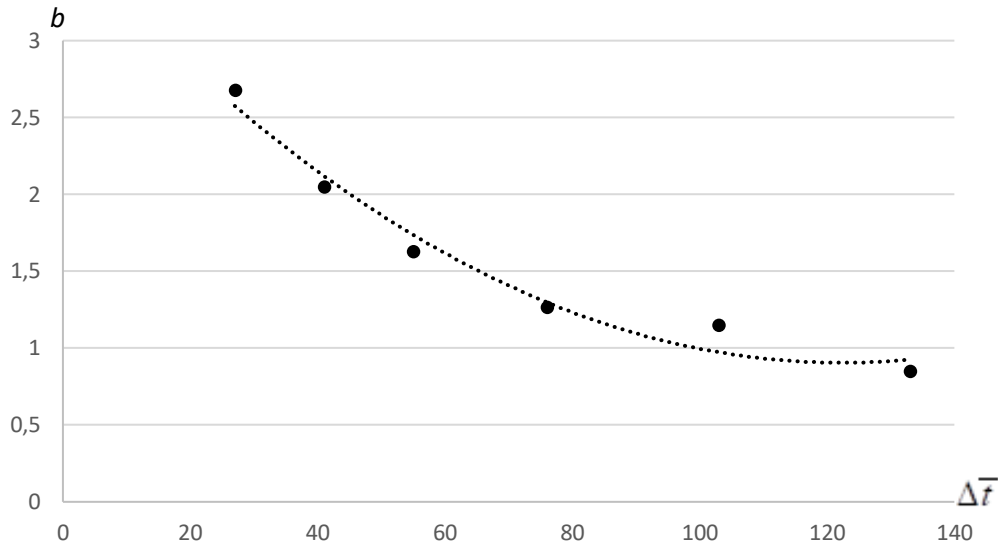


Рисунок 3.11 – Зависимость поправочного коэффициента b от $\Delta \bar{t}$.

3.5 Выводы по разделу 3

Подтверждена адекватность математической модели: проведенный эксперимент, имитирующий «дымовую» фазу работы насадки, показал высокую степень соответствия расчетных данных математической модели экспериментальным измерениям. Среднее расхождение по температуре воздуха на выходе из насадки составило менее 5 %. Это подтверждает надежность и релевантность разработанной математической модели для дальнейших численных исследований.

В процессе уточнения расчетной методики определения параметров регенеративной горелки получены следующие результаты:

– Подтверждена гипотеза для воздушной фазы: в результате численных экспериментов с использованием верифицированной математической модели подтверждена достоверность экспоненциальной зависимости (3.3) для описания изменения температуры воздуха на выходе из насадки в цикле охлаждения насадки («воздушная» фаза) с высоким коэффициентом детерминации $R^2=0,9845$.

– Скорректирована гипотеза для «дымовой» фазы: выявлено качественное отличие предложенной в ранее существующих методиках зависимости изменения

температуры продуктов сгорания в цикле нагрева («дымовая» фаза) от результатов математического моделирования. Взамен предложена и верифицирована новая логарифмическая зависимость (3.4), обеспечивающая высокую сходимость ($R^2=0,9961$) с данными математической модели в установившемся режиме.

Для новой логарифмической зависимости изменения температуры продуктов сгорания на выходе из насадки разработан критериальный метод определения параметра k_d . С помощью планирования полнофакторного эксперимента и метода наименьших квадратов получено критериальное уравнение (3.11), связывающее k_d с критериями Re , Bi , W и H/D . Высокий коэффициент детерминации ($R^2=0,9791$) подтверждает достоверность полученной зависимости. Для упрощения расчетов, с учетом меньшего влияния критерия Био, предложена упрощенная зависимость (3.12) от трех критериев, сохраняющая при этом достаточную точность.

По аналогии с определением критериального уравнения для определения коэффициента k_d разработан критериальный метод определения коэффициента k_b влияющего на изменения температуры воздуха в цикле охлаждения насадки согласно зависимости (3.13).

Выявлена необходимость корректировки метода определения температурного напора в существующих расчетных методиках для достижения достоверности результатов. Предложена новая формула (3.14) для расчета действующего значения температурного напора. Для ее корректного применения введен поправочный коэффициент, для которого установлена квадратичная зависимость (3.15) от среднеарифметического температурного напора ($R^2=0,97$). Это позволяет значительно повысить точность инженерных расчетов высоты засыпки и других параметров регенеративной насадки.

РАЗДЕЛ 4

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ШАРИКОВОЙ НАСАДКЕ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ

4.1 Определение оптимального времени перекидки клапанов

Время смены фаз регенеративной горелки (перекидки клапанов) – один из наиболее важных параметров, доступных для управления работающей регенеративной горелкой. Для определения оптимального времени перекидки клапанов разработана методика [81], в ее основе лежит определение коэффициента использования топлива (КИТ), который основывается на параметрах, вычисляемых по расчетной методике [67].

Внесенные в диссертации изменения в методику [67] значительно повлияли на получаемые результаты расчетов. Поэтому разработанная методика для определения КИТ печной системы с регенеративными горелками [81] требует уточнения в связи с изменением зависимости температуры продуктов сгорания, покидающих насадку, с экспоненциальной на логарифмическую (3.12).

КИТ печной системы рассчитывается по формуле (2.20). Внесенные изменения в значительной степени влияют на результаты расчета.

Для проведения расчетов по уточненной методике и сравнения результатов с полученными по ранее принятой методике были использованы следующие исходные данные: условный состав топлива – 100 % CH_4 ; коэффициент расхода воздуха 1,1; $t_{\text{гоз}}^{\text{max}} = 1100^\circ\text{C}$; $t_{\text{д}}^{\text{min}} = 300^\circ\text{C}$; $t_{\text{д}}^{\text{нечб}} = 1300^\circ\text{C}$; $V_T = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$; $t_{\text{гоз}} = 30^\circ\text{C}$; коэффициент χ , учитывающий понижение температуры воздуха, принят 0,7 (на основании опыта работы [81]). На основании расчета процесса горения топлива установлен удельный выход продуктов сгорания $11,71 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Остальные исходные данные перечислены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета

Вариант	I	II	III	IV
Свободный объем насадки регенератора, $V_{сбр}$, м ³	0,05	0,1	0,1	0,1
Объем продуктов сгорания при нормальных условиях сбрасываемых из печи при каждой смене фаз, $V_{св.о}^p$, м ³	0	0	0,1	0,5

При помощи уточненной методики построен график зависимости КИТ от времени перекидки клапанов. Для упрощенного рассмотрения вопроса при неучете потери части нагретого теплоносителя при перекидке клапанов результаты расчета приведены на рисунке 4.1(а).

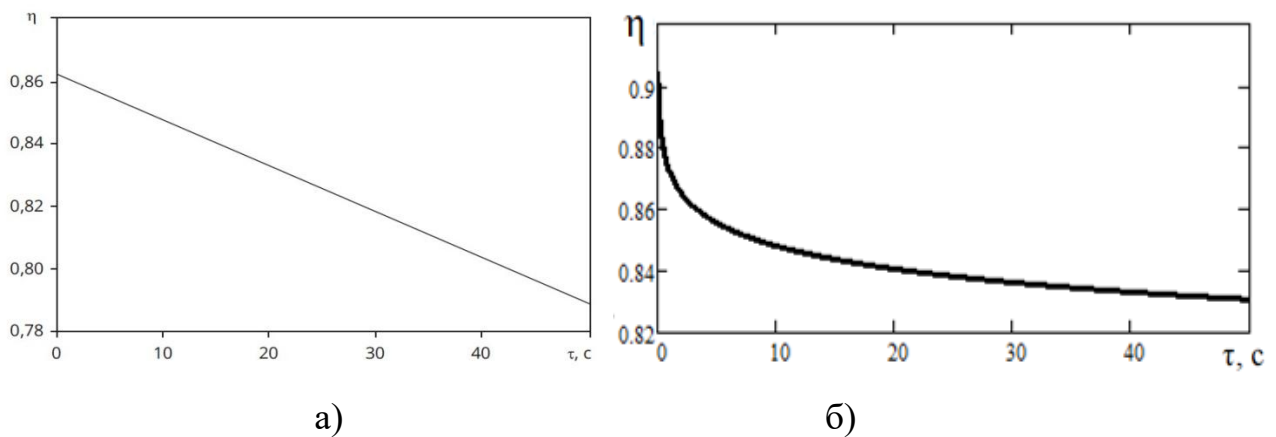


Рисунок 4.1. – Зависимость КИТ печной системы на базе регенеративных горелок от периода переключения клапанов а) при упрощенном рассмотрении вопроса; б) при полном учете всех факторов

График на рисунке 4.1(а) демонстрирует линейное убывание величины η с ростом времени τ . Линия прямая, что указывает на постоянную скорость изменения η . В то же время график на рисунке 4.1 (б) показывает экспоненциальное убывание той же величины η . Кривая сначала резко падает, а затем постепенно выравнивается, приближаясь к некоторому пределу (асимптотически).

Судя из графика а), можно было бы сделать вывод, что чем меньше время перекидки клапанов, тем лучше, но на практике это не так. Кроме технических аспектов быстрого выхода из строя клапанов при малом времени перекидки (любое устройство имеет ресурс работы, количество рабочих циклов), дополнительного изучения требует влияние количества сбрасываемого теплоносителя, обусловленного конструкцией горелки при помощи подхода, отраженного в зависимости (2.20).

На рисунке 4.2 приведены результаты исследования для базового набора исходных данных и четырех вариантов сочетаний величин: объема сбрасываемого теплоносителя $V_{сбр}$ и свободного объема насадки $V_{св.о}^p$ регенеративной горелки (Таблица 4.1).

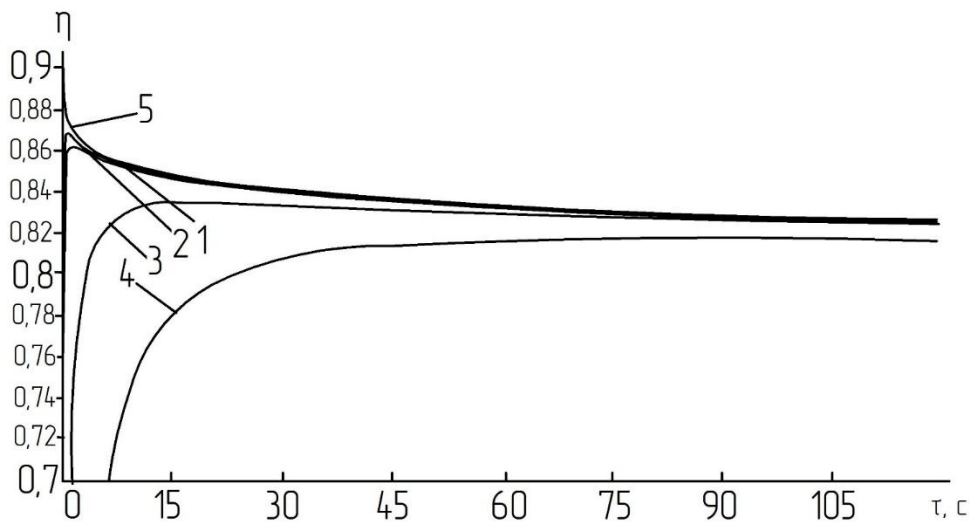


Рисунок 4.2. – Зависимость КИТ печной системы на базе регенеративных горелок от периода перекидки клапанов: 1 – 4 – для расчетных вариантов I-IV соответственно; 5 – при неучете $V_{сбр}$ и $V_{св.о}^p$

Проанализировав графики на рисунке 4.2, можно наблюдать насколько значимым является количество продуктов сгорания, сбрасываемых из печи при каждой перекидке клапанов ($V_{сбр}$), и что влияние свободного объема насадки регенератора ($V_{св.о}^p$) имеет место, однако в количественном соотношении оно меньше, чем влияние $V_{сбр}$.

Для каждого из 4 вариантов функция КИТ была продифференцирована по периоду перекидки клапанов. Значения $\tau_{\text{опт}}$ при котором производные равны 0, соответствуют оптимальным значениям периода перекидки клапанов для каждого из расчетных вариантов. Полученные значения $\tau_{\text{опт}}$ по ранее известной и уточненной в данной диссертации методике представлены в таблице 4.2.

