

М 4886/0

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

БРЛОВ АНАТОЛИЙ ЛЕОНИДОВИЧ

ВЫБОР ГЕОМЕТРИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С
ПЛОТНЫМ СЛОЕМ ШАРОВОЙ НАСАДКИ

05.14.05 Теоретические основы теплотехники

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1989



Работа выполнена в Тураевском машиностроительном
наименование высшего учебного заведения или
конструкторском Бюро "Союз"
научно-исследовательского учреждения)

Научный руководитель д.т.н. проф. Грознов Н.Д. к.т.н. доц. Иванов В.Л.
(уч. степень, уч. звание, фамилия, инициалы).

Официальные оппоненты д.т.н., профессор ЕЛИСЕЕВ В.И.
(уч. степень, уч. звание, фамилия, инициалы)

к.т.н. УЛЬДАНТИН А.И.

Ведущая организация (предприятие) ВЭТИАМ
(наименование)

Защита состоится _____ на заседании
(дата, год, время)

специализированного совета К 053.15.07 в Московском выс-
(шифр совета, наименование высшего
шем техническом училище им. Н.Э.Баумана, г. Москва, 2-я
учебного заведения или научно-исследовательского учреждения,
Бауманская, д.5
при котором создан совет, адрес)

библиотеке Московского

¹²
диссертация)

Елизаров С.И.
(фамилия, и.о.)

М 488810

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ

М 488810

Перспективы развития современной техники связаны прежде всего с интенсификацией технологических процессов. Интенсивность практически всех технологических процессов зависит от температурного уровня, на котором они проводятся. В связи с этим в настоящее время много внимания уделяется созданию регенеративных теплообменников, предназначенных работать на уровне температур $T \geq 2000\text{K}$. Такие теплообменники найдут эффективное применение в черной и цветной металлургии, в установках для конвертирования природного газа, в газодинамических лазерах с тепловой накачкой, в МГД-генераторе и др. Компактность и технологичность высокотемпературных регенеративных теплообменников обеспечивается применением насыпных насадок с развитой удельной поверхностью теплообмена, в частности, с шаровыми элементами. Использование в таких теплообменниках дорогостоящих огнеупорных материалов для насадки и обмуровки выдвигает требование создания конструкции регенератора с минимальной материалоемкостью.

Цель исследования. Разработка метода выбора геометрических размеров высокотемпературных регенеративных теплообменников с плотным слоем монодисперсной шаровой насадки.

Научная новизна. Разработан и обоснован простой в реализации метод выбора геометрических размеров высокотемпературного теплообменника с плотным слоем шаровой насадки из условия минимальных затрат на создание и эксплуатацию теплообменника. Впервые получена графоаналитическая зависимость относительного объема слоя насадки от приведенной продолжительности периода циклически работающего регенератора при обеспечении заданных тепловых характеристик. Получено аналитическое выражение для определения габаритных размеров слоя насадки, соответствующих минимуму его объема, в условиях ограничения по гидравлическому сопротивлению. Совместным решением полученного выражения для определения габаритных размеров и известной зависимости для определения гидравлического сопротивления выявлена функциональная связь потери давления в слое и диаметра элемента насадки.



Проведен технико-экономический анализ различных по геометрии регенеративных теплообменников равной тепловой эффективности. Определена область оптимальных значений диаметра шарового элемента и соответствующих габаритных размеров слоя насадки.

Практическая ценность. На основе предложенного метода разработана методика расчета геометрических размеров шарового слоя насадки регенеративного теплообменника. Разработанная методика позволяет спроектировать теплообменник с минимальными затратами на его создание и эксплуатацию, а также сократить объем и сроки расчетных работ при его проектировании.

Автор выносит на защиту методологию определения геометрических размеров, разработанную на основе решения оптимизационной задачи создания теплообменника из условия минимизации приведенных затрат, результаты экспериментального подтверждения принятых в теоретических исследованиях упрощающих предположений и сделанные по результатам работы выводы, оформленные в заключительной части автореферата.

Реализация результатов работы. Рекомендации по выбору геометрии слоя насадки были использованы при проектировании регенеративного теплообменника лазерной установки упрочнения валков на Череповецком металлургическом комбинате.

Аппробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на международной конференции "Высокотемпературные теплообменные аппараты", 1980 г. (г.Варна); на Всесоюзной межвузовской конференции по газотурбинным и комбинированным установкам, 1987 (г.Москва).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано семь статей и один информационный отчет.

Объем и структура диссертации. Диссертация изложена на 142 страницах, включает 85 страниц машинописного текста, содержит 30 рисунков, 13 таблиц и состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка цитируемой литературы, включающего 142 источника, приложений на 1 страницах.

Содержание работы

Введение. Дано обоснование работы, кратко сформулирована цель и основные результаты исследования.

Глава первая. Приведен обзор отечественных и зарубежных исследований нагревателей с плотным дисперсным слоем насадки, посвященных особенностям конструкции, свойствам материалов, геометрическим и аэродинамическим характеристикам зернистого слоя, исследованиям средних коэффициентов теплоотдачи, эффективной теплопроводности, математическому описанию теплообмена в слое и методам решения уравнений теплообмена, вопросам выбора геометрии слоя.

Отмечено, что при выборе геометрии регенеративного теплообменника, главным образом, используется метод прямого расчета с последующим сопоставлением вариантов по определяющим критериям. Такой методический подход предопределяет расчет неопределенно большого числа вариантов. Кроме того, в подобных методах практически отсутствуют как функциональные связи между исходными параметрами, так и влияние исходных параметров на интегральные характеристики теплообменников, что затрудняет выбор оптимального варианта конструкции.

По результатам состояния проблемы сделаны выводы, которые определили основные направления настоящей работы:

1) расчетно-экспериментальные исследования теплогидравлических особенностей работы регенеративных теплообменников с плотным слоем монодисперсной шаровой насадки;

2) выявление системы взаимосвязанных факторов с целью определения влияния исходных параметров на тепловые и гидравлические характеристики аппарата, а также на приведенные затраты по созданию и эксплуатации теплообменников.

Глава вторая. Задача выбора геометрии теплообменника относится к классу обратных задач. Последовательность проведенных исследований строилась в соответствии с общепринятой процедурой решения обратных задач, которая включает в себя следующие основные этапы:

- 1) математическое описание теплообмена в слое насадки;
- 2) обобщенный анализ явления;
- 3) решение уравнений теплообмена;
- 4) обращение решения;
- 5) регуляризация задачи, т.е. наложение дополнительных условий.

Для математического описания теплообмена в слое насадки использована система дифференциальных уравнений

$$\partial \theta / \partial \tau = t - \theta \quad (1)$$

$$\partial t / \partial x = \theta - t \quad (2)$$

с краевыми условиями

$$t(0, \tau) = t_0; \quad \theta(x, 0) = \psi(x)$$

$$\theta(0, \tau) = t_0 + \exp(-\tau) [\psi(0) - t_0]$$

и условиями переключения регенератора при циклической работе

$$\psi^{k+1}(x) = \theta^k(x_n - x, \tau_n),$$

где x — отсчитывается в направлении движения теплоносителя в насадке, k — номер расчетного цикла, $\theta(x_n - x, \tau_n)$, $\psi(x)$ — неизвестное распределение температуры насадки вдоль поверхности теплообмена в начале и в конце периода нагрева соответственно. При формулировании задачи теплообмена приняты следующие допущения: течение теплоносителя одномерное; физические свойства теплоносителя и насадки постоянны; отсутствуют потери тепла в окружающую среду и источники тепла в слое насадки; теплопроводность насадки вдоль потока равна 0; отношение удельных объемных теплоемкостей газа и насадки близко к 0.

