

На правах рукописи



Шагинян Алексей Юрьевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ  
ГАЗОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ  
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

05.23.03 Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,  
газоснабжение и освещение

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Волгоград-2006

Работа выполнена в Ростовском государственном строительном университете

Научный руководитель:

заслуженный деятель науки РФ,  
доктор технических наук, профессор

Иванов Владлен Васильевич

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки РФ,  
доктор технических наук, профессор

Бойков Геральд Павлович

кандидат технических наук, доцент

Коврина Ольга Евгеньевна

Ведущая организация:

Южно-Российский государственный  
технический университет

Защита состоится "19" мая 2006г. в 11 часов на заседании диссертационного совета K212.026.03 в Волгоградском государственном архитектурно-строительном университете по адресу: 400074, г. Волгоград, ул. Академическая, 1, ауд. В-710.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета.

Автореферат разослан "19" апреля 2006г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
канд. техн. наук, доцент



Н.М. Сергина

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), т.е. энергетических отходов технологических процессов, является наиболее экономичным по сравнению с остальными способами получения энергии. Такой путь позволяет сохранить постоянно дорожающее топливо, уменьшить загрязнение окружающей среды, разгрузить транспорт.

Главная возможность использования ВЭР – обеспечение теплоснабжения, т.е. покрытие тепловой нагрузки технологических нужд, питательного цикла котлов и систем испарительного охлаждения, горячего водоснабжения городов, отопления и вентиляции, кондиционирования воздуха.

Мощными источниками вторичных энергоресурсов являются промышленные печи, в которых часто сжигается природный газ.

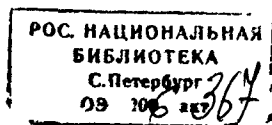
В установках комплексного использования теплоты продуктов сгорания природного газа наряду с разнообразными конвективными теплообменниками применяются гладкотрубные теплообменные аппараты для нагрева воды высокотемпературной газовой средой. Этот тип теплообменников имеет ряд достоинств, которые способствуют его широкому применению в практике:

- простая и соответственно дешевая конструкция;
- вариация поверхности нагрева возможна в большом диапазоне;
- реализация разработок возможна собственными силами любого промышленного предприятия.

Необходимой предпосылкой для создания и широкого внедрения таких теплообменных аппаратов является наличие достаточно простых и надежных способов расчета процессов нагрева жидкостей с применением ЭВМ и соответствующим программным обеспечением.

**Цель работы** заключается в изучении и анализе функционировании высокотемпературных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения на основе вторичных энергоресурсов.

В представленном исследовании получены простые, но обладающие необходимой для инженерной практики точностью методы приближенного расчета процессов радиационно-конвективного нагрева жидкостей высокотемпературной газовой средой.



Основные требования к полученным в работе методам исследования заключались в простоте и доступности расчетчикам, в широком диапазоне охвата задач переноса, поставленных теорией и практикой, в гарантии опытного подтверждения результатов методов.

Программа исследований была выполнена в три этапа. На первом этапе проведено изучение ряда инженерных задач нестационарного радиационно-конвективного нагрева, когда температура жидкости на входе в канал менялась вместе со временем.

Второй этап состоял в получении данных по распределению температур и тепловых потоков для стабилизированного течения.

Разработанная методика позволяла эффективно проводить как поверочные, так и конструкторские расчеты теплообменников.

Третий подход учитывал особенности радиационно-конвективного нагрева в термическом начальном участке канала.

Проведенное сравнение с экспериментальными и проектными данными высокотемпературных аппаратов утилизации теплоты систем теплоснабжения показало вполне удовлетворенное совпадение с теоретическими результатами.

**Основная идея работы** заключается в разработке простых методов конструкторского и поверочного расчета теплообменных аппаратов, в которых нагрев воды высокотемпературной газовой средой (ВЭР) осуществляется конвекцией и радиацией одновременно.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. Разработана и обоснована новая математическая модель процессов нагрева жидкостей в трубах радиацией и конвекцией одновременно.
2. На основе нового математического описания явлений теплопереноса предложен метод проведения поверочных и конструкторских расчетов высокотемпературных теплообменных устройств систем теплоснабжения, использующих теплоту вторичных энергоресурсов.
3. Получены обобщенные переменные, применение которых необходимо при проведении моделирования динамики радиационно-конвективного нагрева теплоносителей в высокотемпературных теплообменных аппаратах.
4. Выполнен качественный анализ динамики нагрева жидкостей в трубах теплообменных аппаратов, когда подвод теплоты к наружной поверхности

осуществляется радиацией и конвекцией одновременно, для двух характерных случаев течения: ламинарного и стержневого.