Характер полученных кривых, соответствующих вариантам I-IV свидетельствует о том, что объем продуктов сгорания при нормальных условиях, сбрасываемых из печи при каждой смене фаз, очень сильно влияет на КИТ системы, и чем он больше, тем сильнее замедляется рост КИТ на графике.

Таблица 4.2 – Результаты исследования базовых вариантов

Вариант	I	II	III	IV
Вариант расчета до внесения изменений				
Оптимальное время смены фаз, $\tau_{\text{опт}}$, с	2,4	3,35	12,1	26,7
Коэффициент использования топлива (КИТ), η	0,855	0,852	0,825	0,783
Вариант расчета после модернизации методики				
Оптимальное время смены фаз, $\tau_{\text{опт}}$, с	0,85	2	20,28	95
Коэффициент использования топлива (КИТ), η	0,867	0,857	0,83	0,813

Результаты, представленные в таблице 4.2, отображают оптимальное значение времени перекидки клапанов с точки зрения КИТ. Проведен сравнительный анализ показателей, полученных по методике до усовершенствования и после. Значения оптимального времени перекидки клапанов в 1,5 – 2,1 раза превышают значения, полученные по ранее принятой методике. Однако на практике существует огромное количество прочих факторов, влияющих на время смены фаз, в частности ресурсы механизмов «перекидки клапанов». Исходя из существующего практического опыта время смены фаз менее 20 с является не рациональным по отношению к механическому ресурсу механизмов.

4.2 Расчет конструктивных параметров модельного ряда насадок

При помощи уточненной расчетной методики, зная исходные параметры такие как: температура печи, состав топлива, тепловая мощность, которую должна обеспечивать горелка, скорость продуктов сгорания, задав минимальную температуру продуктов сгорания на выходе из насадки – можно определить рациональные параметры шариковой насадки регенеративной горелки.

Согласно методике, сначала проводится расчет горения топлива, в результате которого определяются удельные объемы продуктов сгорания и воздуха ($V_{\delta}^{y\delta}, V_{\epsilon}^{y\delta}$). Задаются значения величин: продолжительность одной фазы τ_n , с; температура продуктов сгорания, покидающих рабочее пространство печи $t_{\delta}^{печь}$, °С; минимальная температура подогретого воздуха, которую необходимо получить после шариковой регенеративной насадки t_{ϵ}^{\min} , °С. Далее определяются параметры, характеризующий изменение температуры продуктов сгорания и воздуха (k_d, k_b).

Значение параметра, характеризующий изменение температуры воздуха k_b находится в пределах 0,001–0,004.

Параметр, характеризующий изменение температуры продуктов сгорания k_d , определяется по формуле (3.12).

Определяем среднеинтегральное значение температуры подогретого воздуха \bar{t}_{ϵ} по формуле (4.2). Поскольку теплоемкость воздуха зависит от искомой температуры, то задача решается итерационным методом, расчет производится до тех пор, пока итерационная разность принятой среднеинтегральной температуры с найденной не будет меньше принятой погрешности расчета.

$$\bar{t}_{\epsilon} = \left(V_m V_{\delta}^{y\delta} c_{\delta} (t_{\delta}^{печь}) t_{\delta}^{печь} \tau_n + V_m V_{\epsilon}^{y\delta} c_{\epsilon} (t_{\epsilon}^{\min}) t_{\epsilon}^{\min} \tau_n - \right. \\ \left. - V_m V_{\delta}^{y\delta} \int_0^{\tau_n} c_{\delta} (t_{\delta}(\tau)) t_{\delta}(\tau) d\tau / V_m V_{\epsilon}^{y\delta} c_{\epsilon} (\bar{t}_{\epsilon}) \tau_n \right). \quad (4.2)$$

После следует определить максимальную температуру подогрева воздуха по формуле:

$$t_{\text{воз}}^{\text{max}} = \frac{2\bar{t}_e}{1 + \exp(-k_e \cdot \tau)}. \quad (4.3)$$

Минимальная температура воздуха, принятая в начале расчета, уточняется по формуле:

$$t_{\text{воз}}^{\text{min}} = t_{\text{воз}}^{\text{max}} \exp(-k_e \cdot \tau). \quad (4.4)$$

Задается скорость движения продуктов сгорания, отнесенная к свободному сечению насадки, w . Эта величина в свою очередь определяет потери давления газообразных теплоносителей (воздуха и продуктов сгорания) на насадке, которые должны быть согласованы с разрежением (напором), создаваемым используемыми дымососом (вентилятором).

Рассчитывается α_v , объемный коэффициент конвективной теплоотдачи в шариковой насадке. Эта величина определяется по эмпирической формуле Китаева-Фурнаса [72 с. 303], Вт/(м³·К).

$$\alpha_v = 186 \frac{w_0^{0,9} \left(\frac{t_{\text{неч}} + t_{\text{д}}^{\text{max}}}{2} + 273 \right)^{0,3}}{d^{0,75}}, \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (4.5)$$

где w_0 – скорость теплоносителя при НФУ, м/с;

d – диаметр теплоаккумулирующего шарика, м.

Определяется необходимая теплообменная поверхность насадки F_n для обеспечения заданных условий. При этом, согласно тепловому балансу одного цикла работы регенеративной насадки, принимается, что количество теплоты,

отданное продуктами сгорания теплоаккумулирующему материалу насадки во время «дымовой» фазы Q_d , равно повышению теплосодержания насадки Q_n и оно же равно количеству теплоты, воспринятому нагреваемым воздухом во время «воздушной» фазы Q_v . Это утверждение справедливо для циклически-стационарного состояния регенеративной насадки.

$$F_n = \frac{Q_n}{\bar{q}} \quad (4.6)$$

Среднеинтегральное значение теплового потока, подводимого к (отводимого от) поверхности тел, образующих насадку, вычисляем по формуле:

$$\bar{q} = \alpha \cdot \Delta t_\delta \quad (4.7)$$

Ранее в разделе 3.4 описывалась процедура определения значения Δt_δ и предложена формула (3.13) для его вычисления и формула (3.14) для вычисления поправочного коэффициента b .

Для вычисления среднеинтегрального значения теплового потока, необходимо перейти от значения объемного коэффициента теплоотдачи α_v , к обычному, что можно сделать по формуле:

$$\alpha = \frac{\alpha_v}{\Phi} \quad (4.8)$$

Зная удельную поверхность нагрева насадки Φ , переходим к объему насадки и ее массе.

$$V_n = \frac{F_n}{\Phi} ; \quad (4.9)$$

$$m_n = V_n (1 - \varphi) \rho_m, \quad (4.10)$$

где ρ_m – плотность теплоаккумуляционного материала, кг/м³;

φ – порозность укладки шариков в насадке.

Зная объем насадки и скорость движения среды, отнесенную к свободному сечению, определяем площадь сечения насадки F_c , ее диаметр D и высоту H .

На сайте производителя [104] были взяты исходные данные для расчета шариковых теплообменных насадок для модельного ряда регенеративных горелок (Таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Модельный ряд горелок газовых регенеративных

Тип горелки	Мощность, кВт	Объем воздуха, м ³ /ч	Давление воздуха, мбар
ГГР-10	380	370	6,2
ГГР-20	760	740	6,2
ГГР-30	1170	1130	6,2
ГГР-40	1600	1555	6,2

Остальные исходные данные были выбраны одинаковые для всех вариантов расчета: условный состав топлива – 100 % CH₄; коэффициент расхода воздуха 1,12; $t_o^{неуб} = 1250^\circ\text{C}$; $t_o^{\min} = 400^\circ\text{C}$; $t_{\text{воз}} = 30^\circ\text{C}$; теплоемкость материала насадки $c = 2300 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; плотность шариков $2300 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; теплопроводность материала шариков $1 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Результаты определения основных конструктивных параметров модельного ряда горелок представлены в Таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Рассчитанные конструктивные параметры регенеративной насадки для модельного ряда газовых регенеративных горелок

Мощность, кВт	Скорость, м/с	Масса, кг	Диаметр, м	Высота засыпки, м
380	1,6	108	0,317	0,802
760	1,6	210	0,443	0,802
1170	1,6	332	0,556	0,802
1600	1,6	454	0,651	0,802
1600	1,23	576	0,742	0,781

Представленные результаты расчетов показали качественное соответствие с массогабаритными характеристиками горелок аналогичной мощности, идентифицируемыми на основании их визуального осмотра, что еще раз подтвердило правильность уточненной расчетной методики.

4.3 Анализ зависимостей конструктивных параметров компактной насадки от теплотехнологических условий работы

Для формирования рекомендаций относительно выбора рациональных параметров теплообменных насадок компактных регенеративных горелок необходимо провести анализ зависимостей конструктивных параметров компактной насадки от теплотехнологических условий работы. Для этого с использованием уточненной расчетной методики были проведены исследования зависимостей основных конструктивных параметров насадок от скорости движения теплоносителя (отнесенной к свободному сечению насадки).

Расчеты выполнены для тех же исходных данных, что и в подразделе 4.2.

Для определения массы использовалась формула (4.10).

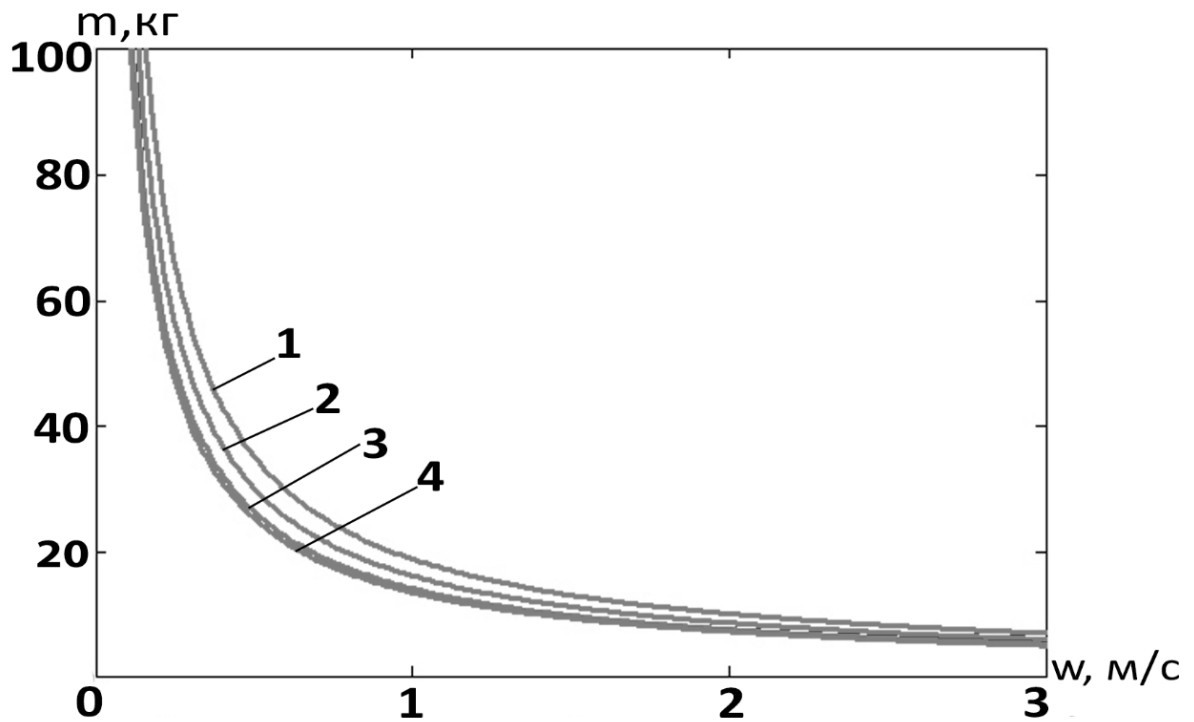


Рисунок 4.3 – График зависимости массы насадки от скорости потока для разных значений времени перекидки клапанов и температурных напоров между продуктами сгорания и насадкой: 1 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 25^\circ\text{C}$; 2 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$; 3 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$; 4 – $\tau=120$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$.

Зависимость массы насадки (m , кг) от скорости потока (w , м/с) обратная и нелинейная – с увеличением скорости потока масса насадки уменьшается. Кривые имеют выпуклый вниз вид, что указывает на снижение скорости уменьшения массы насадки по мере увеличения скорости теплоносителя. Также на графике наглядно видно, что чем меньше температурный напор между материалом насадки и продуктами сгорания, тем большая масса необходима для достижения требуемых параметров при прочих равных условиях.