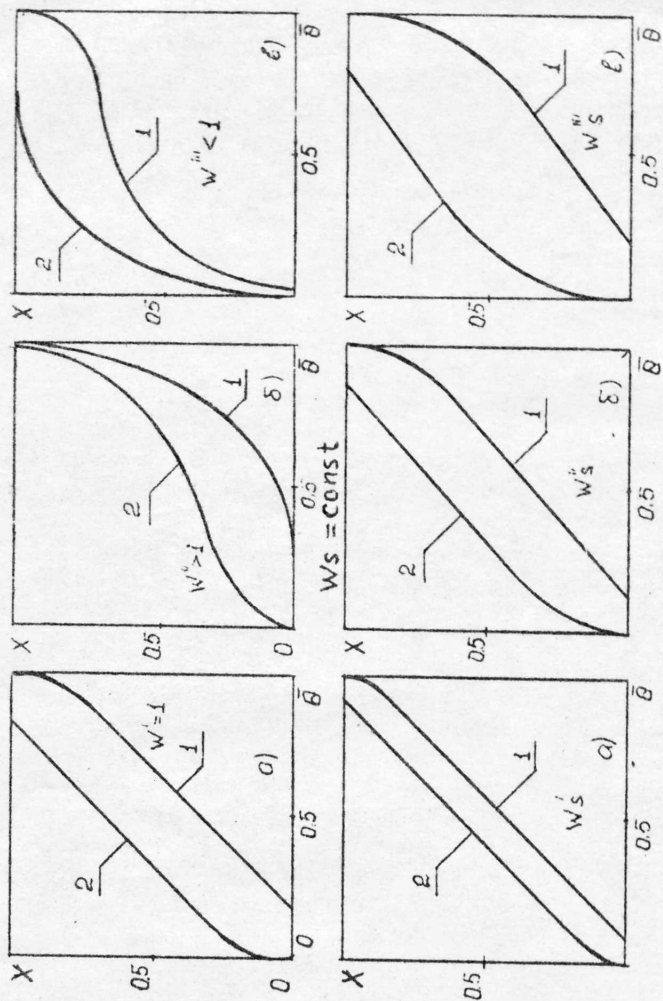
Система уравнений записана в безразмерном виде. Здесь

$$\tau = \tau_x / \tau_x; \quad \xi = x / L_x; \quad \theta = \frac{T_n - T_2}{T_1 - T_2}; \quad t = \frac{T_f - T_2}{T_1 - T_2};$$

$$\tau_x = C_n \rho_n (1 - \epsilon) / (\alpha_0); \quad L_x = C_p G / (S \alpha_0).$$

Величины τ_x и L_x имеют размерность времени и длины соответственно и могут рассматриваться как характерные параметры теплообмена в слое насадки.

Проведено обобщенное исследование температурных полей в слое насадки в зависимости от безразмерных комплексов $\bar{W}$, $\bar{W}_s$ (рис. 1), где $\bar{W} = (C_p G \tau) / (C_p G \tau)_x$ — отношение водяных эквивалентов греющего и нагреваемого теплоносителей; $\bar{W}_s = (C_p G \tau)_{\max} / (C M)$ — отношение водяного эквивалента теплоносителя к полной теплоемкости насадки. Определено, что в средней по высоте части регенератора профиль температур обуславли-



1- начало периода охлаждения $\tau = 0$; 2- конец периода охлаждения $\tau = \tau_0$.
 Рис.1 Деформация профиля температур в слое насадки в зависимости от безразмерных комплексов W и W_s .

вается, как и в рекуператоре, комплексом $\bar{W}$, по концам — комплексом $\bar{W}_s$. При $\bar{W} > 1.0$ наибольшая тепловая нагрузка, наибольшие изменения температуры насадки за период приходятся на нижние горизонты. Верхние слои претерпевают наименьшие температурные изменения. Этот режим позволяет получить предельные для данного материала насадки и, что практически важно, почти постоянные температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из насадки за период. Однако, температура греющего теплоносителя на выходе из насадки существенно возрастает, что уменьшает коэффициент использования тепла в регенераторе.

При $\bar{W} < 1.0$ наибольшие изменения температуры насадки за период; наибольшая тепловая нагрузка приходится на верхние горизонты. Нижние слои насадки претерпевают наименьшие температурные изменения. Соответственно велико изменение температуры холодного теплоносителя на выходе из насадки за период, что определяет низкое значение тепловой эффективности регенератора. Температура горячего теплоносителя на выходе из насадки при этом повышается незначительно.

Показано, что наиболее равномерно насадка используется при равенстве водяных эквивалентов теплоносителей $\bar{W} = 1.0$. Такой режим обеспечивает сравнительно высокие значения тепловой эффективности и коэффициента использования тепла в регенераторе и наибольший ресурс работы аппарата.

