

На правах рукописи

КУРЧЕВ Андрей Олегович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ
УТИЛИЗАТОРАХ ТЕПЛОТЫ С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ
В НАСАДКЕ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Иваново 2010

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Ивановский государственный архитектурно-строительный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
ЕЛИН Николай Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
АВДЮНИН Евгений Геннадьевич
кандидат технических наук, доцент
КУЛАГИН Станислав Михайлович

Ведущая организация: ЗАО «ИВЭНЕГОСЕРВИС»

Защита состоится 25 июня 2010 г. в 11 часов на заседании совета по защите докторских и кандидатских диссертаций Д 212.064.01 при ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» по адресу: 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская 34, ауд. Б-237.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская 34, ученый совет ИГЭУ.

Тел. (4932) 38-57-12, факс (4932) 38-57-01.

E-mail: uch_sovet@ispu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина» (ИГЭУ). Автореферат размещен на сайте ИГЭУ www.ispu.ru/

Автореферат разослан « 20 » мая 2010 г.

Ученый секретарь совета
доктор технических наук,
профессор

Мошкарин А.В.

Общая характеристика работы

Актуальность темы диссертации. Повышение тепловой эффективности производственных процессов - потребителей тепловой энергии, может быть достигнуто путем утилизации их вторичных энергоресурсов (ВЭР). В промышленности строительных материалов потери теплоты иногда достигают 40...50% от подводимой теплоты, а общий потенциал ВЭР оценивается в несколько миллионов тонн условного топлива. Другим примером являются компрессорные станции систем магистрального транспорта газа, оборудованные газотурбинными приводами, на которых имеется большое количество среднетемпературного тепла уходящих газов.

Наиболее перспективно использование теплоты уходящих дымовых газов для подогрева воздуха, подаваемого в камеру сгорания. Большое распространение в таких системах утилизации теплоты получили регенерационные теплообменники различных конструкций, более компактные по сравнению с рекуперативными. Важнейшая задача при их проектировании и эксплуатации - определение наивыгоднейших конструктивных и режимных параметров, когда достигается максимальное значение теплоты, передаваемое единице массы воздуха, при заданных габаритах теплообменника, а также обеспечивающих стабильность температуры уходящего газа и подогреваемого воздуха.

Одним из возможных способов увеличения глубины утилизации ВЭР при приемлемых габаритах регенератора является использование насадки, внутри которой могут происходить фазовые переходы, имеющие значительную удельную теплоту. Это позволяет увеличить полную теплоемкость насадки и тепловые потоки между газом и насадкой и насадкой и воздухом, поскольку при фазовом переходе изменение ее температуры значительно меньше, чем при обычном прогреве, и сохраняется высокая разность температур, обеспечивающая повышенные тепловые потоки. Кроме того, более стабильная во времени температура насадки обеспечивает более стабильные температуры газа и воздуха на выходе из регенератора.

Преимущества регенераторов с насадкой с фазовыми переходами могут быть реализованы только при соблюдении надлежащих температурных режимов и конструктивных параметров регенератора. Задачи их проектирования не могут быть решены с помощью известных методов расчета, в которых вместо актуальных локальных значений температур теплоносителей используются значения, осредненные по длине канала и времени цикла, а также ряд других далеко идущих допущений.

Процессы теплообмена между теплоносителями и насадкой с фазовыми переходами в регенеративных теплообменниках зависят от множества параметров и поэтому весьма сложны для экспериментального исследования. Адекватное математическое описание нестационарных температурных полей, тепловых потоков и фазовых переходов в регенеративных теплообменниках не только даст возможность поддерживать в них заданные параметры технологических процессов путем управления процессами подачи теплоносителей в отдельные секции, но и позволит обеспечить общую экономию топлива.

Разработка таких моделей является актуальной научной и технологической задачей, что и определило цель настоящей работы, которая выполнялась в рамках ФЦП «Интеграция» (2.1 – А118 Математическое моделирование ресурсосберегающих и экологически безопасных технологий) и планов НИР ИГАСУ, а также частично в рамках международного договора о научно-техническом сотрудничестве между кафедрой прикладной математики ИГЭУ и Горным институтом г. Алби, Франция.

Целью работы является повышение энергетической и технологической эффективности систем утилизации тепла с регенеративными теплообменниками с насадкой с фазовыми переходами в высокотемпературных процессах различных отраслей промышленности путем разработки математических моделей происходящих в них теплообменных процессов и оценки по ним рациональных режимов их эксплуатации и управления ими.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1. Разработана ячеечная математическая модель, описывающая нестационарный конвективно-радиационный теплообмен газа с плоской стенкой, внутри которой происходят фазовые переходы.

2. Выполнено моделирование теплового состояния насадки с фазовыми переходами при ее прогреве и охлаждении и выявлено влияние конструктивных и режимных параметров процесса на аккумулируемую в ней теплоту, скорость ее накопления и изменение температуры уходящего газа и подогреваемого воздуха в течение цикла.

3. Показано, что в зависимости от конструктивных и режимных параметров процесса при одинаковых габаритах насадка с фазовыми переходами может аккумулировать теплоты на 25% и более по сравнению с насадкой без фазовых переходов и обеспечивать постоянство температуры уходящего газа и подогреваемого воздуха.

4. Разработана методика построения необходимых для моделирования зависимостей изменения температуры и фазового состояния парожидкостной смеси, заключенной в ячейке постоянного объема, от подводимой к ней теплоты.

5. Предложена методика оценки эффективности использования теплоты уходящих продуктов сгорания промышленных печей для подогрева подаваемого в них воздуха в регенеративных теплообменниках с насадкой с фазовыми переходами.

Практическая ценность результатов состоит в следующем:

1. Обоснованы преимущества использования в регенеративных теплообменниках насадки с фазовыми переходами, позволяющей увеличить глубину утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания за счет стабилизации температур уходящего газа и подогреваемого воздуха в течение цикла, а также уменьшить габариты регенератора при заданной тепловой нагрузке или увеличить тепловую нагрузку при заданных габаритах.

2. Предложена методика построения математических моделей нестационарных процессов конвективно-радиационного теплообмена в регенеративных теплообменниках с насадкой с фазовыми переходами и разработан компьютерный инженерный метод расчета процесса такого регенеративного теплообмена и выбора его рациональных конструктивных и режимных параметров.

3. Разработана методика оценки эффективности использования теплоты уходящих продуктов сгорания промышленных печей в регенеративных утилизаторах с насадкой с фазовыми переходами для подогрева подаваемого в них воздуха.

4. Разработанные математические модели, инженерные методы расчета и оценки эффективности, а также средства компьютерной поддержки моделирования и расчета нашли практическое применение в практике исследовательских и проектных работ в НТЦ «Промышленная энергетика».

Автор защищает:

1. Ячеичную математическую модель и метод расчета конвективно-радиационного теплообмена потока газа с обтекаемой стенкой, внутри которой происходят фазовые переходы вида «плавление-отвердевание» или «кипение-конденсация».

2. Результаты численных экспериментов по исследованию влияния конструктивных и режимных параметров процесса на прогрев/охлаждение стенки и газа и циклы прогрева и охлаждения при ее работе в качестве утилизатора теплоты уходящих газов промышленных печей.