Для расчета перепада давления, обусловленного потерями статистического напора в слое сыпучего вещества, в настоящее время отсутствуют данные для универсального расчета. Имеющиеся формулы, установленные экспериментальным путем, подходят для условий, близких к проведенным опытам.

Хейлигенштедт дает формулу для расчета потери давления в слое материалов Δp мм вод. ст. на 1 м высоты слоя:

$$\Delta p = n \rho w^{1,9}, \quad (4.11)$$

где ρ – плотность воздуха или газа;

w – скорость воздуха или газа;

n – константа, для зерен размером 60 ± 10 мм $n = 11$; 45 ± 5 мм $n = 14 \div 18$; 35 ± 5 мм $n = 28$; 25 ± 5 мм $n = 55$.

В.И. Борошанский рекомендует для слоя шаров диаметром d , засыпанных произвольно и имеющих порозность близкую к 0,4, при числах

$Re_{сл} = \frac{wd}{\nu} = 1 \div 5000$ следующую приближенную формулу:

$$\Delta p = 20 + \frac{7000}{Re_{сл}}. \quad (4.12)$$

Н.Н. Жаворонков на основании своих исследований дает следующую формулу для сопротивления слоя кусковых материалов:

$$\Delta p = \frac{7,6 \rho w^{0,8} \nu^{0,2} H}{g d_{гидр} \omega^{1,8}}, \quad (4.13)$$

где H – высота слоя, м;

w – скорость газа, отнесенная к полному сечению канала, м/с;

$d_{гидр}$ – гидравлический диаметр канала, м;

$$d_{гидр} = \frac{2}{3} d_{эква} \frac{\omega}{1-\omega}, \quad (4.14)$$

где ω – порозность слоя.

Широкое применение получило выражение, аналогичное формуле потери напора на трение:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho w^2}{2g} \cdot \frac{H}{h_{\text{ЭКВ}}}, \quad (4.15)$$

$h_{\text{ЭКВ}}$ – средневзвешенный размер куска

ζ – коэффициент сопротивления, определяемый по рисунку 4.4.

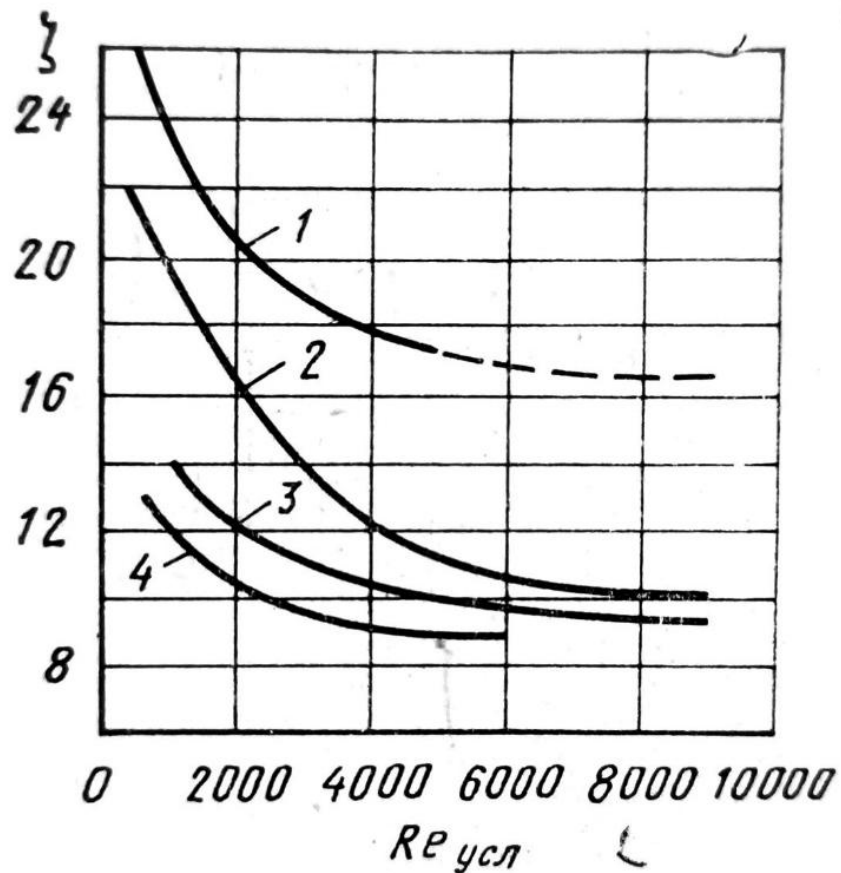


Рисунок 4.4 – Коэффициент сопротивления слоя кусковых материалов в зависимости от $Re_{\text{усл}}$ [86, с 242]: 1 – агломерат – остроугольные куски ($d_{\text{ср}}=12-82$ мм), насыпная масса $\rho=1140-1470$ кг/м³; 2 – известковая руда ($d_{\text{ср}}=14-100$ мм), $\rho=1380-1620$ кг/м³; 3 – кокс ($d_{\text{ср}}=1-100$ мм), $\rho=513-835$ кг/м³; 4 – агломерат из вращающейся печи – окатанные куски ($d_{\text{ср}}=14-52$ мм), $\rho=1475-1900$ кг/м³.

Основываясь на анализе приведенных выше методик, было принято решение рассчитывать потери давления в насадке по формуле:

$$\Delta P = 9,8 \cdot 55 \cdot \rho w g H_n \frac{273}{\Delta t_d + 273} \left(w \frac{\Delta t_d + 273}{273} \right)^{1,9}, \quad (4.16)$$

где H_n – высота засыпки теплоаккумулирующего материала насадки

Δt_d – значение температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки.

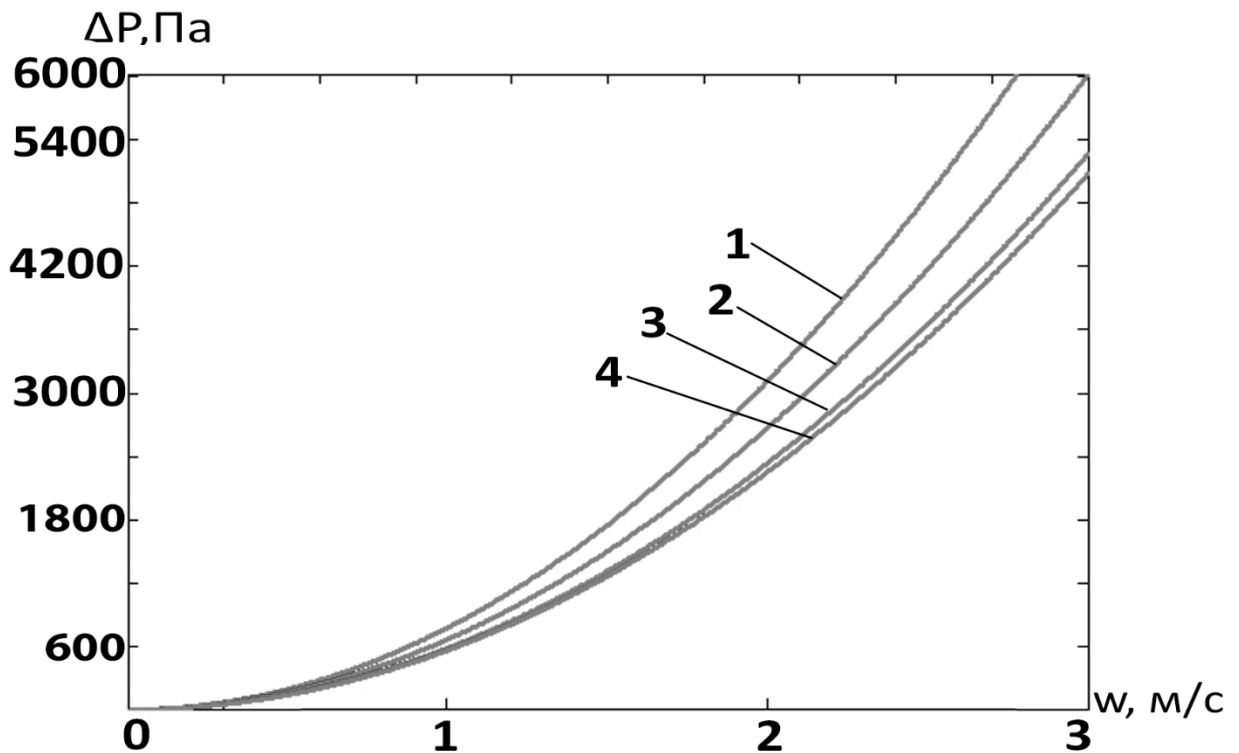


Рисунок 4.5 – График зависимости перепада давления от скорости потока для разных значений времени перекидки клапанов и температурных напоров между продуктами сгорания и насадкой: 1 – $\tau = 25$ с, $\Delta t = 25^\circ\text{C}$;
2 – $\tau = 25$ с, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$; 3 – $\tau = 25$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$; 4 – $\tau = 120$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$.

На графиках на рисунке 4.5 представлены зависимости перепада давления (ΔP , Па) от скорости потока (w , м/с). Зависимость нелинейная – характер кривых указывает на ускорение роста ΔP при увеличении w . Это типично для

гидродинамических зависимостей, где сопротивление среды растёт непропорционально скорости.

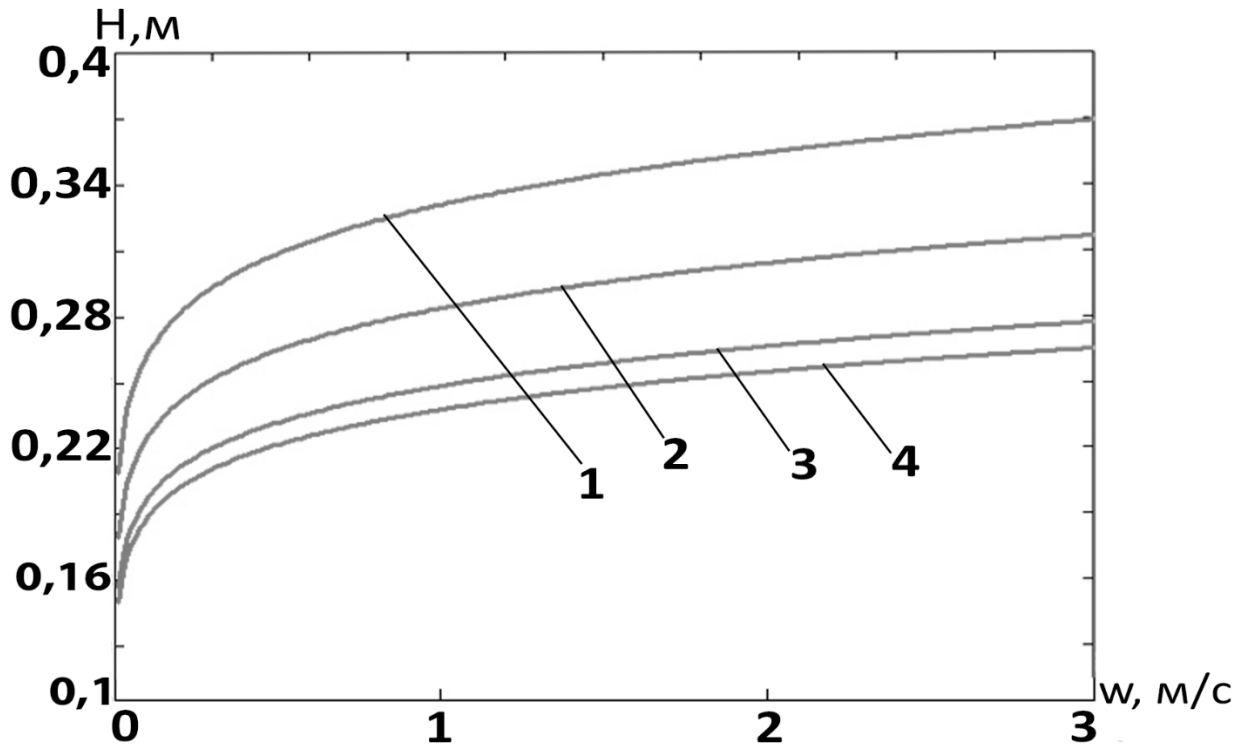


Рисунок 4.6 – График зависимости высоты засыпки теплоаккумулирующего материала насадки от скорости газа для разных значений времени перекидки клапанов и температурных напоров между продуктами сгорания и насадкой: 1 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 25^\circ\text{C}$; 2 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$; 3 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$; 4 – $\tau=120$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$.