### **Методы и достоверность исследования**

Полученные в работе научные результаты базируются на классических положениях теории тепломассообмена и аэродинамики. Достоверность результатов подтверждается вычислительными экспериментами и проверкой предложенных методов на конкретных объектах, в качестве которых использовались различные высокотемпературные теплообменные аппараты систем теплоснабжения.

### **На защиту выносятся:**

- методы поверочных и конструкторских расчетов высокотемпературных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения, позволяющие достаточно просто и с высокой точностью находить величины температур и тепловых потоков.

- новые обобщенные переменные, которые объединяют теплофизические характеристики процесса радиационно-конвективного нагрева жидкости в трубах с геометрическими размерами теплообменного аппарата.

- результаты теоретического изучения стационарных и нестационарных процессов теплообмена в трубах, учитывающие влияние излучения наружных поверхностей.

- данные о расчетных и проектных (экспериментальных) значений температур и геометрических размерах, полученных для конкретных высокотемпературных теплообменных устройств систем теплоснабжения.

- закономерности процесса радиационно-конвективного нагрева жидкостей в каналах с использованием моделей стержневого и ламинарного течений. Особенности явлений теплообмена в начальном участке канала.

### **Практическая ценность и реализация результатов исследований**

Проведенное исследование и практические разработки позволяют использовать инженерную методику для выбора температурного режима высокотемпературного теплообменного аппарата в реальном диапазоне изменения рабочих параметров. Знание температурных режимов в подобных условиях позволяет наметить пути интенсификации теплообмена, выбрать оптимальные условия работы аппарата, предсказать динамику процесса нагрева, находить тепловые потоки. Результаты работы использованы в ОАО

"ОЗОН" и внедрены в учебный процесс кафедры теплогазоснабжения Ростовского государственного строительного университета.

**Апробация.** Основные результаты работы представлены:

-на Международной научно-практической конференции "Строительство-2003", Ростовский государственный строительный университет, 2003г;

-юбилейной научно-практической конференции "Строительство-2004", Ростовский государственный строительный университет, 2004г;

-Международной научно-практической конференции "Строительство-2005", Ростовский государственный строительный университет, 2005г;

-XV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов "Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках", Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, 2005г;

**Публикации.** По материалам исследований опубликовано 8 печатных работ

**Объем и структура работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы. Общий объем работы 160 страниц в том числе: 145 страниц основного текста, содержащий 13 таблиц на 13 страницах, 54 рисунка на 43 страницах, список используемой литературы из 109 наименований на 10 страницах.

Работа выполнена на кафедре Теплогазоснабжения Ростовского государственного строительного университета (научное направление: "Процессы тепло- и массообмена и повышение эффективности работы теплообменных систем"/. Код ГРНТИ: 67.53.21; 75.31.23. УДК 697.1; 644.11; 697.3)

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Относительное влияние различных видов переноса при теплообмене между греющей газовой средой и наружной поверхностью канала существенно зависит от их температур. Интенсивность процесса конвекции определяется главным образом разностью температур и незначительно самим температурным уровнем, тогда как интенсивность лучистого теплообмена резко возрастает с повышением этого уровня. При умеренных температурах явления конвекции играют основную роль в комбинированном теплообмене;

при высоких температурах механизм конвективного теплообмена усиливается лучистым теплопереносом. В подобных условиях работы находятся все рассмотренные выше теплообменные аппараты.

Строгая постановка задачи теплообмена в каналах включает уравнения энергии, движения, неразрывности с соответствующими краевыми условиями.

Решение подобной задачи позволяет определить поля скоростей, давлений и температур в рассматриваемой области.

В то же время в инженерных приложениях при расчете теплообменных устройств часто и не нужно знать распределение всех параметров по сечению канала. Поэтому в большинстве инженерных приложений расчет теплообмена и гидравлических потерь в каналах теплообменных устройств ведется на основе одномерного, т.е. по сути дела интегрального (по сечению) описания теплообменных процессов.