3. Методику расчета теплофизических параметров парожидкостной смеси, заключенной в обогреваемой/охлаждаемой ячейке постоянного объема.

4. Инженерный компьютерный метод расчета подогрева воздуха в регенеративных утилизаторах теплоты продуктов сгорания теплоиспользующих установок с насадкой с фазовыми переходами и методику оценки его тепловой эффективности.

Апробация работы.

Основные положения диссертации были доложены, обсуждены и получили одобрение на XXI и XXII Международной научной конференции «Теоретические основы создания, оптимизации и управления энерго- и ресурсосберегающими процессами и оборудованием», Саратов - 2008; Псков - 2009; XIII и XV Международной конференции «Информационная среда вуза», Иваново, ИГАСУ, 2006, 2008, а также на научных семинарах кафедры гидравлики, водоснабжения и водоотведения ИГАСУ и кафедры прикладной математики ИГЭУ (2006-2010 гг.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 8 печатных работах, в том числе в 2-х изданиях, предусмотренных перечнем ВАК.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, основных выводов, списка использованных источников и приложения.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы, охарактеризована научная новизна и практическая ценность полученных результатов, сформулированы основные положения, выносимые автором на защиту.

В первой главе выполнена оценка потенциала вторичных энергетических ресурсов на примере процессов производства строительных материалов, представлено описание основных типов регенеративных подогревателей, используемых для утилизации теплоты продуктов сгорания, а также проанализировано современное состояние проблемы математического моделирования происходящих в них теплообменных процессов и инженерных методов их расчета. Основными требованиями, предъявляемыми к регенераторам, являются их высокая теплоаккумулирующая способность, стабильность во времени температуры уходящего газа и подогреваемого воздуха и ограниченные габариты. Последнее требование особенно важно при реализации энергосберегающих мероприятий в уже действующих производствах, когда регенератор необходимо вписать в ограниченные объемы имеющихся производственных зданий. Заметный прогресс в удовлетворении этих требований может быть достигнут при применении регенераторов с насадкой, внутри которой возможны фазовые переходы, имеющие значительную удельную теплоту и поддерживающие постоянную температуру насадки, что обеспечивает более высокие тепловые потоки в течение всего цикла ее нагрева и охлаждения, а также более стабильную температуру газов на выходе из регенератора. Однако поиск рациональных тепловых режимов работы таких регенераторов требует расчетных оценок, выполнение которых невозможно без разработки адекватных математических моделей тепловых процессов в них.

Физическая сущность рассматриваемого теплового процесса состоит в теплообмене массивного протяженного тела с обтекающим его потоком газа. Известные интегральные методы его расчета, в которых вместо локальных распределенных значений температур теплоносителя и насадки используются значения, осредненные по длине канала и по времени цикла нагрева или охлаждения насадки, не могут обеспечить требуемую точность расчетных прогнозов. Тепловые потоки между газом и насадкой, рассчитываемые по этим температурам, оказываются не адекватными реальным. Более точное решение задачи могло бы быть выполнено на основе дифференциальных уравнений процесса теплопереноса в газе и насадке, но в этом случае модель сводится в двум сопряженным через граничные условия дифференциальным уравнениям, как минимум одно из которых является уравнением в частных производных с источником членом, описывающим фазовый переход. Это исключает возможность их аналитического решения, а численные методы трудно адаптируются к широкому спектру разнообразных условий процесса. В последнее время в работах Н. Berthiaux, В.Е. Мизонова, С.В. Федосова и ряда других авторов для решения подобных задач были эффективно использованы ячеечные модели и связанный с ними математический аппарат теории цепей Маркова. Несомненным достоин-

ством этого подхода является универсальность их алгоритмического обеспечения и инженерная ясность внесения изменений в модели и алгоритмы при изменении условий протекания процесса. Он был успешно использован для моделирования прогрева тел перемещающимися локальными источниками теплоты, сушки дисперсных материалов и химических реакций в них и других процессов. Поэтому ячеечная модель была выбрана методологической основой настоящей работы.

Кроме этого, были проанализированы подходы к оценке тепловой и экономической эффективности регенеративного подогрева воздуха в промышленных печах. Под тепловой эффективностью здесь понимается степень утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания при заданных габаритах регенератора (экономия топлива) или габариты регенератора при заданной степени утилизации теплоты (экономия капитальных затрат). Отмечено, что эти показатели должны оцениваться не по регенератору как отдельному аппарату (в ряде случаев это просто невозможно), а по его работе в составе тепловой установки, где он (или просто регенеративный подогрев) применяется.

В заключение главы сформулированы детализированные задачи исследования.

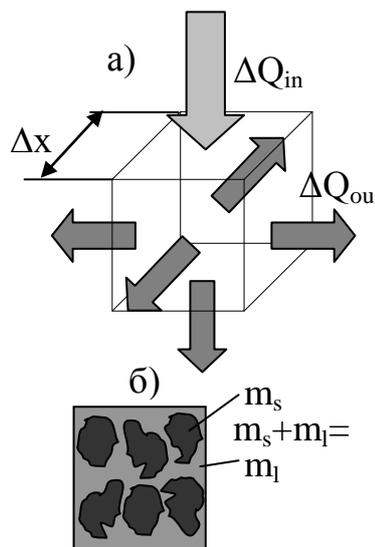


Рис.1. Структура тепловых потоков в ячейке (а) и среды в ней (б).

Вторая глава посвящена разработке ячеечной модели прогрева насадки с фазовым переходом типа «плавление» обтекающим ее потоком горячего газа – первой стадии процесса работы насадки в регенеративном цикле. В основу модели положено описание процесса в элементарной ячейке насадки, все тепловые параметры которой могут считаться равномерно распределенными по ее объему. Расчетная схема процесса в ячейке показана на рис.1. Будем рассматривать теплофизическое состояние процесса через малые промежутки времени Δt . Тогда текущее время процесса может быть выражено как $\tau_k = (k-1)\Delta t$, где $k=1,2,\dots$ - номер перехода из одного состояния в другое, то есть k может рассматриваться как дискретный целочисленный аналог времени. Изменение температуры ячейки при подводе к ней теплоты при отсутствии фазовых переходов описывается рекуррентным равенством

$$t^{k+1} = t^k + a_1(t_s^k - t^k) - a_2(t^k - t_{out}), \quad (1)$$

$$\text{где } a_1 = \frac{\alpha_1 S_1 \Delta \tau}{c_p V}, \quad (2) \quad a_2 = \frac{\alpha_2 S_2 \Delta \tau}{c_p V}, \quad (3)$$

- приведенные безразмерные коэффициенты теплоотдачи (индекс k при свойствах опущен), α_1 и α_2 – размерные коэффициенты теплоотдачи от источ-

ника к ячейке и от ячейки к окружающей среде, c – удельная теплоемкость среды, ρ – ее плотность, которые в общем случае могут меняться от перехода к переходу (нелинейный процесс), S – поверхность теплоотдачи, V – объем ячейки.