Глава третья. Изложены результаты экспериментального подтверждения корректности принятых в расчетной модели упрощающих предположений. Экспериментальное исследование проведено на специально созданном в Институте высоких температур АН СССР стенде "Регенератор", включающем в себя регенеративный теплообменник. Теплообменной поверхностью в регенераторе служит слой сечением $S \approx 0.5 \text{ м}^2$ и высотой $L \approx 1.3 \text{ м}$ из шаровой корундовой насадки с диаметром элемента $d_n = 0.02 \text{ м}$. Стенд работал в циклическом режиме, состоящем из двух периодов:

1) периода нагрева насадки продуктами сгорания пропана в воздухе;

2) периода охлаждения насадки потоком воздуха.

Исследования проводились в установившихся тепловых состояниях регенератора при расходах нагреваемого воздуха $200\text{--}500 \text{ м}^3/\text{час}$, температуре подогрева воздуха до 1900°К , длительностью периода охлаждения $10\text{--}45 \text{ мин}$.

Результатами испытаний подтверждено допущение об одномерности течения теплоносителя. О равномерности распределения скоростей судили по распределению температур в соответствующих координатах.

Экспериментально подтверждена справедливость использованной в теоретической модели критериальной зависимости $Nu = 0,106 Re$. Местный коэффициент теплоотдачи в слое шаровой насадки в проведенном эксперименте определялся по следующей зависимости:

$$\alpha = \frac{cm (\theta_{\tau_1} - \theta_{\tau_2})}{S \int_{\tau_1}^{\tau_2} (\theta_{иноб} - T_i) d\tau}$$

где m — масса шара, $S_{ин}$ — поверхность шара. $\theta_{\tau_1}, \theta_{\tau_2}$ — среднеинтегральные температуры шара в моменты времени τ_1 и τ_2 , определяемые по зависимости $\theta_{cp} = \frac{1}{V} \int_V \theta dV$.

Исходный линейный профиль температур по высоте насадки получен в результате циклического разогрева массы насадки при равенстве водяных эквивалентов греющего и нагреваемого теплоносителей. Температура шара измерялась в его центре термопарой типа Х-А. Рассматриваемый процесс относится к случаю теплообмена между шаром и потоком газа с линейно изменяющейся температурой, когда распределение температуры по радиусу шара определяется зависимостью

$$\frac{d\theta}{dR} = - \frac{bR}{3a}$$

или после интегрирования

$$\theta = \theta_0 - \frac{bR^2}{6a}$$

где b — темп охлаждения, град/с; a — коэффициент температуропроводности корундового шара, $см^2/с$; θ_0 — температура в центре шара, град; Проведенные расчеты, показали, что разность температур по радиусу шара пренебрежимо мала, и, следовательно, подинтегральную разность температур $\theta_{иноб} - T_i$ допустимо заменить разностью температур в центре шара и нагреваемого газа, а среднеинтегральные температуры θ_{τ_1} и θ_{τ_2} принять равными температурам центра шара в соответствующие моменты времени. В расчетах значение интеграла принималось равным интегральной сумме

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} (\theta_{иноб} - T_i) d\tau = \sum_{\tau_1}^{\tau_2} (\theta_c - T_i) \Delta\tau$$

В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 120 \div 208$ опытные данные аппроксимированы зависимостью

$$Nu = 0,11 Re$$

Глава четвертая. Эффективность работы регенеративного теплообменника в составе энергетической установки определяется его основными технологическими характеристиками, а именно:

1) тепловой эффективности

$$\delta = (t_0 - 1/\eta_n) \int_0^2 t(1, \eta_n) d\eta / ; \quad (1)$$

2) колебанием температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из насадки за цикл

$$\Delta t = t(\xi_n, \eta_n) - t(\xi_n, 0) / \quad (2).$$

Приведены результаты численного решения системы уравнений (1,2) для $W = 1.0$. Решение представлено на рис. 2 в виде функциональной зависимости нормированного колебания температуры на выходе из насадки за период Δt от безразмерных переменных ξ_n , η_n и обобщено зависимостью

$$\Delta t = \exp(-2.34 \eta_n^{-0.6} \cdot \xi_n^{0.22} \eta_n^{0.2})$$

в диапазоне изменения безразмерных переменных $\xi_n = 10 \div 50$; $\eta_n = 5 \div 30$ с погрешностью $\delta = \pm 10\%$.