На графиках рисунка 4.6 представлены зависимости высоты засыпки (H , м) теплоаккумулирующего материала от скорости газа (w , м/с) при различных температурных напорах. Разные линии соответствуют разным значениям температурного напора.

С увеличением скорости газа высота засыпки возрастает для всех температурных напоров. С ростом скорости газа кривые начинают выравниваться, что может свидетельствовать о достижении предельного значения высоты засыпки для каждого температурного напора.

Анализ графиков зависимости геометрических характеристик насадки (H/D) от скорости потока (w , м/с) на рисунке 4.7 показывает, что увеличение скорости требует уменьшения поперечного сечения насадки и соответственно увеличения ее высоты. С ростом скорости потока отношение H/D увеличивается для всех температурных напоров. Это указывает на прямую зависимость между скоростью газа и требуемой высотой насадки. Начальный участок кривых (при малых w) имеет более крутой наклон, что говорит о быстром росте H/D при низких скоростях. По мере увеличения w наклон становится более пологим — рост H/D замедляется.

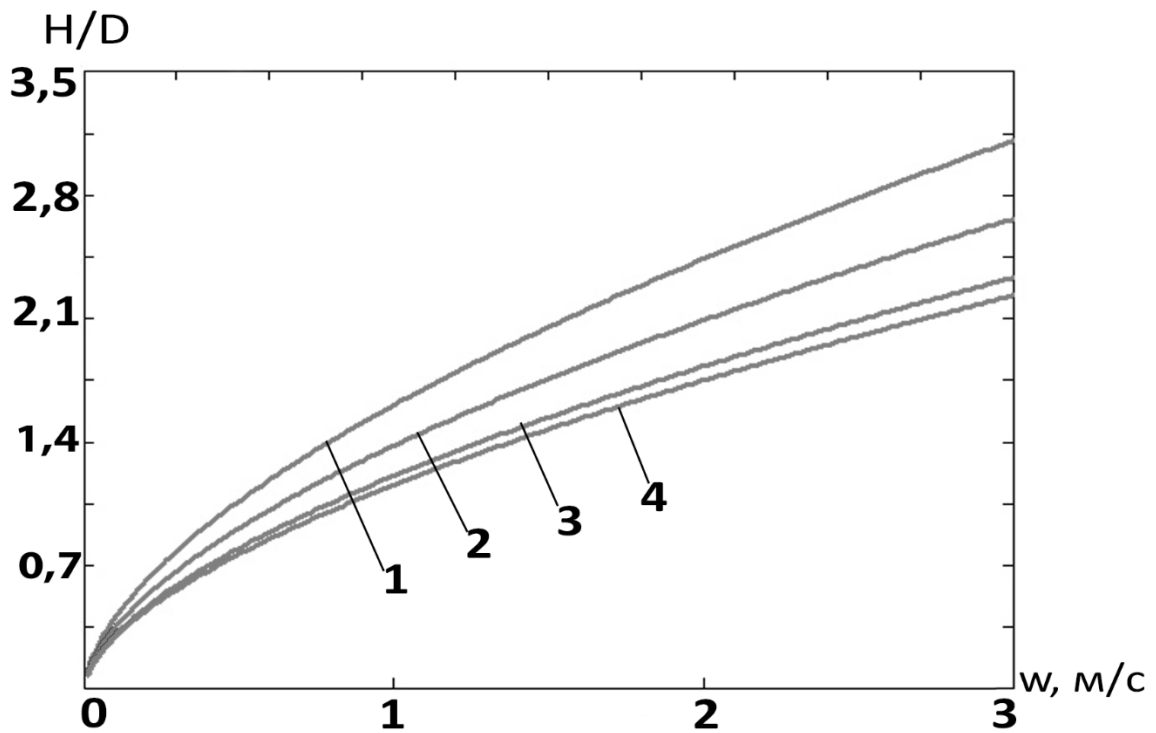


Рисунок 4.7 – График зависимости требуемых геометрических характеристик (отношения высоты насадки к диаметру) от скорости потока для разных значений времени перекидки клапанов и температурных напоров между продуктами сгорания и насадкой: 1 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 25^\circ\text{C}$; 2 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$; 3 – $\tau=25$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$; 4 – $\tau=120$ с, $\Delta t = 100^\circ\text{C}$.

В ходе проведенных исследований были установлены логически обоснованные зависимости, демонстрирующие значительную степень

взаимосвязи конструктивных параметров компактной насадки от скорости потока, а также температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки.

В то же время, установлено, что влияние времени перекидки клапанов на конструктивные параметры насадки является менее выраженным. Перекидка клапанов, определяющая цикличность работы регенератора, влияет на продолжительность фаз нагрева и охлаждения, но ее прямое воздействие на геометрические размеры и массу самой насадки оказывается вторичным по сравнению с температурным напором. Это означает, что оптимизация времени перекидки может привести к улучшению динамических характеристик горелки, но не является первостепенным фактором при выборе базовых размеров насадки.

Проанализировав полученные результаты были сделаны выводы по поводу рациональных параметров шариковой теплообменной насадки компактной регенеративной горелки. Значение гидродинамического сопротивления насадки не должно превышать 6 кПа [105], а рациональным значением предложено считать гидродинамическое сопротивление примерно равное 1...3 кПа. Этому диапазону соответствуют диапазон скоростей теплоносителя 1,2...2,3 м/с, и рациональных значений $H/D = 1,35...2,6$.

4.4 Оценка экономического эффекта от использования регенеративных горелок

Результаты, полученные в диссертационной работе, создают перспективы для производства отечественных регенеративных горелок с рациональными конструктивными параметрами, соответствующими требованиям конкретных печей.

Существенное снижение стоимости регенеративной горелки при замене иностранных образцов на отечественный аналог снимает барьеры по широкому распространению таких отопительных систем на российских предприятиях.

Ниже приведен пример оценки экономического эффекта от замены системы отопления на базе традиционных диффузионно-кинетических горелок с применением центрального рекуператора на систему отопления, представленную регенеративными горелками для печи с выкатным подом, предназначенной для нагрева кузнечных слитков под обработку давлением.

Для определения времени, необходимого для нагрева заготовки в кузнечной печи существует расчетная методика [106]. Она является своеобразным вариантом математической модели и применяется при необходимости определить продолжительность процесса при заданных условиях нагрева.

Расчет экономического эффекта от внедрения системы отопления на базе компактных регенеративных горелок выполнен для большегрузной печи с выкатным подом. У предложенной для рассмотрения печи грузоподъемность подины 180 т: одновременно нагревается шесть заготовок длиной 5 м и диаметром 1 м каждая. Нагреваемый материал – сталь 40. Нагрев производится до среднemasсовой температуры 1200 °С. При этом повышение энтальпии металла составляет 787 кДж/кг. Расчетная продолжительность нагрева составляет 10,5 ч. Поэтому число циклов нагрева металла за сутки принимаем $n_{\text{ци}}=2$. Размеры камеры печи: ширина 4 м, длина 15 м, высота 4 м; боковая поверхность заготовок 94,248 м².

Топливом для печи является природный газ. Для расчетов принято значение теплоты сгорания $Q_{\text{нр}}=35800$ кДж/м³. Среднее значение коэффициента использования топлива для базовой системы отопления при значении коэффициента рекуперации 0,3 составляет $\eta_1=0,549$. Для предлагаемой системы отопления на базе компактных регенеративных горелок коэффициент использования топлива составляет (на основании результатов, полученных в диссертации) $\eta_2=0,85$.

В начале расчета с использованием заданных характеристик печи, геометрических параметров заготовок и теплофизических свойства металла, определяются допустимые границы технологических параметров и показатели качества нагрева металла.

Вычисления начинаются с определения характеристик лучистого теплообмена в камере печи, в результате чего получают значение приведенного коэффициента излучения [107]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_M \cdot \varphi_{\text{МК}}}{1 - \varphi_{\text{КМ}} (1 - \varepsilon_M)}; \quad (4.17)$$

$$\varphi_{\text{КМ}} = \frac{F_M}{F_{\text{КЛ}} + F_M}; \quad (4.18)$$

$$\varphi_{\text{МК}} = \frac{F_{\text{КЛ}}}{F_{\text{КЛ}} + F_M}, \quad (4.19)$$

где $c_0=5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ постоянная излучения абсолютно черного тела;

ε_M – степень черноты металла;

$\varphi_{\text{КМ}}$ – угловой коэффициент излучения кладки на металл;

$\varphi_{\text{МК}}$ – угловой коэффициент излучения металла на кладку;

$F_{\text{КЛ}}$ – площадь внутренней поверхности кладки, м^2 ;

F_M – поверхность теплообмена заготовок, м^2 .

$$\varphi_{\text{КМ}} = \frac{94,248}{272 + 94,248} = 0,257;$$

$$\varphi_{\text{МК}} = \frac{272}{272 + 94,248} = 0,743;$$

$$C_{\text{пр}} = \frac{5,67 \cdot 0,293 \cdot 0,743}{1 - 0,257(1 - 0,8)} = 3,552.$$

При этом степень черноты определяется в зависимости от температуры путем интерполяции табличных данных [86] или с помощью эмпирических зависимостей [108].

Степень черноты углекислого газа, водяного пара и поправочный коэффициент на парциальное давление водяного пара определяются по номограммам [86, с.308-309] или по формулам:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{CO_2} = \exp & - [1,4918 + 0,3980 \cdot C_{CO_2}^{-0,2609} + (0,053 - 0,1239 \cdot C_{CO_2}^{0,1718}) \cdot \left(\frac{t_r}{100}\right) + \\ & + (0,003504 + 0,0009446 \cdot C_{CO_2}^{0,5470}) \cdot \left(\frac{t_r}{100}\right)^2] \end{aligned} \quad ; \quad (4.20)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = \exp [0,5708 - 1,2016 \cdot C_{H_2O}^{-0,2146} - (0,0038 + 0,05133 \cdot C_{H_2O}^{-0,2105}) \cdot \left(\frac{t_r}{100}\right)] ; \quad (4.21)$$

$$\beta = 1 + (-5,0 + 5,3114 \cdot C_{H_2O}^{-0,01191}) \cdot P_{H_2O}^{0,74 + 0,03705 \cdot C_{H_2O}^{-0,1561}} , \quad (4.22)$$

где C_{CO_2} , C_{H_2O} – параметры, учитывающие парциальные давления углекислоты и водяного пара, соответственно, м·кгс/см²;

t_r – температура газа в соответствующей зоне печи, °С;

P_{H_2O} – парциальное давление водяного пара, кгс/см².

Режим нагрева металла в нагревательных печах периодического действия – комбинированный и состоит обычно из двух периодов:

I период – нагревания при постоянном тепловом потоке ($q = const$).

II период – нагрева с постоянной температурой ($t_{печ} = const$).

Расчетный радиус слитка

$$R = \sqrt{\frac{a \cdot b}{\pi}} , \quad (4.23)$$

где a и b поперечные размеры слитка в среднем по высоте сечения, м.

Выбор конечного температурного состояния металла [86, с. 350-353]. Температура нагрева (температура поверхности в конце нагрева $t_{пк}$) принимается на 100-150° ниже точки солидус для стали данной марки. Состав стали приведены в работе [86].

Перепад температур в конце нагрева:

$$\Delta t_k = (120 \div 150) \cdot R, \quad (4.24)$$

где 120-150 °С/м толщины слоя, который прогревается - допустимый градиент температур. Величину Δt стоит округлить до 5°.

Определение плотности теплового потока в конце нагрева q_k .

Коэффициент теплопроводности в конце нагрева:

$$\bar{\lambda}_k = 0,5(\lambda_{t_{пк}} + \lambda_{t_{цк}}), \quad (4.25)$$

где $t_{цк} = t_{пк} - \Delta t_k = 1250 - 50 = 1200$ °С;

$$\bar{\lambda}_k = 0,5(32,968 + 30,604) = 31,786 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи

$$\alpha_{\text{пром.к}}^* = \frac{4 \cdot C_{\text{печ.м}}}{100} \cdot \left(\frac{T_{\text{п.к.}}}{100} \right)^3; \quad (4.26)$$

$$\alpha_{\text{пром.к}}^* = \frac{4 \cdot 3,552}{100} \cdot \left(\frac{1250 + 273}{100} \right)^3 = 501,85 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Ориентировочное значение критерия Bi

$$Bi_k^* = \frac{\alpha_{\text{пром.к}} \cdot R}{\bar{\lambda}_k}. \quad (4.27)$$

Значению Bi_k^* соответствует для цилиндра коэффициент усреднения тепловых потоков $K_{2к}^*$, найденный по [86, с.316].