При достижении в ячейке температуры плавления материала t_{me} вступают в силу другие соотношения, описание которых сопровождается логическими операторами. Если происходит нагрев ячейки, то есть в соответствии с (1) получается $t^{k+1} > t^k$, но если t^{k+1} превосходит температуру плавления t_{me} , то эта температура принимается равной температуре плавления $t^{k+1} = t_{me}$, причем это справедливо до тех пор, пока $m_s^k > 0$, то есть пока в ячейке присутствует твердая фаза. При этом вся разница подведенной от источника и отданной среде теплоты идет на исчезновение твердой (прирост жидкой) фазы, масса которой в конце временного перехода составит

$$m_s^{k+1} = m_s^k - (\Delta Q_s^k - \Delta Q_{out}^k)/r, \quad (4)$$

где r – удельная теплота плавления, ΔQ_s^k и ΔQ_{out}^k – количества теплоты, переданной в течение перехода от источника и в окружающую среду, рассчитываемые по соответствующим

разностям температур.

Прогрев материала до температуры плавления рассчитывается по (1) с теплоемкостью и плотностью твердой фазы ($c=c_s$, $\rho=\rho_s$, $a_1=a_{1s}$, $a_2=a_{2s}$). Как только плавление полностью заканчивается ($m_s^{k+1}=0$), начинается прогрев однородной жидкой фазы, который снова рассчитывается по (1) с $c=c_l$, $\rho=\rho_l$, $a_1=a_{1l}$, $a_2=a_{2l}$. В процессе плавления, когда в ячейке присутствуют и твердая, и жидкая фазы, для точного расчета необходимо использовать теплоемкость и плотность их смеси. Чтобы не загромождать эти

соотношениями расчетные зависимости, приближенно будем считать, что эти свойства одинаковы в твердом и жидком состоянии, а, следовательно, и в состоянии смеси.

Если происходит охлаждение ячейки, то есть $t^{k+1} < t^k$, и оказывается, что $t^{k+1} < t_{me}$, то принимается, что $t^{k+1} = t_{me}$, а разница подведенной от источника и отданной среде теплоты идет на формирование твердой (убыть жидкой) фазы.

На рис.3 показан пример расчета кинетики прогрева и формирования расплава при переменной температуре источника, демонстрирующий расчетные возможности описанной процедуры. Здесь и далее в модельных расчетах температура отнесена к максимальной температуре греющего источника.

Расчетная схема процесса теплового взаимодействия насадки с обтекаю-

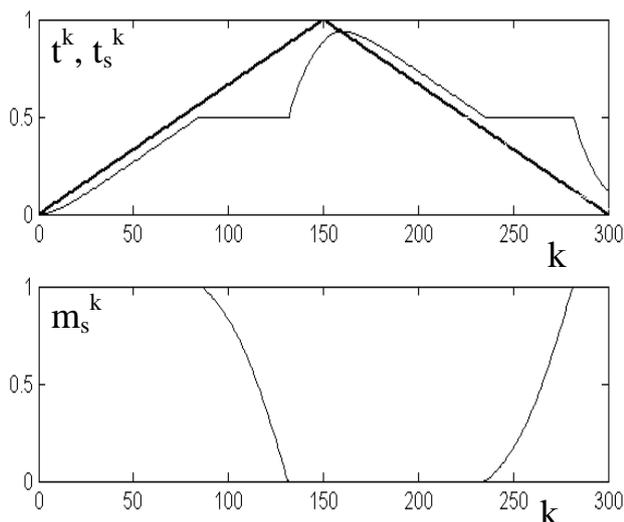


Рис.2. Влияние переменной температуры теплового источника (жирная линия) на кинетику прогрева и формирования расплава в ячейке ($a_1=0,5$, $r=1$, $a_2=0$).

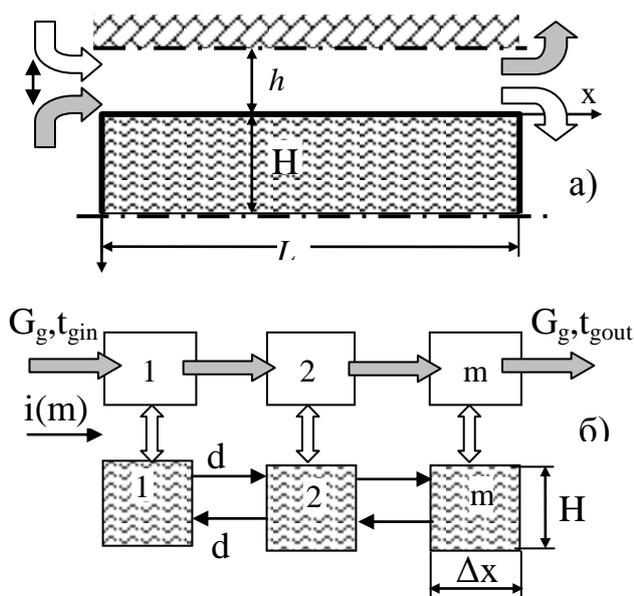


Рис.3. Расчетная схема процесса (а) и ее ячейечное представление (б)

шим ее газом показана на рис.3. Из регенератора выделен элемент, включающий в себя половину ширины канала для прохода газа и половину ширины насадки. В силу симметрии считается, что поперечные тепловые потоки за пределы этого элемента отсутствуют. Длина элемента разбита на m элементарных ячеек длиной $\Delta x = L/m$. В k -й момент времени тепловое состояние газа или насадки во всей цепи может быть представлено векторами-столбцами

$$\mathbf{Q}_g^k = \begin{bmatrix} Q_{g1}^k \\ Q_{g2}^k \\ \dots \\ Q_{gm}^k \end{bmatrix}, \quad \mathbf{t}_g^k = \begin{bmatrix} t_{g1}^k \\ t_{g2}^k \\ \dots \\ t_{gm}^k \end{bmatrix}, \quad \text{и т.д.} \quad (5)$$

При переходе от одного состояния к другому с векторами состояния происходят следующие изменения:

- передача теплоты от ячеек газа к соответствующим ячейкам насадки

$$\Delta Q^k = \mathbf{b}_c^k \cdot l \Delta x \cdot (\mathbf{t}_g^k - \mathbf{t}_f^k) \cdot \Delta \tau + \mathbf{b}_r^k \cdot l \Delta x \cdot (\mathbf{t}_g^k - \mathbf{t}_f^k) \cdot \Delta \tau, \quad (6)$$

где первое слагаемое соответствует конвективному, а второе – радиационному теплообмену;

- перенос массы газа вдоль ячеек и пополнение первой ячейки за счет внешней подачи газа (вектор источников массы \mathbf{m}_{gf}^k)

$$\mathbf{m}_g^{k+1} = \mathbf{M}_g^k \cdot (\mathbf{m}_g^k + \mathbf{m}_{gf}^k); \quad (7)$$

- пополнение запаса теплоты в первой ячейке за счет внешней подачи газа (вектор источников теплоты \mathbf{Q}_{gf}^k), ее потеря в ячейках за счет передачи теплоты в насадке и перенос вдоль цепи ячеек (вектор стоков теплоты ΔQ^k)

$$\mathbf{Q}_g^{k+1} = \mathbf{M}_g^k \cdot (\mathbf{Q}_g^k + \mathbf{Q}_{gf}^k - \Delta Q^k), \quad (8)$$