При одномерном описании предполагается, что все параметры потока изменяются по времени и лишь в одном измерении по длине канала, т.е. по  $x$ , а по сечению канала они постоянны и равны некоторым средним значениям.

Такой подход существенно упрощает математическую формулировку задачи, делая ее вполне разрешимой для численного расчета.

Для того чтобы избавиться от чрезмерно громоздких выражений, вводятся два основных допущения.

Во-первых, считается, что стенки трубы термически тонкие (в производственных условиях обычно используют металлические трубы малой толщины, поэтому такое допущение физически вполне оправдано). Во-вторых, как это обычно принято в подобных расчетах, принимают температуру греющей среды  $T_c$  известной. Тогда тепловой поток на стенке канала становится пропорциональным разности первых и четвертых степеней температур окружающей газовой среды  $T_c$  и наружной поверхности стенки  $T_{\text{пов}}$ .

При указанных допущениях уравнение энергии, описывающее радиационно-конвективный нагрев жидкости в трубах, имеет вид:

$$\frac{GC_p}{W} \frac{\partial T}{\partial \tau} + GC_p \frac{\partial T}{\partial x} = U \left[ \alpha (T_c - T) + \epsilon \sigma_0 (T_c^4 - T^4) \right], \quad (1)$$

где  $G = W \rho \frac{\pi d_0^2}{4}$  - массовый расход теплоносителя;  $\alpha$  и  $\varepsilon$  - соответственно коэффициент теплоотдачи и приведенная степень черноты со стороны греющей газовой среды;  $U = \pi d$  - периметр поперечного наружного сечения трубы.

Уравнение (1) можно представить в обобщённых переменных

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \eta} + \frac{\partial \Theta}{\partial \varphi} = p(1 - \Theta) + 1 - \Theta^4. \quad (2)$$

Здесь

$$\Theta = \frac{T}{T_c}, \eta = \frac{4\varepsilon\sigma_0 T_c^3}{\rho C_p d_0} \frac{d}{d_0} \tau, \varphi = \frac{4\varepsilon\sigma_0 T_c^3}{\rho C_p d_0 W d_0} \frac{d}{d_0} x, p = \frac{\alpha}{\varepsilon\sigma_0 T_c^3}.$$

Переменные  $\eta$ ,  $\varphi$  и параметр  $p$  можно выразить через известные числа подобия

$$\eta = 2SkFo, \varphi = 2SkX, p = \frac{Bi}{Sk}.$$

Здесь  $Sk = \frac{\varepsilon\sigma_0 T_c^3 d_0}{2\lambda} \frac{d}{d_0}$  - число Старка,  $Bi = \frac{\alpha d_0}{2\lambda} \frac{d}{d_0}$  - число Био,

где  $X = \frac{4x}{Re d_0}$ ,  $Re = \frac{w d_0}{a} = \frac{w d_0}{\lambda} \rho C_p$  - число Пекле,

$$Fo = \frac{a\tau}{(d_0/2)^2} = \frac{4\lambda}{\rho C_p d_0^2} \tau - \text{число Фурье}$$

Здесь существенно отметить, что  $\eta$ ,  $\varphi$  и  $p$  не зависят от коэффициента теплопроводности жидкости, так как  $\lambda$  не содержится в произведениях  $SkFo$ ,  $SkX$  и параметре  $p$ .

Начальное условие к уравнению (2)

$$\Theta = \Theta(0, \varphi) \quad (3)$$

найдется как решение уравнения

$$\frac{d\Theta}{d\varphi} = p(1 - \Theta) + 1 - \Theta^4 \quad (4)$$

Интеграл

$$\varphi = \int_0^\Theta \frac{d\Theta}{p(1 - \Theta) + 1 - \Theta^4} \quad (5)$$

выражается через элементарные функции.

Для облегчения практических расчётов при переходе от  $\varphi$  к  $\Theta$  в работе представлены графические и табличные представления зависимости (5)



Граничное условие к стационарному уравнению (4) имеет вид

$$\Theta = \Theta_0 - \text{пост при } \varphi = 0. \quad (6)$$

В настоящей работе рассматривались практически важные модельные задачи теплопереноса, когда температура на входе в канал изменяется во времени.

В этом случае краевое условие для уравнения (2) (на входе в трубу при  $\varphi = 0$ ) запишется как

$$\Theta(\eta, 0) = f(\eta). \quad (7)$$

Для решения исходной задачи теплопереноса (1)-(7) использовался разностный метод. Были рассмотрены случаи, представляющие наибольший интерес для инженерной практики, когда температура теплоносителя на входе в трубу менялась со временем по линейному, экспоненциальному и гармоническому законам.