Показано, что заданное значение Δt может быть получено при различных соотношениях безразмерных комплексов η_n / ξ_n , что соответствует различным по габаритным размерам и объему матрицам регенератора. Подчеркнуто, что поскольку система уравнений (1,2) записана в безразмерном виде, полученное решение является обобщенным для различных по геометрии, теплофизическим свойствам теплоносителя и насадки и режимам работы регенеративных теплообменников с дисперсным слоем.

Для решения задачи минимизации объема слоя насадки введен новый безразмерный комплекс

$$\gamma = \xi_n / \eta_n = L \cdot S \frac{(1-\varepsilon) \rho_n c_n}{c_p G \tau} \quad (3),$$

который рассматривается как приведенный объем слоя насадки. На рис. 3 представлено обращенное решение системы уравнений (1,2) в виде зависимости при фиксированных значениях Δt . Приведенные на рис. 3 кривые немонотонны, имеют максимум в области малых значений η_n и асимптотически приближаются к минимуму в области больших значений, при этом значение γ практически не изменяется в области $\eta_n > 30$. Значения слева от максимума не реализуются на практике — плоские слои. Для конкретизации решения в области $\eta_n > 30$ введено и проанализировано ограничение по гидравлическому сопротивлению слоя насадки. На основании проведенного ана-

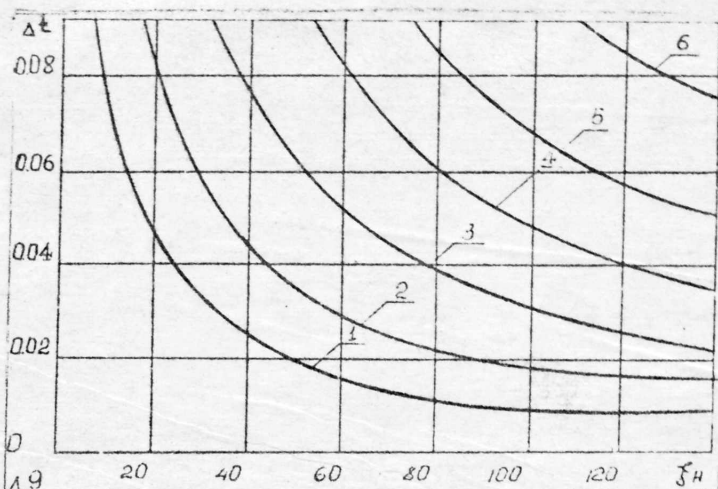


Рис.2. Изменение температуры теплоносителя Δt на выходе из насадки за цикл в зависимости от высоты слоя ξ_H при различных временах τ_n : 1- $\tau_n=1$; 2- $\tau_n=2$; 3- $\tau_n=3$; 4- $\tau_n=4$; 5- $\tau_n=14$; 6- $\tau_n=30$

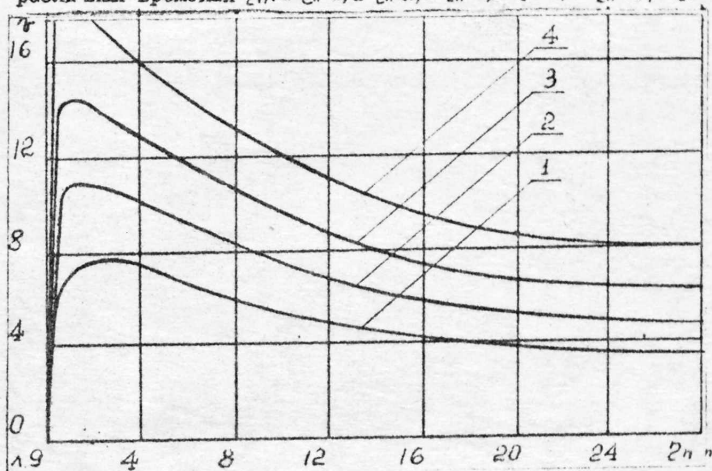


Рис.3 Зависимость объема слоя насадки V от времени цикла τ_n при различных значениях изменения температуры теплоносителя Δt на выходе из насадки: 1- $\Delta t=0.1$; 2- $\Delta t=0.075$; 3- $\Delta t=0.06$; 4- $\Delta t=0.05$