где перенос массы и теплоты газа вдоль ячеек описывается переходной матрицей

$$\mathbf{M}_g = \begin{bmatrix} 1 - v_{g1} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ v_{g1} & 1 - v_{g2} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & v_{g2} & 1 - v_{g3} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & v_{g(m-1)} & 1 - v_{gm} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

в которой v_{gj} – доля массы газа в ячейке, переходящая в следующую по ходу движения ячейку за один временной переход (предполагается, что обратные переходы, вызванные, например, турбулентностью, отсутствуют или пренебрежимо малы). Эти величины могут быть рассчитаны по формуле

$$v_{gi} = V_{gi} \frac{\Delta\tau}{\Delta y} = \frac{G_g \Delta\tau}{m_{gi}}, \quad (10)$$

где V_{gi} – размерная скорость газа в ячейке, рассчитываемая по уравнению неразрывности с учетом уравнения состояния, так как плотность газа меняется по длине канала;

- распределение температуры газа по каналу после временного перехода рассчитывается по формуле

$$\mathbf{t}_g^{k+1} = \mathbf{Q}_g^{k+1} ./ (\mathbf{c}_g^k .* \mathbf{m}_g^{k+1}), \quad (11)$$

где \mathbf{c}_g^k – вектор теплоемкостей газа в ячейках; в приведенных выше формулах операторы $.*$ и $./$ означают поэлементное умножение и деление векторов;

- изменение теплоты и температуры в неподвижных ячейках насадки задается матричными равенствами

$$\mathbf{Q}_f^{k+1} = \mathbf{P}_Q^{k+1} (\mathbf{Q}_f^k + \Delta\mathbf{Q}^k), \quad (12)$$

$$t_{fi}^{k+1} = Q_{fi}^{k+1} ./ (c_{fi} .* m_{fi}), \text{ если } m_{li}^k = 0 \text{ или } m_{li}^k = 1, \quad (13a)$$

$$t_{fi}^{k+1} = t_{me}, \text{ если } t_{fi}^{k+1} > t_{me} \text{ и } 0 < m_{li}^k < 1; m_{li}^{k+1} = m_{li}^k - \Delta Q^k / r, i=1, \dots, m, \quad (13b)$$

где в общем случае переходная матрица для теплоты в насадке \mathbf{P}_Q^k также может меняться от перехода к переходу с изменением теплофизических свойств ее среды. В наиболее простом случае матрица продольного теплопереноса в насадке, отождествляемая с матрицей теплопроводности, имеет вид

$$\mathbf{P}_Q = \begin{bmatrix} 1-d & d & 0 & \dots & 0 & 0 \\ d & 1-2d & d & \dots & 0 & 0 \\ 0 & d & 1-2d & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2d & d \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d & 1-d \end{bmatrix}, \quad (14)$$

где

$$d = \frac{\lambda_f}{c_f \rho_f} \frac{\Delta \tau}{\Delta y^2} = a_f \frac{\Delta \tau}{\Delta y^2}, \quad (15)$$

- доля теплоты, переносимая путем теплопроводности в соседние ячейки из данной за один временной переход (λ_f – коэффициент теплопроводности материала насадки, a_f – коэффициент ее температуропроводности).

Равенства (6)-(15) вместе с уравнением состояния газа являются полной ячеечной моделью конвективно-радиационного теплообмена газа с насадкой с фазовым переходом типа плавление.

В диссертации приведены результаты численных экспериментов, выявляющих связь кинетики изменения температур и накопления теплоты насадкой с конструктивными и режимными параметрами процесса. Один из примеров кинетики прогрева насадки и охлаждения газа при различных скоростях его движения, определяемой величиной v_g , показан на рис.4.

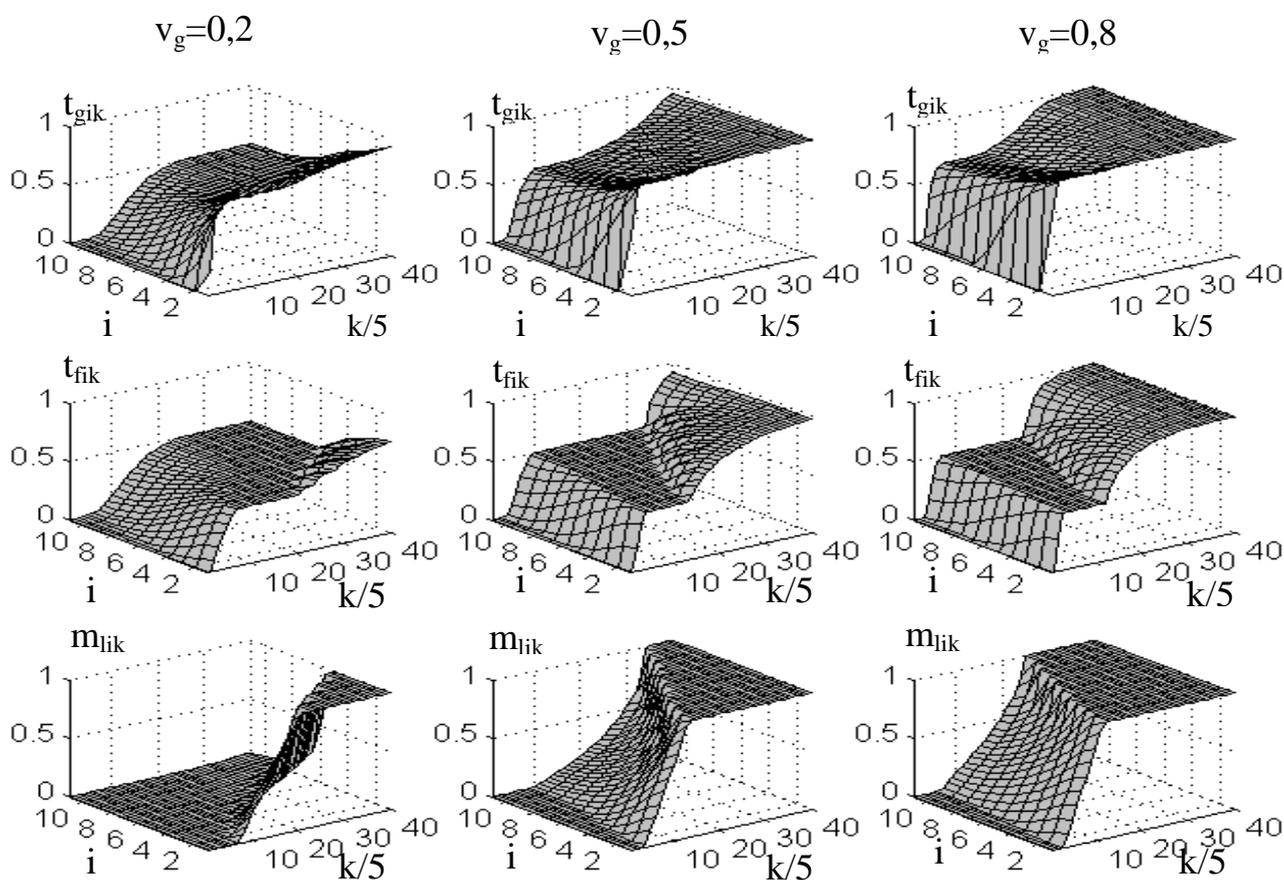


Рис.4. Кинетика распределения температур газа и насадки и формирования жидкой фазы в насадке при различных скоростях движения газа ($r=2$; $a_2=0,1$; $t_{me}=0,5$)