Ориентировочное значение q_k

$$q_k^* = \frac{K_{2к}^* \cdot \bar{\lambda}_k \cdot \Delta t_k}{R}, \quad (4.28)$$

где – q_k удельный тепловой поток, Вт/м².

Температура печи в конце нагрева $t_{\text{печ.к}}^*$ (в II периоде $t_{\text{печ}} = \text{const}$) определяется по формуле Стефана – Больцмана:

$$q_k^* = C_{\text{печ.м}} \left[\left(\frac{T_{\text{печ.к}}^*}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{пк}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.29)$$

После расчета ориентированной температуры печи определяется величина

$$\alpha_{\text{пром.к}} = \frac{q_k^*}{t_{\text{печ.к}}^* - t_{\text{п.к}}}, \quad (4.30)$$

а затем уточняется значение $Bi_k, K_{2к}, q_k$ и $t_{\text{печ.к}}$.

Оптимальный тепловой поток, температура печи и дымовых газов сначала нагрева.

Оптимальный тепловой поток в первое нагрева при $q_{\text{опт}} = \text{const}$

$$q_{\text{нач}} = q_{\text{опт}} = (0,4 - 0,6) \cdot q_{\text{мах}}, \quad (4.31)$$

где

$$q_{\max} = C_{\text{печ.м}} \left[\left(\frac{T_{\text{печ.к}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 \right]; \quad (4.32)$$

$$q_{\max} = 3,552 \left[\left(\frac{1250 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] = 195,3 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Температура печи в начале нагрева $t_{\text{печ.н}}$ определяется по известным начальным тепловым потоком и начальной температурой из выражения:

$$q_{\text{нач}} = C_{\text{печ.м}} \left[\left(\frac{T_{\text{печ.н}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.33)$$

Примечание. В расчетах по формуле Стефана – Больцмана следует использовать табл. XII – 5 в работе [86].

Определение температурного состояния слитка в конце 1 периода.

Температура поверхности металла $t_{\text{пл}}$ определяется из выражения:

$$q_{\text{опг}} = C_{\text{печ.м}} \left[\left(\frac{T_{\text{печ.к}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{пл}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.34)$$

Среднемассовая температура:

$$\bar{t}_1 = t_{\text{пл}} - \frac{K_3 - 1}{K_3} \cdot \Delta t_1. \quad (4.35)$$

Перепад температуры по сечению:

$$\Delta t_1 = \frac{q_{\text{отг}} \cdot R}{K_2 \cdot \lambda_{t_1}}; \quad (4.36)$$

$$\Delta t_1 = \frac{78110 \cdot 0,5}{2 \cdot 27,645} = 680 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура центра слитка $t_{\text{цл}} = t_{\text{пл}} - \Delta t_1$.

Коэффициенты усреднения тепловых потоков K_2 и температуры K_3 по сечению тела для цилиндра равны 2.

Продолжительность первого периода определяется по формуле Семикина (метод тепловой диаграммы):

$$\tau_1 = \frac{R \cdot \rho \cdot \Delta i \cdot 10^3}{K_1 \cdot q_{\text{отг}}}, \quad (4.37)$$

где τ_1 – продолжительность первого периода, с;

ρ – плотность стали (можно принять постоянной, равной 7700 – 7800 кг/м³);

K_1 – коэффициент материальной нагрузки для цилиндра равный 2;

Δi_1 – увеличение удельной теплоемкости стали в первом периоде, кДж/кг.

$$\tau_1 = \frac{0,5 \cdot 7700 \cdot 449,791 \cdot 10^3}{2 \cdot 78110} = 11090 \text{ с}.$$

Расчет II периода ведется при условии $t_{\text{печ}} = \text{const}$

Для повышения точности расчета II период разбивается на два интервала:

II – а: $(t_{\text{пл}} - t_{\text{п2}})$ и II – б: $(t_{\text{п2}} - t_{\text{пк}})$, где $t_{\text{п2}}$ – температура поверхности в конце первого интервала:

$$t_{п2} \cong t_{п1} + (t_{пк} - t_{п1}) \cdot 0,75; \quad (4.38)$$

$$t_{п2} = 1075 + (1250 - 1075) \cdot 0,75 = 1206 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расчет первого интервала при $t_{печ} = \text{const}$

Плотность теплового потока на границе интервалов

$$q_2 = C_{печ.м} \cdot \left[\left(\frac{T_{печ.к}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{п2}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.39)$$

Средняя плотность теплового потока

$$\bar{q}_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1 / q_2}. \quad (4.40)$$

Среднемассовая температура \bar{t}_2 вычисляется методом приближений:

$$\Delta t_2^* = \frac{25420 \cdot 0,5}{1,4 \cdot 30,879} = 348 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_2 = 1206 - \frac{1,813 - 1}{1,813} \cdot 294 = 1051 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По уточненной \bar{t}_2 определяется удельная теплоемкость металла i_2 .

Время нагрева τ_2 , с, определяется по методу тепловой диаграммы:

$$\tau_2 = \frac{R \cdot \rho (i_2 - i_1) \cdot 10^3}{2 \cdot \bar{q}_1}; \quad (4.41)$$

$$\tau_2 = \frac{0,5 \cdot 7700 (693 - 463) \cdot 10^3}{2 \cdot 46940} = 9434 \text{ с.}$$

Расчет второго интервала при $t_{\text{печ.к}} = \text{const.}$

$K_{2к}, K_{3к} = f(Bi)$ (табл. XIII-I [86]);

$$\bar{t}_к = t_{\text{цк}} + \frac{\Delta t_{\text{к}}}{K_{3к}}; \quad (4.42)$$

$$\bar{t}_к = 1200 + \frac{50}{1,812} = 1228 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Средняя плотность теплового потока:

$$\bar{q}_2 = \frac{q_2 - q_к}{\ln(q_2 / q_к)}; \quad (4.43)$$

$$\bar{q}_2 = \frac{25420 - 4446}{\ln(25420 / 4446)} = 12030 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Длительность интервала τ , с:

$$\tau_3 = \frac{R \cdot \rho \cdot (i_к - i_2) \cdot 10^3}{2 \cdot \bar{q}_2}; \quad (4.44)$$

$$\tau_3 = \frac{0,5 \cdot 7700 \cdot (800 - 693) \cdot 10^3}{2 \cdot 12030} = 17170 \text{ с.}$$

Общая теплотехническая продолжительность комбинированного нагрева слитка

$$\tau = \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3}{3600}; \quad (4.45)$$

$$\tau = \frac{11090 + 9434 + 17170}{3600} = 10,47 \text{ час.}$$

Расход топлива на один цикл нагрева металла в базовом и предлагаемом режимах определяется как:

$$V_{r1} = \frac{M \cdot \Delta i}{Q_{\text{нр}} \cdot \eta_1}; \quad (4.46)$$

$$V_{r2} = \frac{M \cdot \Delta i}{Q_{\text{нр}} \cdot \eta_2}, \quad (4.47)$$

где M – масса нагреваемого металла, кг;

Δi – требуемое повышение энтальпии металла при нагреве, кДж/кг;

$Q_{\text{нр}}$ – теплота сгорания природного газа, кДж/м³;

η_1, η_2 – коэффициента использования топлива при использовании базовой системы отопления и печной системы на базе регенеративных горелок.

Оценка срока окупаемости предложенного проекта выполняется при помощи следующего выражения:

$$T_{\text{ок}} = \frac{\text{Инв}}{n_{\text{сц}} \cdot \frac{V_{r1} - V_{r2}}{1000} \cdot Ц_{\text{г}}}, \quad (4.48)$$

где Инв – величина инвестиций для реализации проекта, рос. руб.;

$n_{\text{ци}}$ – число циклов нагрева металла за сутки;

$\text{Ц}_г$ – цена природного газа, рос. руб./1000 м³.

Тогда имеем следующие расходы топлива на нагрев металла в базовом случае и по предлагаемой технологии:

$$V_{г1} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 787}{35800 \cdot 0,548} = 7208 \text{ м}^3;$$

$$V_{г2} = \frac{180 \cdot 10^3 \cdot 787}{35800 \cdot 0,85} = 4655 \text{ м}^3.$$

Максимальная тепловая мощность данной печи составляет 11 МВт. Для создания отопительной система на базе регенеративных горелок предложено использовать 12 компактных регенеративных горелок мощностью по 1МВт каждая для размещения по шесть штук на противоположных боковых стенах печи. Экспертно стоимость такой отопительной системы, включая комплекс САУ и все необходимое дополнительное оборудования с учетом проектирования и изготовления на отечественных предприятиях, а также монтажных работ, составляет Инв=5,5 млн. рублей.

В 2025 году цена природного газа для российских предприятий составляла 6190 рос. руб./1000м³.

Тогда с учетом значений, приведенных выше параметров, получаем следующий срок окупаемости проекта:

$$T_{\text{ок}} = \frac{5,5 \cdot 10^6}{2 \cdot \frac{7208 - 4397}{1000} \cdot 6190} = 174 \text{ дня} \approx \text{6 месяцев.}$$

Приведенные расчеты показывают очень высокий уровень окупаемости предложенного проекта. Аналогичные результаты будут получены и для подобных проектов реконструкции печей с традиционными системами отопления.

4.5 Выводы по разделу 4

Настоящий раздел посвящен практическому применению теоретических и экспериментальных исследований процессов теплообмена в шариковой насадке регенеративной горелки, а также формированию рекомендаций для их рационального проектирования и эксплуатации. По результатам проделанной работы можно сделать следующие ключевые выводы:

1. В рамках раздела была уточнена и верифицирована методика определения коэффициента использования топлива (КИТ) печной системы с регенеративными горелками. Полученные результаты позволили спрогнозировать наиболее эффективное с точки зрения КИТ время перекидки клапанов. Полученные результаты помогут определить рациональное время смены фаз с учетом конструктивных особенностей системы с регенеративным отоплением. Проведен сравнительный анализ показателей, полученных по методике до усовершенствования и после. Значения оптимального времени перекидки клапанов в 1,5 – 2,1 раза превышают значения, полученные по ранее принятой методике.

Было показано, что рациональное время перекидки клапанов является компромиссным параметром. Чрезмерно малые периоды, благоприятные с точки зрения КИТ, нецелесообразны из-за повышенного износа клапанов и конструктивных особенностей горелки, связанных со сбросом теплоносителя.

Установлено, что объем продуктов сгорания, сбрасываемых при каждой перекидке клапанов ($V_{сб}$), оказывает значительно более существенное влияние на КИТ системы и оптимальный период переключения, чем свободный объем насадки регенератора ($V_{св}$). Это подчеркивает важность минимизации конструктивных объемов, где происходит сброс продуктов сгорания.

2. Разработанная методика позволяет определять рациональные массогабаритные характеристики (массу, диаметр, высоту засыпки) насадки на основе заданных теплотехнологических условий работы горелки и печи. Определены основные конструктивные параметры теплообменных насадок для линейки мощностей компактных регенеративных горелок от 380 кВт до 1,6 МВт. Полученные результаты в достаточной мере согласуются с данными, представленными в научной и технической литературе.

3. Анализ зависимостей конструктивных параметров насадки от теплотехнологических условий работы показал, что температурный напор между продуктами сгорания и материалом насадки является доминирующим фактором, определяющим массогабаритные характеристики компактной насадки. Чем выше температурный напор, тем более компактную и легкую насадку можно использовать для обеспечения требуемых параметров.

Влияние времени перекидки клапанов на базовые конструктивные параметры насадки оказалось менее выраженным по сравнению с температурным напором.

Выявлена обратная нелинейная зависимость массы насадки от скорости потока: увеличение скорости позволяет снизить массу насадки, однако сопровождается необходимостью увеличения высоты засыпки теплоаккумулирующих шариков.

Предложено считать рациональным гидродинамическое сопротивление слоя насадки в диапазоне 1...3 кПа. Этому диапазону потерь давления соответствует диапазон скоростей теплоносителя 1,2...2,3 м/с, что позволяет достичь рациональный баланс между интенсивностью теплообмена, минимизацией массогабаритных показателей и допустимыми потерями давления.