лиза получено, что для минимизации объема насадки значение приведенного времени τ_n следует выбирать близки

$$\tau_n = \frac{2\alpha \cdot d \cdot G}{C_n G_n (1-\varepsilon)} \approx 30 \quad (4).$$

Из равенства (4) после преобразований с учетом зависимости $N_{ли} = 0,1 Re$ получены выражения для определения площади поперечного сечения слоя насадки

$$S \approx 0,038 \frac{\lambda \tau_n G}{\mu C_n G_n (1-\varepsilon)} \quad (5)$$

и высоты слоя насадки

$$L = \frac{\tau - \tau_n Pr}{0,11 G} \quad (6).$$

В полученных зависимостях (5,6) неопределенным является значение удельной поверхности теплообмена в слое насадки, которая для шаровых элементов определяется выражением

$$\alpha = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_n}$$

Количественная оценка влияния поверхности теплообмена на интенсивность процесса теплообмена в слое насадки выявлена на основании решения задачи нагрева потока газа в слое насадки со стационарным профилем температур. Показано, что поскольку процессы охлаждения и нагрева в слое насадки при напорном течении теплоносителя полагаются квазистационарными, результаты проведенного исследования остаются справедливыми для циклически работающего регенеративного теплообменника.

Решение уравнения нагрева потока газа в слое насадки с заданным стационарным профилем температур

$$dT/d(x/L) + NTU \cdot T = NTU(\theta_0 + Kx) \quad (7)$$

при начальном условии

$$T(0) = T_0$$

получено в безразмерном виде

$$\frac{\theta - T}{KL/NTU} = 1 + \exp(-NTU \cdot x/L) \frac{\theta_0 - T_0 - KL/NTU}{KL/NTU} \quad (8).$$

Для упрощения решения профиль температур насадки по высоте слоя принят линейным, т.е. $\theta_x = \theta_0 + KX$.

Параметрический анализ (8) показал, что разность температур между насадкой и газом $\theta - T$ сравнительно быстро по высоте насадки достигает своего предельного значения, равного

$$(\theta - T)_{\text{пред}} = KL / NTU \quad (9)$$

практически независимо от значений параметров T_0 , θ и K в области $NTU/L > 20$.

Выражение (9) преобразовано с учетом критериальной зависимости $Nu = 0.11 Re$ к виду

$$(\theta - T)_{\text{пред}} = K / (0.66(1 - \varepsilon) / (d_n Pr)) \quad (10).$$

Из (9) видно, что предельная разность температур между насадкой и нагреваемым потоком газа в слое насадки линейно зависит от параметра K и гиперболически — от комплекса NTU/L . На основании проведенного исследования сделан вывод, что для конкретного значения K существуют такие значения комплекса NTU/L , а, следовательно, и d_n , начиная с которых зависимость нагрева газов от диаметра элемента насадки вырождается. Значения d_n в указанной области выбираются с учетом ограничения по гидравлическому сопротивлению слоя насадки.

Влияние диаметра элемента насадки d_n на гидравлическое сопротивление насадки при заданном объеме слоя насадки проанализировано на основе зависимости для определения потерь давления

$$\Delta P = L \left[150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu u}{d_n^2} + 1.75 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho u^2}{d_n} \right],$$

в результате преобразования которой с учетом (5,6) получено выражение

$$\Delta P = C_1 + C_2 d_n^2 \quad (11),$$

где

$$C_1 = 2.93 \cdot 10^5 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\nu_{\min} Pr C_n g_n \mu^2}{g \tau \lambda};$$

$$C_2 = 1.55 \cdot 10^5 \frac{\nu_{\min} Pr g_n^2 C_n^2 \mu^2}{\varepsilon^3 g \tau^2 \lambda^2}.$$

Из (II) видно, что с уменьшением d_n при соответствующем (5,6) изменении габаритных размеров слоя насадки гидравлическое сопротивление, а значит и энергетические затраты на привод тягодутьевых установок уменьшаются. Следовательно из двух регенеративных теплообменников с одинаковыми тепловыми характеристиками $\delta u \Delta t$ предпочтительнее по гидравлическому сопротивлению аппарат с меньшим диаметром элемента насадки d_n , при этом диаметр теплообменной камеры и высота слоя насадки определяются как функции d_n по зависимостям (5,6).