Рисунок 1 показывает динамику роста нестационарных температур жидкости в трубе при радиационно-конвективном нагреве.

Описаны результаты поверочных расчетов разработанных и внедренных высокотемпературных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения, использующих теплоту вторичных энергоресурсов. Определению подлежали температуры воды на выходе из теплообменника и количества передаваемой теплоты.

После определения требуемого теплового потока решался вопрос определения размера теплообменника, чтобы обеспечить передачу этого теплового потока (конструкторский расчет).

Расчет температур нагреваемой воды выполнялся на основе уравнения (4).

Геометрические размеры теплообменных аппаратов находились по формулам:

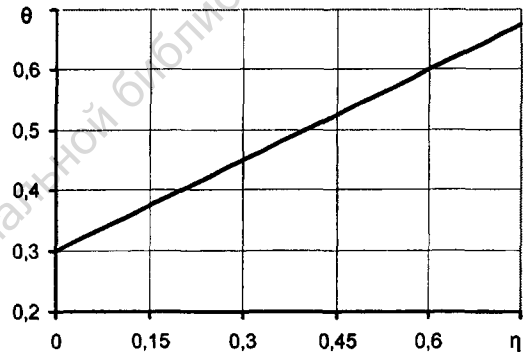
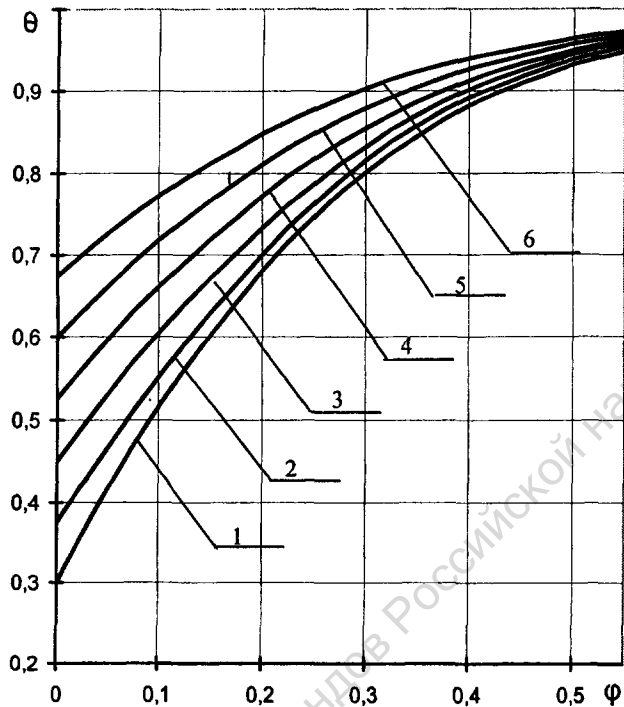
площадь поперечного сечения для прохода воды

$$f = n\pi \frac{d_0^2}{4}, \text{ м}^2; \quad (8)$$

поверхность нагрева

$$F = l_0 \pi d = n l \pi d, \text{ м}^2 \quad (9)$$

Здесь  $n$  – число труб;  $l_0$  – их общая длина;  $l$  – длина одной трубы.



$$\Theta = \Theta_0 + b\eta; \quad \Theta_0 = 0,3; \quad b = 0,5$$

Изменение безразмерной температуры  $\Theta$  на входе.

Рис. 1. Зависимость безразмерной температуры  $\Theta$  от координат  $\phi$  и  $\eta$  (1 -  $\eta = 0$ ; 2 -  $\eta = 0,15$ ; 3 -  $\eta = 0,3$ ; 4 -  $\eta = 0,45$ ; 5 -  $\eta = 0,6$ ; 6 -  $\eta = 0,75$ ) при  $p = 0,5$ .

Относительно выбора масштаба отнесения  $T_c$  можно отметить следующее.