За базовую кинетику принято значение $v=0,5$, которому соответствует средний столбец графиков. За 200 временных переходов достигается полное плавление материала насадки. При $v=0,2$ (то есть в 2,5 раза меньшем расходе газа) за то же время достигается полное плавление материала лишь в первых по

ходу газа 4-х ячейках из 11-ти, а в последних ячейках плавление даже не начинается. Наоборот, при $v=0,8$ процесс протекает гораздо быстрее, после 150-ти переходов насадка практически полностью расплавлена и прогрета до температуры газа. При этом газ перестает передавать теплоту насадке, и регенеративный процесс теряет смысл.

В третьей главе рассмотрены вопросы моделирования циклов нагрева и охлаждения насадки, базирующиеся на разработанной выше модели. При общей продолжительности цикла N временных переходов на нагрев отводится N_g переходов, на охлаждение – N_a (здесь и далее индекс g относится к горячему газу, а индекс a – к нагреваемому воздуху) Соотношение N_g и N_a определяется соотношением объемов (масс) горячего газа, который необходимо охладить, и холодного воздуха, который необходимо нагреть. Охлаждение насадки нагреваемым воздухом может быть описано в точности той же моделью, что и ее нагрев горячим газом. Естественно, что параметры газа, его скорость и коэффициенты теплоотдачи будут разными на стадии нагрева и охлаждения. Единственное принципиальное различие может возникнуть, если горячий газ и нагреваемый воздух движутся противотоком, что практически всегда имеет место в регенераторах с твердой насадкой. В этом случае элементы переходной матрицы для газа перемещаются из-под главной диагонали наверх, а ненулевые элементы вектора подачи газа относятся к последней ячейке цепи.

На каждом переходе каждой ячейке насадки передается количество теплоты, рассчитываемое по формуле (6). Суммарная теплота, передаваемая насадке на каждом переходе, может быть рассчитана следующим образом

$$\Delta Q_{\Sigma}^k = \sum_1^m \Delta Q_i^k = \text{sum}(\mathbf{DQ}^k), \quad (16)$$

где оператор sum означает суммирование всех элементов вектора. Считается, что ΔQ_{Σ} положительно при нагреве насадки и отрицательно при ее охлаждении.

Полная теплота, запасенная насадкой за k переходов, рассчитывается как

$$Q_{\Sigma}(k) = \sum_{k=1}^k \Delta Q_{\Sigma}^k = \text{cumsum}(\text{sum}(\mathbf{DQ}^k)), \quad (17)$$

где оператор cumsum означает кумулятивное (накопительное) суммирование.

Очевидно, что при установившемся режиме количество теплоты в насадке в конце каждого цикла «нагрев-охлаждение» такое же, как в его начале.

По аналогичным соотношениям рассчитывается полное содержание жидкой фазы в частично расплавленной насадке

$$m_{1\Sigma}(k) = \sum_{i=1}^m m_{li}^k / m = \text{sum}(\mathbf{m}_1^k) / m. \quad (18)$$

Если расчет начинается с холодной насадки, то ее тепловое состояние в

конец цикла не совпадает с тепловым состоянием в его начале. Поэтому для расчета установившихся параметров цикла необходимы итерации, физически совпадающие с переходным процессом в регенераторе.

На рис.5 показано влияние продолжительности цикла нагрева-охлаждения на изменение температуры газа и воздуха на выходе и эволюцию распределения параметров газа и насадки по длине регенератора, когда продолжительность нагрева и охлаждения одинаковы. В случае (а) с продолжительностью полного цикла $N=250$ температуры газа и воздуха на выходе остаются практически постоянными, а температура конечной ячейки насадки остается постоянной за весь период цикла. Из графика распределений для этого случая следует, что постоянна не только температура последней ячейки, но и всех ячеек насадки, то есть во всех ячейках материал находится в частично расплавленном состоянии, а не в полностью жидком или полностью твердом. Очевидно, что в этом случае полностью реализуются все преимущества насадки с фазовым переходом, обеспечивающей практически постоянную температуру уходящего газа при нагреве насадки и постоянную температуру подогреваемого воздуха при ее охлаждении.