Таким образом, получено, что гидравлическое сопротивление не является условием, ограничивающим задачу определения d_n . В то же время показано, что вариации габаритных размеров слоя в зависимости от d_n при заданном объеме насадки приводят к существенным изменениям площади поверхности теплообменной камеры, а, следовательно, и материалоемкости конструкции. Для поверхности, составленной сопряженными цилиндром и полусферой, получено значение диаметра теплообменной камеры, соответствующее минимуму ее поверхности при фиксированном значении объема, ограниченного этой поверхностью

$$D_{min} = \sqrt[3]{4V_n/d_n}$$

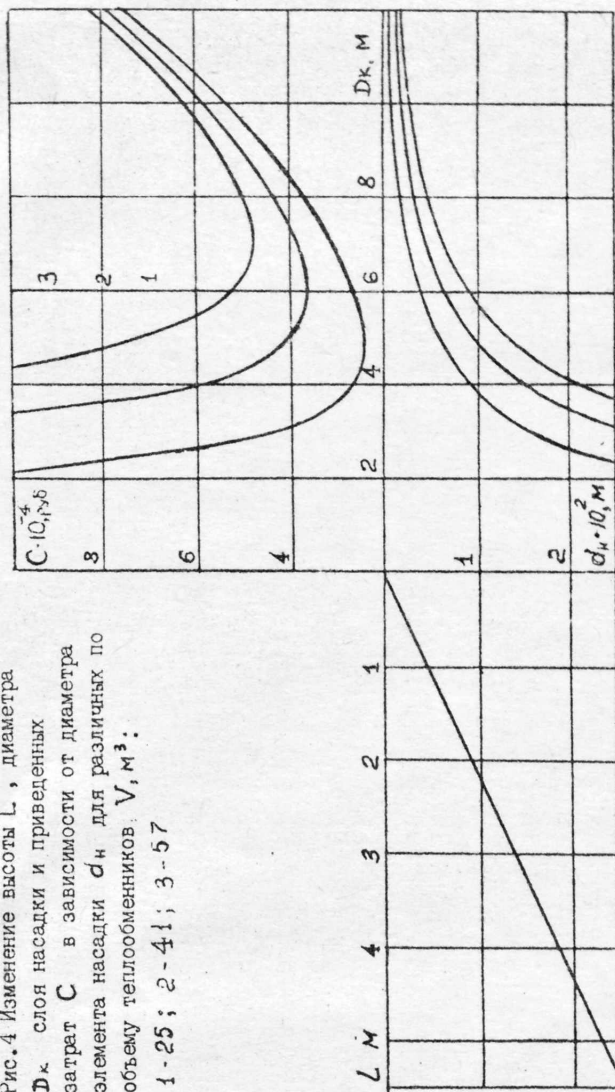
На основании проведенного анализа сделан вывод, что как эксплуатационные, так и капитальные затраты зависят от диаметра элемента насадки d_n . Поэтому выбор наиболее целесообразного диаметра d_n предложено осуществлять исходя из минимальных приведенных затрат

$$C = E_c K + S$$

где K — единовременные капитальные затраты, E_c — нормативный коэффициент эффективности, S — годовые эксплуатационные расходы. На рис. 4 показаны результаты расчетов приведенных затрат для различных по мощности теплообменников в зависимости от d_n

В капитальных затратах учтены переменные составляющие обмуровки, затраты на изготовление кожуха, строительные работы. Переменная часть эксплуатационных расходов включает затраты электроэнергии на привод тягодутьевых установок. Из рис. 4 видно, что имеет место оптимальное значение d_n , при котором приведенные затраты минимальны.

Рис. 4 Изменение высоты L , диаметра D_k слоя насадки и приведенных затрат C в зависимости от диаметра элемента насадки d_n для различных по объему теплообменников V, m^3 :
1-25; 2-41; 3-57



Выводы по диссертации.

1. Интерполяцией результатов численного эксперимента получена обобщенная функциональная зависимость нормированного изменения температуры теплоносителя на выходе из слоя насадки от приведенных продолжительности периода ϱ_n и высоты слоя насадки ξ_n в области $5 < \varrho_n < 30$ и $10 < \xi_n < 50$ с погрешностью $\delta < \pm 10\%$.