4. Проведена оценка экономического эффекта от замены традиционных систем отопления на базе центральных рекуператоров на системы с компактными регенеративными горелками.

Показано, что использование регенеративных горелок отечественного производства, имеющих рациональные конструктивные параметры, приводит к

значительному снижению расхода топлива (КИТ возрастает с 0,549 до 0,85) и обеспечивает чрезвычайно короткий срок окупаемости проекта реконструкции (около 6 месяцев).

Это подчеркивает высокий потенциал регенеративных горелок для модернизации промышленных печей, существенного повышения их энергоэффективности и стимулирования энергосбережения на предприятиях.

Таким образом, результаты, полученные в данном разделе, имеют значительную практическую ценность, предоставляя научно обоснованные рекомендации по проектированию, выбору и эксплуатации теплообменных насадок компактных регенеративных горелок, а также подтверждая высокую экономическую эффективность их внедрения в промышленность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научно-исследовательской работой, в которой решена актуальная научно-техническая задача, имеющая важное значение для повышения энергоэффективности высокотемпературных нагревательных печей, заключающаяся в определении рациональных конструктивных и технологических параметров теплообменной шариковой насадки компактной регенеративной горелки.

Основные научные результаты работы можно сформулировать следующим образом.

1. Выполнен анализ информации о распространении и применении регенеративных горелок, методах определения рациональных технологических и конструктивных параметров теплоаккумулирующих насадок регенеративных горелок. Установлено отсутствие общепринятой методики для определения данных параметров, что позволило сформулировать цель и задачи исследования.

2. Разработана математическая модель теплообменных процессов в теплоаккумулирующей насадке регенеративной горелки. Математическая модель базируется на построении тепловых балансов условно выделенных слоев по высоте компактной регенеративной насадки и решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности для учета термических свойств теплоаккумулирующих шариков. Адекватность математической модели подтверждена путем физического эксперимента на созданной для этой цели лабораторной установке, имитирующей работу «дымовой» фазы регенеративной горелки. В математическую модель введены все исходные данные физического эксперимента. Сравнение экспериментальных данных о температуре среды на выходе из насадки с результатами численного моделирования дало подтверждение адекватности математической модели, расхождение данных не превышает 5%.

3. Проверена достоверность известной расчетной методики и была установлена правильность выдвинутой в ней гипотезы о возможности

использования экспоненциальной зависимости для описания изменения температуры воздуха на выходе из насадки; опровергнута гипотеза о возможности использования экспоненциальной зависимости для описания изменения температуры продуктов сгорания на выходе из насадки. Обосновано, что эта закономерность может быть описана при помощи зависимости логарифмического типа.

4. С использованием метода планирования эксперимента проведен полнофакторный эксперимент для установления показателей степени при определяющих критериях для критериального уравнения, предназначенного для определения значения параметра k_d логарифмической зависимости, описывающей изменение температуры продуктов сгорания на выходе из насадки. Изначально рассмотрена задача с четырьмя определяющими критериями подобия, характеризующими процесс в теплообменной насадке (критерий Рейнольдса (Re); критерий Био (Bi); критерий W ; критерий H/D). После проведения анализа значимости критериев, критерий Био (Bi) был признан незначимым. Установлено аналогичное критериальное уравнение для определения значения параметра k_b экспоненциальной зависимости, описывающей изменение температуры воздуха на выходе из насадки.

5. Разработан метод идентификации значения температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки. Определение этой величины необходимо для использования в рамках расчетной методики. Установлено значение поправочного коэффициента к среднеарифметическому температурному напору, позволяющее достичь соответствия между результатами математического моделирования и расчета по расчетной методике для разных высот насадки. В результате получено аппроксимирующее выражение для поправочного коэффициента с высокой достоверностью $R^2=0,97$.

6. Усовершенствована методика расчета КИТ печной системы с отоплением регенеративными горелками. Значения оптимального с точки зрения максимизации КИТ времени перекидки клапанов, полученные по усовершенствованной методике, в 1,5...2,1 раза превышают значения,

полученные по ранее принятой методике. Полученные результаты помогут определить рациональное время смены фаз с учетом конструктивных особенностей системы с регенеративным отоплением.

7. Рассчитаны конструктивные параметры компактных шариковых теплообменных насадок регенеративных горелок для модельного ряда одного из производителей. Диапазон мощностей модельного ряда 380...1600 кВт. Для скорости теплоносителя 1,6 м/с диапазон диаметров насадки составил 0,317...0,651 м, а массы материала насадки – 108...454 кг.

8. Выполнен анализ зависимостей конструктивных параметров компактной насадки от теплотехнологических условий работы, в частности, скорости потока газов. Получены логически обоснованные зависимости, демонстрирующие большую степень взаимосвязи конструктивных параметров от скорости потока и температурного напора между продуктами сгорания и материалом насадки. Влияние времени перекидки клапанов выражено в меньшей степени. На основании вышперечисленного был сделан вывод, что рациональная скорость теплоносителя находится в пределах 1,2...2,3 м/с, рациональное значение $H/D = 1,35...2,6$.

9. Согласно оценочному расчету экономического эффекта при использовании регенеративных горелок на типовой большегрузной печи с выкатным подом с грузоподъемностью подины 120 т получена экономия природного газа около 2500 м³/цикл нагрева. Оценочный срок окупаемости внедрения регенеративных горелок составляет около 6 месяцев.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВЭР – вторичные энергетические ресурсы;

КИТ – коэффициент использования тепла топлива;

КПД – коэффициент полезного действия;

МГД – генератор – магнитогиродинамический генератор;

IRF – промышленные нагревательные печи;

WHR – рекуперация отходящего тепла;

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лошкарев, Н. Б. Скоростная рекуперативная горелка ГСР-150 / Н. Б. Лошкарев, А. Х. Мухамадиева // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве (ТИМ-2015) : Сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 95-летию кафедры и университета, Екатеринбург, 26–27 марта 2015 года / Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Екатеринбург: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2015. – С. 96-100. – EDN VWWGFN.

2. Тимошпольский, В. И. Пути повышения энергоэффективности промышленных печей при рекуперации теплоты уходящих дымовых газов / В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, Д. В. Менделев // Литье и металлургия. – 2012. – № 2(65). – С. 98-101. – EDN SKENWR.

3. Дистергефт, И. М. Регенеративные системы отопления для нагревательных печей прокатного и кузнечного производств / И. М. Дистергефт, Г. М. Дружинин, В. И. Щербини и др. // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. Т. 5. – Днепропетровск: НМетАУ, – 2002. – С. 44 – 57.

4. Edmundson, J. Regenerative firing of low calorific value gas for high temperature process //Revue de Métallurgie. – 1989. – Т. 86. – №. 1. – С. 55-62.

5. Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency // European IPPC Bureau published in February 2009 [Электронный ресурс]. URL: <https://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/energy-efficiency>.

6. Дистергефт, И. М. Регенеративные системы отопления для нагревательных печей прокатного и кузнечного производств (история развития, теория и практика) / И. М. Дистергефт [и др.] // Литье и металлургия. – 2003. – № 1. – С. 46-52.

7. Губинский, В. И. Применение регенеративных горелок в промышленных печах с целью энергосбережения/ В. И. Губинский, А. О. Еремин // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2001. – №. 5. – С. 50-58.
8. Заворин, А. С. Развитие энергоэффективных технологий в теплоэнергетике/ А. С. Заворин, Ю. А. Загромов, Л. А. Беляев // Известия ТПУ. – 2003. – №1. – С. 139-143.
9. Дружинин, Г. М. Регенеративная горелка : справочник. В 2-х томах / Г. М. Дружинин, И. М. Дистергефт; Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники» (ОАО «ВНИИМТ»); Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина; под общей редакцией Г. М. Дружинина. Том 2. – Екатеринбург : Агентство Маркетинговых Коммуникаций «День РА», 2019. – 1112 с. – ISBN 978-5-9908685-7-1. – EDN BFUNAX.
10. Schalles, D. Regenerative Burners-Are They Worth It? // American Flame Research Joint Symposium: Wailea, HI, USA. – 2004.
11. Зайнуллин, Л. А. Научно-исследовательскому институту металлургической теплотехники (ОАО "ВНИИМТ") - 90 лет / Л. А. Зайнуллин, Г. М. Дружинин // Сталь. – 2020. – № 5. – С. 2-6. – EDN ZTHTWN.
12. Дистергефт, И.М. Опыт ВНИИМТа в разработке регенеративных систем отопления для металлургических агрегатов/ И.М. Дистергефт, Г.М. Дружинин, В.И. Щербина // Сталь. – 2000. – № 7. – С. 84 – 90.
13. Горюнова, И. Ю. Регенераторы ГТУ: учебно-методическое пособие / И. Ю. Горюнова, И. Д. Ларионов. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2017. – 80 с. – ISBN 978-5-7996-2259-6. – EDN ZVIXAH.
14. Rixien, K. Einsatz von Regenerativ-Brennern an Ofen der Stahlindustrie/ K. Rixien, G Andrejewsky // Gas waerme international. – 1998. – Vol. 47, № 11. – P. 603 - 608.

15. Козырьков, В.В. Энергосберегающие отопительные системы нагревательных и термических печей/ В. В. Козырьков, С. А. Смирнов, И. Э. Шагинян // Сталь. – 1991. – № 10. – С. 81 – 86.

16. Ярошенко, Ю. Г. Теплофизика–научная база энерго-и ресурсосберегающих металлургических технологий //Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2017. – Т. 60. – №. 8. – С. 587-602.

17. Ерёмин, А. О. Формирование равномерного температурного поля газов в регенеративном нагревательном колодце //Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – 2010. – №. 2. – С. 17.

18. Дистергефт, И. М. Регенеративные системы отопления для нагревательных печей прокатного и кузнечного производств/ И.М. Дистергефт, Г.М. Дружинин, В.И. Щербинин и др // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. – Т. 5. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 44 – 57.

19. Затопляев, Г.М. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками / Г.М. Затопляев, А.О. Еремин // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – № 3. – С. 85 – 87.

20. Еремин, А.О. Промышленная эксплуатация регенеративного нагревательного колодца комбината «Криворожсталь» // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С.214 – 221.

21. Tenova FlexyTech regenerative flameless burners / Marco Ageno, Alessandro Della Rocca, Massimiliano Fantuzzi, Maurizio Senarega // Millennium Steel – 2011. – С. 115-122.

22. Jun, Zhao Industrial reheating furnaces: A review of energy efficiency assessments, waste heat recovery potentials, heating process characteristics and perspectives for steel industry/ Jun Zhao, Ling Ma, Mohamed E. Zayed, Ammar H. Elsheikh, Wenjia Li, Qi Yan, Jiachen Wang //Process Safety and Environmental Protection. – 2021. – Т. 147. – С. 1209-1228.

23. Yepes, H. A. Simulación de un horno regenerativo bajo el régimen de combustión sin llama usando gas de síntesis y gas natural/ Yepes H. A. et al. //Ingeniería y Competitividad. – 2022. – T. 24. – №. 1. – С. NA-NA.

24. Ceriello, G. Mini-Review: Heat Transfer Mechanisms in MILD Combustion Systems/ Ceriello G. et al. //Frontiers in Mechanical Engineering. – 2021. – T. 7. – С. 505-923.

25. Wüning, J. A. Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation/ J. A. Wüning, J. G. Wüning //Progress in energy and combustion science. – 1997. – T. 23. – №. 1. – С. 81-94.

26. Milani, A. Low NO_x Regenerative brenner in einer Anlage zum kontinuierlichen Glühen von Edelstahlband/ A. Milani, G.V. Salamone, J.G. Wüning // Gas waerme inter-national. – 1997. – Vol. 46, № 12. – P. 532 – 535.

27. Хоу, Чен Лян Современное состояние и перспективы развития высокопроизводительных регенеративных печей в КНР // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. – Т. 1. – Днепропетровск: ГМетАУ, – 1999. – С. 195 – 200.

28. Jinhua Yang An Experimental Study on Combustion Characteristics of Regenerative Gas Burner/ Jinhua Yang, W.B. Kim, Dong Soon Noh// Journal of the Korean Society of Combustion. 2000. Vol 5. No. 1. pp. 99-108.

29. Xi, Shanqing Design Features of Air and Gas Double Preheating Regenerative Burner Reheating Furnace/ Xie Shanqing, Daohong Wu // Energy Procedia. 2015. Vol 66. pp. 189-192.