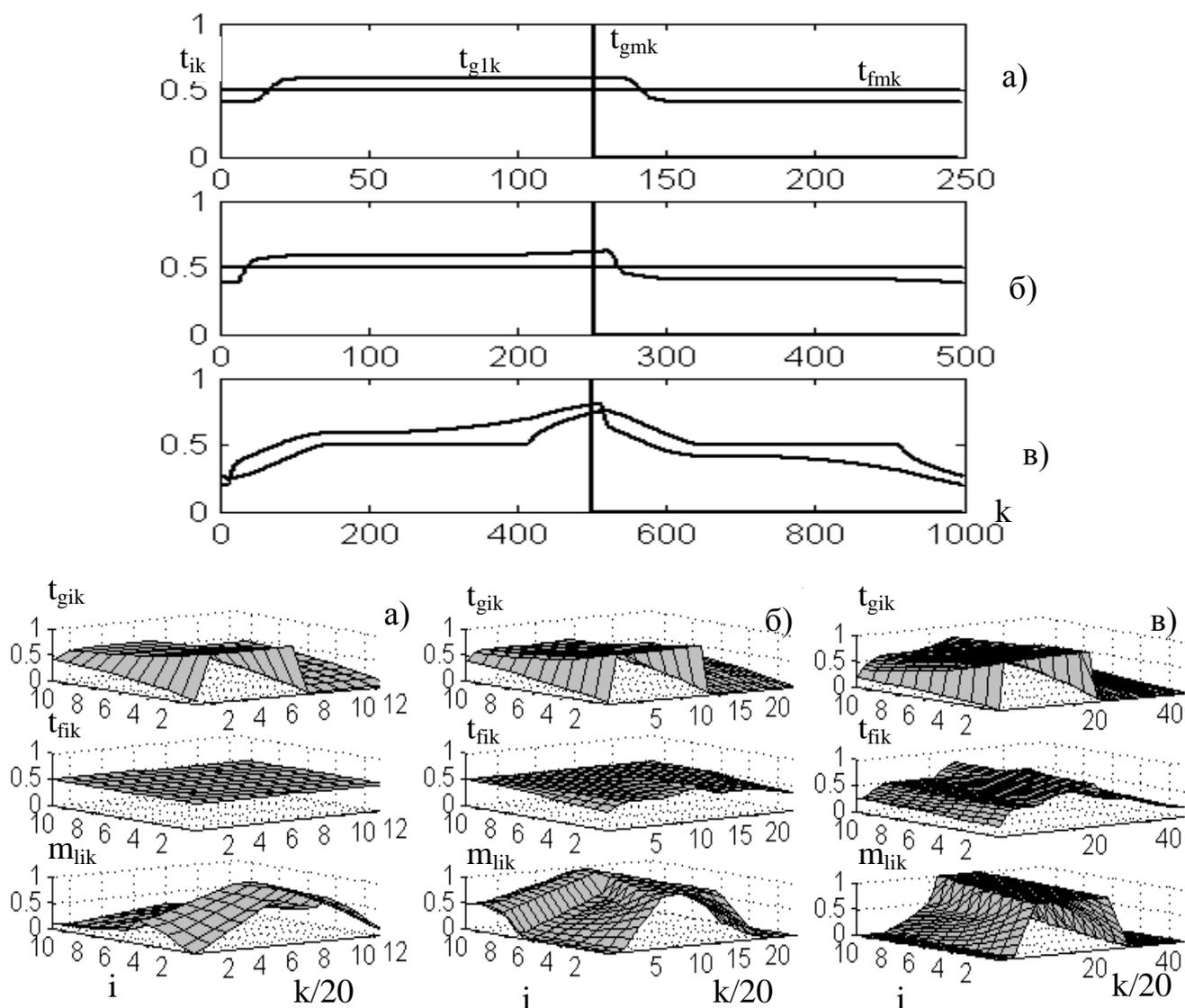


Рис.5. Изменение параметров газа и насадки в цикле нагрева и охлаждения насадки в установившемся цикле при различной его продолжительности ($a_1=0,1$; $a_2=0,01$; $v=0,6$; $d=0,2$; $r=0,5$; $t_{me}=0,5$)

В случае (б) при $N=500$ температура конечной ячейки насадки также остается постоянной, но у температуры газа имеется небольшое повышение в конце цикла нагрева, а у температуры воздуха – понижение в конце цикла охлаждения. Это объясняется тем, что в начальной зоне насадки в конце каждого из циклов фазовый переход полностью завершается и происходит прогрев или охлаждение индивидуальной фазы. Эти эффекты еще более выражены в случае (в), когда $N=1000$. Здесь зона частичного расплава существует лишь в части цикла нагрева и охлаждения, и температура насадки и газа меняется значительно в течение цикла. Таким образом, очевидно, что с точки зрения поддержания стабильной температуры обоих газов преимущественным является установившийся режим, при котором насадка всегда находится в двухфазном состоянии, когда ее температура постоянна. При этом рациональная продолжительность цикла зависит от удельной теплоты плавления, поскольку, чем она больше, тем дольше при прочих равных условиях длится фазовый переход.

На рис.6 показан пример кинетики накопления теплоты насадкой без и с

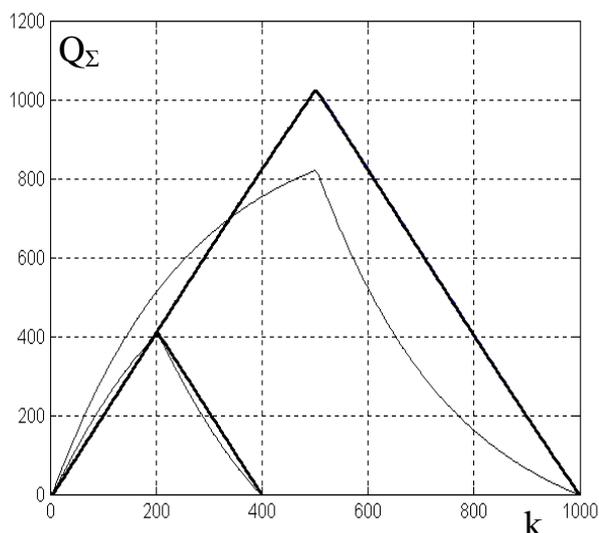


Рис.6. Накопление и отдача насадкой теплоты при наличии (жирн.) и отсутствии (тонк.) фазового перехода.

($a_1=0,2$; $a_2=0,01$; $d=0,2$; $v=0,9$; $r=1$; $t_{me}=0,5$)

мерной моделью.

Если при насадке в виде твердого тела $dt_f/dQ_\Sigma = 1/c$, где c – теплоемкость материала, то при насадке с рассмотренным выше фазовым переходом «плавление-отвердевание», где цикл нагрева и охлаждения организован так, что он не завершается полностью, температура насадки практически постоянна и равна температуре плавления, а $dt_f/dQ_\Sigma = 0$. С точки зрения поддержания высокого температурного напора этот случай наиболее благоприятный. Однако далеко не всегда удается подобрать материал или сплав с подходящей температурой плавления, а цикл нагрева и охлаждения не всегда легко организовать без полного завершения фазовых переходов. Другим вариантом насадки с фазовым переходом является насадка с кипением жидкости в постоянном объеме насадки.

фазовым переходом. Там, где кинетика у твердой насадки уже стремится к насыщению, кинетика в насадке с фазовым переходом продолжает линейно нарастать. При прочих равных условиях в такой насадке может запасть на 25% и более теплоты. В диссертации показано, что в диапазоне рациональных режимов работы насадки (в частично расплавленном состоянии в течении всего цикла) продольный теплоперенос в ней или отсутствует вовсе, или оказывает очень малое влияние на характеристики процесса. Поэтому ячеечная модель насадки может быть без ущерба для точности расчетов заменена моделью сплошного тела с фазовыми переходами, то есть нуль-

Здесь $dt_f/dQ_\Sigma > 0$, но температура с ростом Q_Σ возрастет медленнее, чем в твердотельной насадке, то есть ее тепловые свойства занимают промежуточное положение между твердотельной насадкой и насадкой с фазовым переходом в виде плавления. Преимуществом такой насадки являются большие возможности регулирования ее характеристик, например, путем изменения давления в ее объеме. Однако для расчета процесса с такой насадкой необходимо знать количественно характеристику dt_f/dQ_Σ .

В диссертации предложена методика расчета таких характеристик для обогреваемой/охлаждаемой ячейки постоянного объема, основанная на решении системы уравнений сохранения массы и теплового баланса, дополненной эмпирическими выражениями для удельных объемов и энтальпий жидкости и пара на линии насыщения и разработана процедура её численного решения. Вычислительные эксперименты показали, что наиболее выгодно заполнение ячеек насадки парожидкостной смесью с большим массовым паросодержанием. Однако при выборе начального фазового состояния парожидкостной смеси необходимо учитывать ограничения, обусловленные опасностью полного испарения жидкости. Представлены результаты расчетов для одного из наиболее перспективных заполнителей – анилина C_6H_7N .

Пример результатов моделирования показан на рис.7,8. Рис.7 иллюстрирует установление цикла нагрева-охлаждения при различных соотношениях $s=Ng/(Ng+Na)$ продолжительности нагрева к общей продолжительности цикла. На рис.8 показано изменение температуры газа и воздуха в течение цикла, которое менее стабильно, чем при насадке с плавлением, но более стабильно, чем при твердой насадке.