2. На основе аналитического решения уравнения теплообмена при течении газа через плотный слой шаровой насадки установлено, что для газовых теплоносителей с числом $Pr \sim 0,7$ уменьшение диаметра элемента насадки в области $d_n < 0,01$ м с целью интенсификации теплообмена нецелесообразно.

3. В условиях обеспечения заданных технологических характеристик получена графоаналитическая зависимость относительного объема слоя насадки от приведенной продолжительности периода циклически работающего регенератора. Функционально определены эквивалентный диаметр и высота слоя насадки, соответствующие минимальному объему матрицы регенератора. Зависимости получены решением обратной задачи теплообмена в дисперсном слое с регуляризацией по гидравлическому сопротивлению.

4. Совместным решением полученных выражений для определения габаритных размеров слоя насадки и известного соотношения для расчета гидравлического сопротивления выявлена квадратичная зависимость гидравлического сопротивления слоя насадки от диаметра элемента насадки.

5. Установлено экспериментально, что для обеспечения равномерного распределения потока в поперечных сечениях аппарата радиальный подвод теплоносителя предпочтительнее осевого.

6. Разработан научно-обоснованный метод выбора геометрических размеров слоя шаровой насадки высокотемпературных регенеративных теплообменников на основе критерия экономической эффективности приведенных затрат на их создание и эксплуатацию. Корректность метода подтверждена прямыми расчетами по методике, имеющей экспериментальное подтверждение.

7. По результатам расчетов различных по мощности теплообменников с плотным слоем шаровой насадки и газовыми теплоносителями с числом $Pr \sim 0,7$ выделена область оптимальных значений диаметра элемента насадки $d_n [\text{м}] = 0,005 + 0,011$, соответствующая минимуму приведенных затрат на создание и эксплуатацию регенераторов.

Публикации по диссертации

1. Антропов В.Т., Белов А.Л., Логомолов Б.Г. и др. Газодинамический CO_2 - лазер с высокотемпературным регенеративным нагревателем рабочей смеси.- Преприат № 5-39.-М.: ИЛТ АН СССР, 1979.- 36 с.
2. Грязнов Н.Д., Белов А.Л. Приближенный метод расчета температур в регенеративных теплообменниках с плотным слоем дисперсной насадки // Газотурбинные и комбинированные установки.- М., 1984.- С. 41-46.- (Тр. МВТУ; № 432).
3. Грязнов Н.Д., Белов А.Л. Нагрев газов в слое шаров // Машиностроение (Изв.высш.учеб.заведений).- М., 1984.- № 8.- С. 59-62.- ISSN 0536 - 1044.
4. Белов А.Л., Грязнов Н.Д. Минимизация объема шаровой насадки регенеративных теплообменников // Машиностроение (Изв.высш.учебных заведений).- М., 1986.- № 6.- С. 57-60.- ISSN 0536-1044.
5. Белов А.Л. Выбор геометрии элемента шаровой насадки регенеративного теплообменника // Машиностроение (Изв.высш.учеб.заведений).- М., 1987.- № 2.- С. 35-38.- ISSN 0536-1044.
6. Белов А.Л. Об оптимальных размерах высокотемпературного нагревателя с шаровой насадкой // Тез.докл.всесоюз.межвузов.конф.по газотурб.и комбинир.установкам, 18-21 ноября 1987г.- М., 1987.- С. 28.
7. А.с. 1382010 СССР, МКИ F 27 В 3/02. Способ нагрева слитков / А.Л.Белов и др. (СССР).- № 3896454 ; заявлено 15.05.85 ; Опубл. 30.07.88 , Бюл. № 12 // Открытия.Изобретения.- 1988.- № 12.- С. 82.
8. Иванов В.Л., Белов А.Л. Выбор геометрии высокотемпературного регенеративного теплообменника с шаровой насадкой // Машиностроение (Изв.высш.учеб.заведений).- М., 1988.- № 2.- С. 60-63.- ISSN 0536-2044.

Д-18369 от 17.04.89г.

Зак. 567 тир. 100 экз.

Объем I п.л.

Типография МВТУ им. Баумана