30. Yan, Cheng-pei Development and Application for Gas-Fired Vacuum Heat Treatment Furnace Technology // The Heat Treatment. 2002.

31. Кудинов, В.А. Исследование теплообмена и гидравлических сопротивлений регенеративных воздухоподогревателей новой конструкции/ В.А. Кудинов, А. Ю. Абрамова, Е. В. Волков // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2004. – №2. – С. 85-92. URL: <https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/87645/85-92.pdf?sequence=1> (дата обращения: 26.05.2022).

32. Шевченко, Г.Л. Об использовании комбинированных насыпных насадок в регенеративных горелках/ Г.Л. Шевченко, М.В. Губинский, Р.Г. Хейфец // Теория и практика металлургии. – 2000. – № 5. – С. 11–13.

33. Федоров, С.С. Экспериментальное исследование работы компактных регенеративных насадок/ С.С. Федоров, Г.Л. Шевченко, М.В. Губинский // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины.–Днепропетровск: НМетАУ, – 2008. – 328 с. – С. 87 – 92

34. Шейндлин, А. Е. Алюмоводородные МГД-генераторы электроэнергии / А. Е. Шейндлин, В. А. Битюрин, А. З. Жук [и др.] // Доклады Академии наук. – 2009. – Т. 425, № 4. – С. 484-486. – EDN JXOZHV.

35. Воробьева, Л. А. Сравнительные характеристики минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой/ Л. А. Воробьева, В. И. Губинский // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины.–Днепропетровск: НМетАУ. – 2008. – С. 55-68.

36. Авторское свидетельство № 1015238 А1 СССР, МПК F28D 19/04, F23L 15/02. Регенеративный теплообменник : № 3347333 : заявл. 06.10.1981 : опубл. 30.04.1983 / А. А. Рымкевич, М. А. Барский-Зорин, О. П. Иванов [и др.] ; заявитель ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ, ЛЕНИНГРАДСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "ТЕХЭНЕРГОХИМПРОМ". – EDN IPUND.

37. Разработка теплообменного блока для регенеративной горелки / Г. М. Дружинин, Н. Б. Лошкарев, А. Н. Лошкарев [и др.] // Современные научные достижения металлургической теплотехники и их реализация в промышленности : сборник докладов II Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию Заслуженного деятеля науки и техники РФ Юрия Гавриловича Ярошенко, Екатеринбург, 18–21 сентября 2017 года / Министерство образования и науки Российской Федерации; Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, Институт новых

материалов и технологий, Кафедра «Теплофизика и информатика в металлургии». – Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2018. – С. 60-69. – EDN YVHHLF.

38. Оценка энергоэффективности теплового аккумулятора фазового перехода на основании термограмм нагревания и охлаждения / В. Д. Александров, Е. А. Покинтелица, А. Ю. Соболев, О. В. Соболев // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г: Технические науки. – 2019. – № 2. – С. 56-66. – EDN TIZMKG.

39. Александров, В. Д. Однофакторный дисперсионный анализ свойств теплоаккумулирующих материалов / В. Д. Александров, О. В. Александрова, Е. А. Покинтелица // Донецкие чтения 2019: образование, наука, инновации, культура и вызовы современности : материалы IV Международной научной конференции, Донецк, 29–31 октября 2019 года. Том 1. Часть 2. – Донецк: Донецкий национальный университет, 2019. – С. 5-7. – EDN HBUIEF.

40. Использование скрытой теплоты плавления металлов в регенеративных насадках горелочных устройств / Г. М. Дружинин, К. С. Рубцова, Н. Б. Лошкарев, Е. Д. Солнцева // Сталь. – 2023. – № 5. – С. 58-61. – EDN KZHMIN.

41. Лошкарев, Н. Б. Теплообменный блок с плавким ядром для регенеративной горелки / Н. Б. Лошкарев, А. Х. Мухамадиева // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве : Сборник докладов VI Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных (ТИМ'2017) с международным участием, Екатеринбург, 11–12 мая 2017 года / Редакционная коллегия сборника докладов: Спирин Н. А., Лавров В. В., Бурыкин А. А., Воронов Г. В., Гольцев В. А, Гурин И. А., Казяев М. Д., Киселев Е. В., Куделин С. П., Лошкарев Н. Б., Матюхин В. И., Носков В. Ю., Швыдкий В. С., Ярошенко Ю. Г.. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2017. – С. 66-71. – EDN ZROLBL.

42. Тихонов, Б.А. Особенности тепло-вой работы слоевой насадки из частиц с плавящимся ядром/ Б.А. Тихонов, Ф.Р. Шкляр, Ю.Г. Ярошенко и др. // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1979. – № 2. – С. 118 – 121.

43. Арсеев А.В. Сжигание газов. – Свердловск – Москва: Металлургиздат, 1952. – 391 с.

44. Филиппьев О.В. Промышленные печи и газовое хозяйство заводов. – Киев: Высшая школа, 1976. – 240 с.

45. Равич М.Б. Эффективность использования топлива. – Москва: Наука, 1974. – 344 с.

46. Rafidi, N. Thermal performance analysis on a two composite material honeycomb heat regenerators used for HiTAC burners/ N. Rafidi, W. Blasiak //Applied thermal engineering. – 2005. – Т. 25. – №. 17-18. – С. 2966-2982.

47. Verissimo, A. Parametric Study of a Regenerative Burner Working in a Flameless Combustion/ A. Verissimo, A. Maura, A. Rocha, E. Vieira Cortez, F. Costa // January 2015 Conference: IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica URL: https://www.researchgate.net/publication/316726408_Parametric_Study_of_a_Regenerative_Burner_Working_in_a_Flameless_Combustion (дата обращения: 26.05.2022).

48. Fukushima, S. Eco-friendly Regenerative Burner Heating System Technology Application and Its Future Prospects/ S. Fukushima, Y. Suzukawa, T. Akiyama, Y Kato, A. Fujibayashi and T. Tada // NKK TECHNICAL REVIEW – 2002. – No.87. URL: https://www.jfe-steel.co.jp/archives/en/nkk_giho/87/pdf/87_06.pdf.

49. Yepes, H. A. The effect of syngas addition on flameless natural gas combustion in a regenerative furnace/ H. A. Yepes, J. E. Obando, A. A. Amell // Energy. – 2022. – Т. 252. URL: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0>

50. Kuraly, E. Application of regenerative burners to a continuous galvanizing line/ E. Kuraly, J. Edward // Iron and Steel Engineer. – 1989. – Vol. № 66, № 1. –P. 46 – 51.

51. Ahmad J. Energy efficiency in burners // Energy Manag. – 1992. – Jan. – Feb. – P. 17 – 18.

52. Azizi, Muhamad Design and Development of Mild Combustion Burner. Design and Development of Mild Combustion Burner. // November 2015 Conference: IX

Congresso Nacional de Engenharia Mecânica URL:
<https://www.researchgate.net/publication/>

285100198_Design_and_Development_of_Mild_Combustion_Burner

53. Mörtberg, M. Combustion of Low Calorific Fuels in High Temperature Oxygen Deficient Environment/ M. Mörtberg, W. Blasiak, A. K. Gupta //Industrial Heating Journal. – 2005. – Т. 42. – №. 1. – С. 45-54.

54. Тихонов, Б.А. Особенности тепловой работы компактных слоевых регенераторов/ Б.А. Тихонов, Я.М. Гордон, В.А. Гурашвили и др. // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1984. – № 6. – С. 108 – 110.

55. Недопёкин, Ф. В. Теоретические и прикладные аспекты теплопереноса / Ф. В. Недопёкин, С. И. Гинкул, Е. В. Новикова. – Донецк: ДонНУ. – 2013. – 321 с.

56. Пирумов, У. Г. Численные методы: Учебное пособие. / У. Г. Пирумов. – Москва: Изд-во МАИ. – 1988. – 188 с.

57. Бирюков, А.Б. Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах: Монография. – Донецк: Ноулидж (донецкое отделение), 2012.– 247 с.

58. Захаров, Н.И. Математические модели и методы численного моделирования тепломассообменных процессов./ Н.И. Захаров, С.В. Гридин – Донецк: типография. – 2017. - 120 с.

59. Теплообмен: теория и практика / В. В. Карнаух, А. Б. Бирюков, С. И. Гинкул [и др.]. – Донецк : Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского , 2018. – 328 с. – EDN DWOKIV.

60. Курбатов, Ю.Л. Металлургические печи: учебное пособие / Ю.Л. Курбатов, Ю.Е. Василенко. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2013. – 388 с.

61. Цветков, Ф. Ф. Задачник по тепломассообмену / Ф. Ф. Цветков, Р. В. Керимов, В. И. Величко. – Москва: Изд-во МЭИ. – 1997. – 136 с.

62. Ищанов, Т. Р. Численные методы в математическом моделировании: векторная аппроксимация и метод конечных элементов / Т. Р. Ищанов, А. Ш. Джабраилов, А. П. Николаев, А. С. Андреев // В сборнике: Актуальные проблемы

и перспективы развития строительного комплекса. Сборник трудов Международной научно-практической конференции. Волгоград, 2023. – С. 24–30.

63. Бирюков, А.Б. Совершенствование теплотехнических параметров систем производства непрерывнолитой заготовки и ее тепловой обработки: Монография. – Донецк: Ноулидж (донецкое отделение), 2013. – 472 с.

64. Расчеты нагревательных печей: [Учеб. пособие для металлург. вузов УССР] / С. И. Аверин, Э. М. Гольдфарб, А. Ф. Кравцов и др. ; Под ред. д-ра техн. наук проф. Н. Ю. Тайца. – 2-е изд., испр. и доп. – Киев : Техника, 1969. – 539 с.

65. Курбатов, Ю.Л. Методика теплового расчета шариковой регенеративной насадки / Ю.Л. Курбатов, А.Б. Бирюков, Н.С. Начкебия, Е.В. Новикова, Е.А. Пилипеев // Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2018. – № 6 (1422). – С. 82–91.

66. Затопляев, Г.М. Расчет основных параметров шариковой насадки регенеративной горелки // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2001. – № 2. – С. 103 – 105.

67. Бирюков, А.Б. Методика определения основных параметров теплообменной насадки регенеративных горелок // Сталь – 2018. – №. 11. – С. 72–75.

68. Технический прогресс и топливо-энергопотребление в черной металлургии /. Перлов Н.И., Егоричев А.П., Петраковский А.П. и др. – Москва: Металлургия, 1975. – 408 с.

69. Филимонов, Ю.П. Металлургическая теплотехника. / Ю.П. Филимонов, С.Б. Старк, В.А. Морозов – Москва: Металлургия, 1974. – 519 с.

70. Агафонова, М.И. Блок доменных воздухонагревателей с насыпными насадками для доменной печи № 1 ММК/ М.И. Агафонова, Я.П. Калугин, Н.А. Андреев и др. // Режимные и конструктивные параметры тепловых металлургических агрегатов: Сб. науч. тр. – Москва: Металлургия, 1986. – С.48 – 50.

71. Барыкин, Н.Н. Теория и технология доменного процесса: Учебное пособие. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – 257 с.

72. Глинков, М.А. Основы общей теории тепловой работы печей – Москва : Металургиздат, 1959. – 416 с.

73. Попов, С. К. Исследование тепловой работы регенератора с шариковой насадкой / С.К. Попов // Промышленная энергетика. – 2019. – № 5. – С. 26–33.

74. Монаркин, Н. Н. Построение и исследование простейшей математической модели регенеративного теплообменника/ Н.Н. Монаркин, А.А. Сеницын, А.Н. Наимов // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2016. – №. 3 (72). – С. 11–15.

75. Кабаков, З. К. Математическое описание тепловых процессов в насадке регенеративной горелки / З. К. Кабаков, И. А. Сенатова // Научно-технический прогресс в чёрной металлургии: I Международная научно-техническая конференция, Череповец, 02–04 октября 2013 года / Ответственный редактор А. Л. Кузьминов. – Череповец: Череповецкий государственный университет, 2013. – С. 119–123. – EDN RQRZBL.

76. Сысоева, Т. Е. Конечно-разностное решение задачи нагрева (охлаждения) неподвижного пористого слоя материала на основе уточненной физической модели движения газа/ Т.Е. Сысоева, Ю.Я. Абраменков //Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. – 2008. – С. 272–286.

77. Соболев, Е. В. Математическая модель регенеративного теплоутилизатора //Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2010. – №. 2. – С. 34–44.