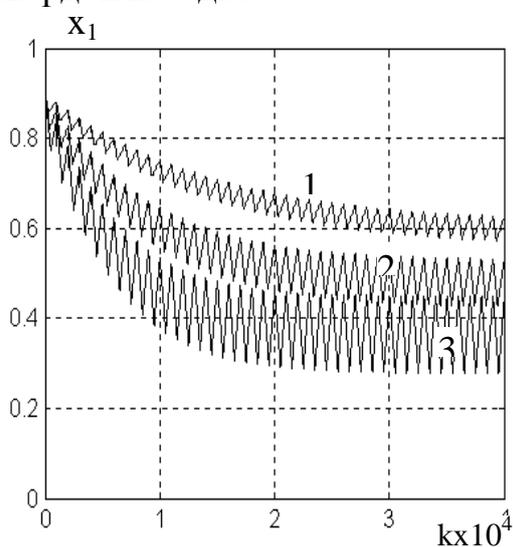


Рис.7. Формирование стационарного цикла работы насадки по x_1 ($V_{g0}=1\text{ м/с}$, $t_{g0}=500^\circ\text{С}$, $V_{a0}=0,5\text{ м/с}$, $t_{a0}=20^\circ\text{С}$, $\alpha_g=5\text{ Вт/м}^2\text{град}$, 1 – $s=0,4$; 2 – $0,45$; 3 – $0,5$).

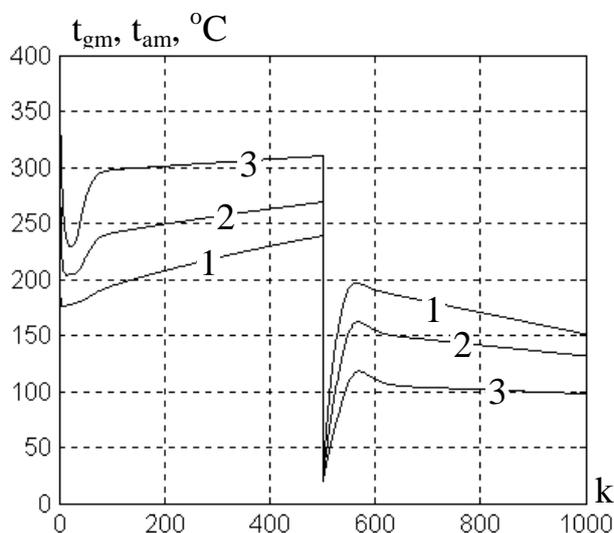


Рис.8. Изменение температуры горячего и холодного газа на выходе при различной длине регенератора (1 – $L=10\text{ м}$, 2 – 5 м , 3 – $2,5\text{ м}$).

В четвертой главе рассмотрено практическое применение полученных результатов. Разработанная математическая модель позволяет описывать рас-

пределение всех локальных характеристик процесса в регенераторе и рассчитывать его интегральные тепловые характеристики. Модель является по существу компьютерным методом расчета теплового процесса в регенераторе и нуждается только в обеспечении информацией о теплофизических свойствах газа, воздуха и материала насадки, которые доступны в справочной литературе.

Проверка адекватности математической модели производилась:

1. Для твердотельной насадки путем сравнения результатов расчетов температур продуктов сгорания, воздуха и насадки в выходном сечении с результатами теплотехнического обследования регенеративного подогревателя воздуха вагранки СМ-5232, выполненного из шамотного кирпича.

2. Для насадки с фазовым переходом путем сравнения результатов расчетов времени, необходимого для осуществления фазового перехода в аккумуляторе фазового перехода (АФТ), используемого в системах кондиционирования и вентиляции, заполненного этилен-карбонатом с температурой $36,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, с фактическим временем.

В обоих случаях обнаружена хорошая сходимость результатов расчетов и экспериментов. Показано, что точность расчетов целиком зависит от достоверности исходной информации о теплофизических свойствах теплоносителей и насадки (теплоемкость, теплопроводность, плотность и т.д.).

Задача конструктивного расчета регенератора заключается в определении его геометрических размеров: длины проточной части, в которой размещается насадка, и размеров каналов для прохода теплоносителей. Исходными данными при этом являются расходы теплоносителей, их теплофизические свойства, температуры на входе в регенератор и желаемые температуры на выходе из него, теплофизические свойства материала насадки, а также располагаемый перепад давления, который можно использовать для создания потока теплоносителей через проточную часть регенератора. Используя зависимости аэродинамического сопротивления насадки от эквивалентного диаметра проходных сечений её каналов, можно получить взаимосвязь приведенной скорости теплоносителя w_0 и предельно допустимой длины проточной части насадки L . Для вывода зависимости длины проточной части насадки от эквивалентного диаметра проходных сечений её каналов для заданных параметров потоков теплоносителей и располагаемого перепада давления, используется уравнение теплового баланса, в котором коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к насадке α_v отнесен к объему канала, в котором расположена насадка. Для этого величину «обычного» коэффициента теплоотдачи α , отнесенного к площади поверхности насадки, омываемой теплоносителем, следует умножить на величину удельной поверхности насадки (отношение площади поверхности теплообмена между газом и насадкой к её объему). Выполненные численные эксперименты показали, что при увеличении эквивалентного диаметра проходных сечений каналов насадки величина α быстро уменьшается, достигая минимального значения при $h_c \approx 3\text{ см}$, а затем увеличивается за счет увеличения «радиационной» составляющей, а величина α_v монотонно уменьшается.

Для расчета взаимосвязи между эквивалентным диаметром проходных сечений каналов насадки и длиной её проточной части L для заданных пара-

метров потока газа Δp , c_g , ρ_g , t_{gin} , t_{gout} и температуры фазового перехода материала насадки t_s , получено уравнение

$$\frac{\bar{b}_v \cdot \rho_g \cdot c_g \cdot (t_{gin} - t_{gout})}{w_o \cdot \rho_g \cdot c_g} = \frac{c_g \cdot c_g \cdot (t_{gin} - t_{gout})}{0,5(t_{gin} + t_{gout}) - t_s}, \quad (19)$$

Выполненные с его использованием расчеты показали, что, как и следовало ожидать, при увеличении эквивалентного диаметра проходных сечений каналов допустимая длина проточной части регенератора увеличивается вследствие уменьшения его аэродинамического сопротивления. К увеличению допустимой длины проточной части регенератора приводит также:

- увеличение температуры горячего (уменьшение температуры холодного) теплоносителя на входе в регенератор;
- уменьшение температуры горячего (увеличение температуры холодного) теплоносителя на выходе из регенератора;
- увеличение температуры фазового перехода материала насадки (для насадок, допускающих фазовый переход).

Особое внимание уделено работе регенератора в составе теплового технологического процесса. Подробно рассмотрен тепловой баланс установки, состоящей из промышленной печи и регенеративного подогревателя воздуха, исследована технологическая эффективность использования теплоты уходящих продуктов сгорания для подогрева воздуха, подаваемого в топку.

С целью оценки эффективности применения насадки с фазовым переходом вместо твердотельной были выполнены расчеты для системы регенеративного подогрева воздуха вагранки СМ-5232 для производства стекловаты, при расходе воздуха 12000 м³/час. Использование насадки с фазовым переходом позволяет обеспечить стабильные температуры теплоносителей на выходе из регенератора в течение всего цикла. Динамика изменения этих температур показана на рис. 9.

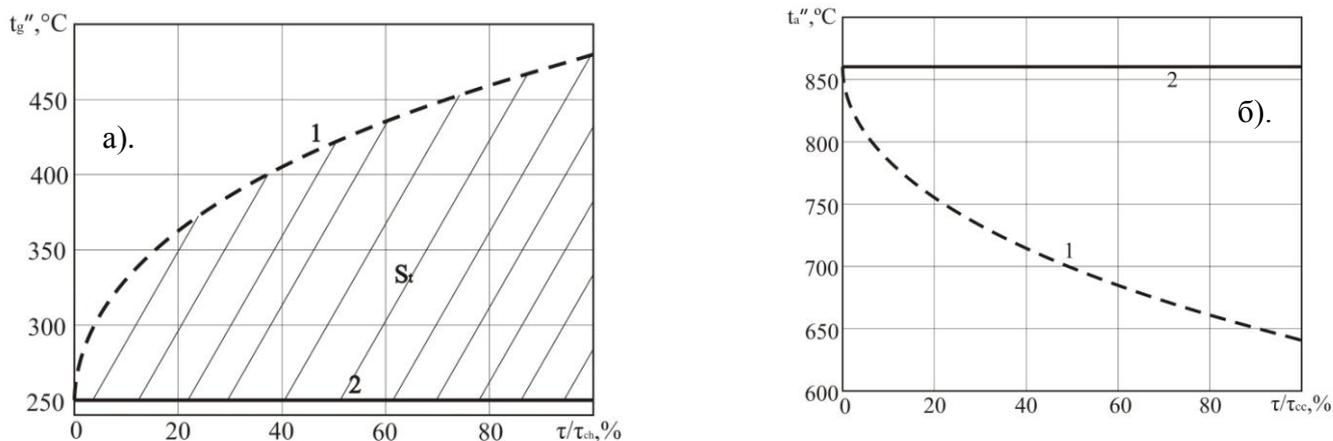


Рис.9. Результаты расчета динамики температур дымовых газов (а) и воздуха (б) на выходе из регенератора:

1 – для твердотельной насадки, 2 – для насадки с фазовым переходом типа плавления.

Очевидно, что экономия тепловой энергии за счет увеличения глубины утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания пропорциональна площади между кривыми 1 и 2 на рис. 9 а).

Для рассматриваемого объекта экономия тепловой энергии составит около 5,800 ГДж/час или 1,384 Гкал/час или 4,76%, а требуемая поверхность теплообмена уменьшится в 2,4 – 3,13 раза.

При расчете экономического эффекта учтено уменьшение теплового загрязнения окружающей среды.

Разработанная математическая модель и ее программно-алгоритмическое обеспечение внедрены в НТЦ «Промышленная энергетика», где также приняты к внедрению рекомендации по расчету тепловой и экономической эффективности регенеративного подогрева направляемого на сгорание воздуха.

Основные результаты диссертации

1. Обоснованы преимущества регенеративных теплообменников с насадкой с фазовыми переходами, заключающиеся в увеличении глубины утилизации ВЭР за счет стабильной, близкой к точке росы, температуры уходящих газов и на 25% и выше большей полной теплоемкости насадки.

2. Разработана ячеечная математическая модель, описывающая нестационарный конвективно-радиационный теплообмен газа с плоской стенкой, внутри которой происходят фазовые переходы, выполнено моделирование теплового состояния стенки при ее прогреве и охлаждении и выявлено влияние конструктивных и режимных параметров процесса на аккумулируемую в ней теплоту и скорость ее накопления.

3. Показано, что наиболее эффективным является применение насадки с фазовым переходом «плавление-отвердевание», а наиболее рациональным циклом ее нагрева и охлаждения является цикл, когда она в течение всего цикла пребывает в частично расплавленном состоянии.

4. Предложена методика расчета и получены эмпирические зависимости изменения температуры и фазового состояния парожидкостной смеси в замкнутой обогреваемой/охлаждаемой ячейке насадки.

5. Разработан компьютерный инженерный метод расчета подогрева воздуха в регенераторах с насадкой с фазовыми переходами в различных промышленных технологических процессах и предложена методика оценки его тепловой и экономической эффективности.

6. Разработанная математическая модель и ее программно-алгоритмическое обеспечение внедрены в НТЦ «Промышленная энергетика», где также приняты к внедрению рекомендации по расчету тепловой и экономической эффективности регенеративного подогрева направляемого на сгорание воздуха.

**Основное содержание диссертации опубликовано в следующих
печатных работах автора**

В изданиях, рекомендованных ВАК:

1. **Курчев А.О.** Математическое моделирование теплового процесса в регенераторе с насадкой с фазовыми переходами [Текст] / Курчев А.О., Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Субботин В.И. // Промышленная энергетика, №12, 2008, с.33-36.
2. **Курчев А.О.** Моделирование регенеративного теплообмена с фазовыми переходами в насадке [Текст] / Курчев А.О., Елин Н.Н., Мизонов В.Е. // Вестник ИГЭУ, вып.3, 2008, с.44-46.

В других изданиях:

3. **Мизонов В.Е.** Математическая модель теплового процесса в регенераторе с насадкой, допускающей фазовые переходы [Текст] / Мизонов В.Е., Курчев А.О., Елин Н.Н., Лезнов В.С. // Труды XXI МНК «Математические методы в технике и технологиях – ММТТ21», т.5, Саратов, 2008, с.118-119.
4. **Мизонов В.Е.** Сравнение тепловых характеристик насадок регенерационных теплообменников [Текст] / В.Е. Мизонов, А. О. Курчев, Н.Н. Елин, В.Б. Медведев // Информационная среда вуза: Материалы XV Междунар. конф. Иваново, ИГАСУ. 2008, с.782-783.
5. **Мизонов В.Е.** Математическое моделирование тепломассообмена в контактных утилизаторах теплоты продуктов сгорания газового топлива [Текст] / В.Е. Мизонов, А.О. Курчев, Н.Н. Елин.// Информационная среда вуза: Материалы XV Междунар. конф. Иваново, ИГАСУ. 2008, с.779-781.
6. **Медведев, В.Б.** Тепловые характеристики различных типов насадки в регенеративных теплообменниках [Текст]/ В.Б.Медведев, А.О. Курчев, В.А. Огурцов, Н.Н. Елин.// Ученые записки инженерно-строительного факультета / ИГАСУ – Иваново, 2008. – Вып. 4. – с.226-231
7. **Мизонов В.Е.** Конструктивный расчет проточной части регенеративных теплообменников [Текст] / В.Е. Мизонов, А.О. Курчев, Н.Н. Елин.// Труды XXII МНК "Математические методы в технике и технологиях - ММТТ22", т.9, Псков, 2009, с.99-100.
8. **Курчев, А.О.** Моделирование процессов с управляемой газотурбинной энергетической установкой [Текст]/ А.О. Курчев, В.М. Ткачев.// Информационная среда вуза: Материалы XIII Междунар. конф. Иваново, ИГАСУ. - 2006, с.577-581.