78. Монаркин, Н. Н. Математическая модель процесса аккумуляции тепловой энергии в стационарном переключающемся регенеративном теплоутилизаторе //Фундаментальные исследования. – 2014. – №. 11-4. – С. 759–764.

79. Сезоненко, Б.Д. Математическое моделирование теплопередачи и гидравлического сопротивления в регенеративном теплообменнике с шаровой насадкой/ Б.Д. Сезоненко, В.Н. Орлик, В.В. Алексеенко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 5. – С. 18 – 22.

80. Попов, С.К. Математическая модель компактного регенератора // Пром. теплотехника. – 2001. – № 10. – С. 39 – 40.

81. Бирюков, А. Б. Анализ теплотехнической эффективности печей, отапливаемых регенеративными горелками/ А.Б. Бирюков, А.Н. Лебедев, П.А. Гнитиев //Сталь. – 2018. – №. 3. – С. 64–67.

82. Joachim G. Wuenning Regenerative Burners for Heat Treating Furnaces // 8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers 25 - 28 March 2008 Vilamoura, Portugal URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/13129026/regenerative-burners-for-heat-treating-furnaces-floxcom> (дата обращения 27.05.2022).

83. Начкебия, Н.С. Анализ расчетных методов и математических моделей теплообменных процессов в насадках регенеративных горелок / Н.С. Начкебия, А.Б. Бирюков // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г: Технические науки. 2023. – № 1. – С. 50-56.

84. Вегман Е.Ф. Краткий справочник доменщика. – Москва, : Металлургия, 1981. – 238 с.

85. Шорин, С. Н. Теплопередача: учебное пособие / С. Н. Шорин. - Москва, Ленинград: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1952. – 340 с.

86. Казанцев, Е.И. Промышленные печи / Е. И. Казанцев. – Москва: Металлургия. – 1975. – 368 с.

87. Бухмиров, В.В. Тепломассообмен: Учебник в 2-х т. Т. I / ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2023. – 364 с

88. Начкебия, Н.С. Моделирование температурного поля насадок регенеративных горелок / Н.С. Начкебия, А.Б. Бирюков, Я.Ю. Асламова // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г: Технические науки. 2024. – № 4. – С. 234–241.

89. Юдин, Ю.В. Организация и математическое планирование эксперимента : учебное пособие / Ю.В. Юдин, М.В. Майсурадзе, Ф.В. Водолазский.– Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018.– 124 с.

90. Макаричев, Ю.А. Методы планирование эксперимента и обработки данных: учеб. пособие / Ю.А. Макаричев, Ю.Н. Иванников – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2016. – 131 с.

91. Задорожная, Е.А. Теория планирования эксперимента: учебное пособие / Е.А. Задорожная. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 92 с.

92. Теплофизические основы тепловой работы металлургических слоевых печей и агрегатов : учебное пособие / Ю. Г. Ярошенко, В. С. Швыдкий, Н. А. Спирин [и др.] ; Ю. Г. Ярошенко, В. С. Швыдкий, Н. А. Спирин, В. И. Матюхин, В. В. Лавров; научный редактор Ю. Г. Ярошенко; Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Екатеринбург : АМК «День РА», 2019. – 464 с. – ISBN 978-5-9908685-9-5.

93. Сезоненко, Б. Д., Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками / Б.Д. Сезоненко, В.Н. Орлик, В.В. Алексеенко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1996. – № 1. – С. 14–18.

94. Губинский, В. И. Металлургическая теплотехника на пороге столетий. Современные проблемы металлургии: Сб. науч. тр. - Днепропетровск, 1999. – Вып. 1. – С. 197– 207.

95. Мигура, А. А. Разработка и анализ нейросети для прогнозирования параметров эффективности насадки регенератора стекловаренной печи / А. А. Мигура, А. В. Кошельник // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 6, № 8(78). – С. 29-33. – DOI 10.15587/1729-4061.2015.55482.

96. Теплообменный блок для регенеративной горелки / Г. М. Дружинин, Н. Б. Лошкарев, А. Н. Лошкарев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2017. – Т. 60, № 8. – С. 643-650. – DOI 10.17073/0368-0797-2017-8-643-650.

97. Еремин, А. О. Моделирование тепловой работы кольцевой печи с регенеративными горелками / А. О. Еремин, Е. В. Гупало, Л. А. Воробьева //

Моделирование и наукоемкие информационные технологии в технических и социально-экономических системах : труды IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Новокузнецк, 12–15 апреля 2016 года. Том Часть 1. – Новокузнецк: Сибирский государственный индустриальный университет, 2016. – С. 363-367.

98. Рыков, В.В. Математическая статистика и планирование эксперимента/ В.В. Рыков, В.Ю. Иткин //учебное пособие – Москва: Колос. – 2008.

99. Кинякин, В. Н. Некоторые предостережения по проверке качества модели регрессии с помощью коэффициента детерминации/ В.Н. Кинякин, Ю.С. Милевская // Вестник Московского университета МВД России. – 2014. – №. 8. – С. 200-204.

100. Кремер, Н. Ш. Эконометрика: учебник для студентов вузов / Н.Ш. Кремер, Б.А. Путко; под ред. Н.Ш. Кремера. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: ЮНИТИ-ДАНА, 2010. – 328 с.

101. Бирюков, А. Б. Определение закона изменения температуры продуктов сгорания на выходе из регенеративной насадки / А. Б. Бирюков, Н. С. Начкебия // Промышленная энергетика. – 2025. – № 10. – С. 35–43.

102. Начкебия, Н.С. Уточнение инженерной методики определения основных параметров шариковой теплообменной насадки регенеративной горелки / Н.С. Начкебия, А.Б. Бирюков // Вестник Донецкого национального университета. Серия Г: Технические науки. 2025. – № 4. – С. 226-231.

103. Бирюков, А.Б. Определение оптимального времени перекидки клапанов компактных регенеративных горелок / А.Б. Бирюков, Н.С. Начкебия // Энергетические системы. – 2025. – № 4. – С. 46-51.

104. Каталог горелок ООО «Донецкая Электротехническая Компания», г. Донецк. URL: <https://dek-eng.ru/products/gorelochnye-ustrojstva/> (дата обращения 27.05.2024).

105. Чаповец, Э. Регенеративные горелочные системы для печей периодического действия / Э. Чаповец, Х. Краммер, Й. Гайдис // Черные металлы. – 2013. – № 9(981). – С. 50-56. – EDN РТХКИН.

106. Аксельруд, Л.Г, Нагревательные печи: учеб. для вузов / Л.Г Аксельруд, И.И. Сухов – Москва.: Металлургиздат, – 1962. – 276 с.

107. Семикин, И. Д. Нагрев массивных тел излучением / И. Д. Семикин, Ю. И. Розенгарт, Э. М. Гольдфарб // Сталь. – 1956. – №. 3. – С. 252–256.

108. Маковский, В.А. Алгоритмы управления нагревательными печами / В.А. Маковский, И.И. Лаврентик – Москва: “Металлургия”. – 1977. – 183 с.

Приложение А

Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы на производство

YASINOVATSKY
MACHINE BUILDING PLANT
RPA «YAMZ» LLC
INN 9307001995
KPP 931101001

Russian Federation, Donetsk People's Republic,
Yasinovataya, Artyoma str., 31
Ph.: +7(856) 364-28-00
e-mail: info@ymzdn.ru
www.ymzdn.ru



ЯСИНОВАТСКИЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД
ООО «НПО «ЯМЗ»
ИНН 9307001995
КПП 931101001

Российская Федерация, Донецкая Народная
Республика, м.о. Ясиноватский,
г. Ясиноватая, ул. Артема, 31
Тел.: +7(856) 364-28-00
e-mail: info@ymzdn.ru
www.ymzdn.ru

С.С. Сидоренко № 8

АКТ

внедрения результатов исследований диссертационной работы Начкебия Н.С. на тему «Обоснование рациональных параметров теплообменных насадок компактных регенеративных горелок», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.6. «Теоретическая и прикладная теплотехника»

В диссертационной работе аспирантки Начкебия Н.С. при помощи разработанных математической модели теплообменных процессов в шариковой насадке регенеративной горелки и методики расчета определены конструктивные и спрогнозированы эксплуатационные параметры регенеративных горелок мощностью 100, 250 и 500 кВт, предназначенных для отопления нагревательных печей кузнечно-прессового цеха ООО «НПО «ЯМЗ». На основании оценки ожидаемого эффекта от замены имевшихся ранее систем отопления печей на системы, базирующиеся на использовании предложенных регенеративных горелок, принято решение о целесообразности такой реконструкции.

ООО «НПО «ЯМЗ» принял расчетную методику, разработанную в диссертации Начкебия Н.С., для проектирования компактных регенеративных горелок и их последующего внедрения для отопления печей в условиях кузнечно-прессового цеха.

Директор производственного
объединения



В.Ю. Мурай

Приложение Б

Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы в
учебный процесс

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"
(ФГБОУ ВО "ДОННТУ")

Артема ул., 58, г. Донецк, г.о. Донецкий, Донецкая Народная Республика, 283001 тел.: +7 (856) 337-17-33, 301-07-69
e-mail: donntu.info@mail.ru ОКПО 93580141 ОГРН 1229300078633 ИНН/КПП 9303013012/930301001

16.02.26 № 30-12/11

На № _____

Диссертационный совет 24.2.491.02
При ФГБОУ ВО «Донецкий
национальный технический
университет»

СПРАВКА

О внедрении результатов исследований диссертационной работы аспиранта кафедры «Техническая теплофизика» Донецкого национального технического университета Начкебия Н.С. на тему: «Обоснование рациональных параметров теплообменных насадок компактных регенеративных горелок», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки) в учебный процесс ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет».

Применение усовершенствованной методики определения параметров теплообменной насадки компактной регенеративной горелки, предложенной в диссертационной работе на соискание степени кандидата технических наук, принято к внедрению в учебный процесс для проведения практических занятий по дисциплине «Высокотемпературные технологические установки» для студентов бакалавров кафедры «Техническая теплофизика» по направлению подготовки 22.03.02 – Промышленная теплотехника.

Первый проректор
ФГБОУ ВО «ДОННТУ»
канд. техн. наук, доцент

А.А. Каракозов

Начальник УМУ
ФГБОУ ВО «ДОННТУ»
канд. техн. наук, доцент

В.А. Попов

Заведующий кафедрой
«Техническая теплофизика»
ФГБОУ ВО «ДОННТУ»
д-р техн. наук, профессор

А.Б. Бирюков



Приложение В

Копия документа о внедрении результатов диссертационной работы в научную тему



**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"
(ФГБОУ ВО "ДОННТУ")**

Артёма ул., 58, г. Донецк, г.о. Донецкий, Донецкая Народная Республика, 283001 тел.: +7 (856) 337-17-33, 301-07-69
e-mail: donntu.info@mail.ru ОКПО 95580141 ОГРН 1229300078633 ИНН/КПП 9303013012/930301001

16.09.2022 № 30-12/12

На № _____

Диссертационный совет 24.2.491.02
При ФГБОУ ВО «Донецкий
национальный технический
университет»

СПРАВКА

О внедрении результатов диссертационной работы Начкебия Н.С. на тему «Обоснование рациональных параметров теплообменных насадок компактных регенеративных горелок», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки).

Результаты диссертационного исследования Начкебия Н.С., связанные с исследованием теплообменных процессов шариковой насадки регенеративной горелки использованы в рамках научно-исследовательской темы кафедры технической теплофизики «Совершенствование теплообменных процессов и режимов работы оборудования для тепловой обработки материалов» (шифр темы Н 2022-13, срок выполнения темы 01.09.2022г. – 30.06.2024г.). В рамках темы была разработана математическая модель теплообменных процессов шариковой насадки регенеративной горелки.

Исследование продолжилось в рамках молодежной научной лаборатории «Приборостроение и станкостроение». Была создана лабораторная установка для верификации разработанной математической модели, проведен ряд опытов и анализ результатов. Разработана методика для определения рациональных параметров шариковых теплообменных насадок регенеративных горелок, применяющихся в печах для термической обработки материалов.

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО «ДОННТУ»

д-р техн. наук, профессор
Начальник УНИ

ФГБОУ ВО «ДОННТУ»

д-р техн. наук, профессор
Заведующий кафедрой
«Техническая теплофизика»

ФГБОУ ВО «ДОННТУ»

д-р техн. наук, профессор

С.В. Борщевский

К.Н. Лабинский

А.Б. Бирюков