Так как разница между температурами газа на входе  $t_r^{вх}$  и на выходе  $t_r^{вых}$  в исследуемых теплообменниках составляет  $(350 \div 400)^\circ\text{C}$ , а повышение температуры нагреваемой воды  $t_v$  лежит в пределах  $(40-70)^\circ\text{C}$ , принимая  $t_g \approx \text{пост}$ , получаем приближенную зависимость, используемую в дальнейших расчетах

$$T_c \cong 273 + \frac{t_z^{вх} - t_z^{вых}}{\ln \frac{t_z^{вх} - t_g}{t_z^{вых} - t_g}} + t_g \quad (10)$$

Порядок проведения поверочного расчета заключается в следующем:

1. Вычисляются относительные значения заданной температуры воды на входе

$$\Theta_0 = \frac{t_g^{вх} + 273}{t_c + 273} = \frac{T_0}{T_c} \quad (11)$$

2. Зная величину предварительно рассчитанного параметра  $p$  и используя решение исходного уравнения (4), приведенное в главе III, определяется значение  $\Phi_{вх}$  на входе в обогреваемую трубу.

3. При  $x = l$ , где  $l$  – рассчитанная длина трубы, находится величина обобщенной переменной  $\Phi_x = l$

4. Используя значение обобщенной переменной на выходе

$$\Phi_{вых} = \Phi_{вх} + \Phi_{x=l} \quad (12)$$

и решение уравнения (4), определяется  $\Theta_{вых}$  – безразмерная температура воды на выходе из обогреваемой трубы

$$\Theta_{вых} = \frac{t_g^{вых} + 273}{t_c + 273} \quad (13)$$

Переходя теперь к размерным переменным, получим

$$t_g^{вых} = \Theta_{вых} (t_c + 273) - 273, ^\circ\text{C} \quad (14)$$

Определенная таким образом температура воды на выходе из теплообменного аппарата  $t_g^{вых}$ , сравнивалась с проектной (экспериментальной)

Найденное значение величины  $t_g^{вых}$  позволило рассчитывать и количество теплоты, отдаваемое продуктами сгорания нагреваемой воде, по формуле

$$Q = GC_p (t_e^{\text{вых}} - t_e^{\text{вх}}), \text{ кВт}, C_p = 4,19 \text{ кДж/кг-град.} \quad (15)$$

Расчитанное значение  $Q$  сравнивалось с проектной величиной теплового потока исследуемого теплообменника.

Для анализа работы высокотемпературных теплообменников на отходящих газах был выбран рекуперативный водонагреватель, разработанный Ростовским инженерно-строительным институтом на основе конструкции "Гипромеза"

Исходные данные и основные расчетные величины исследуемого водоподогревателя приведены в отчёте о научно-исследовательской работе "Комплексное использование тепла продуктов сгорания природного газа на Донецком экскаваторном заводе". № гос. регистрации 01.84.0006798. Шифр темы х/д 8/84. Ростов-на Дону. Ростовский инженерно-строительный институт, 1985.

Второй теплообменник для нагрева воды теплотой высокотемпературных газов описан в диссертации А. Майснер "Комплексное использование теплоты продуктов сгорания природного газа для теплоснабжения и вентиляции на машиностроительных предприятиях": Дис.... канд.техн.наук. Ростов-на-Дону: 1990.

Третий теплообменник, в котором нагревается вода для отопления и технологических нужд, использует теплоту продуктов сгорания от кольцевых печей в кузнечно-штамповочном цехе.

Схема установки и проектные результаты расчета были взяты из книги Е.Е. Новгородского и др. Комплексное энерготехнологическое использование газа и охрана воздушного бассейна. – М.: Дело, 1997.

В таблице 1 приведены значения расчетных температур воды на выходе и количество передаваемой теплоты исследуемых теплообменников.

Из сравнения полученных данных с проектными и экспериментальными исследованиями по нагреву воды в высокотемпературных теплообменниках систем теплоснабжения можно сделать вывод, что температурные распределения, найденные с помощью предлагаемого метода, достаточно хорошо отражают действительную картину процесса теплопереноса.

Выше конечной целью являлось определение конечной температуры нагреваемой жидкости и количества передаваемой теплоты.

Таблица 1 - Сравнение рассчитанных и проектных (экспериментальных) данных по нагреву воды

Исходные данные	Первый теплообменник	Второй теплообменник	Третий теплообменник
$G$ , кг/с	1,33	0,963	7,22
$W$ , м/с	0,84	0,91	1,0
$l_0$ , м	74	36,2	168,3
$n$	3	2	14
$l$ , м	24,6	18,1	12
$t_{вх}^{\text{вх}}$ , °С	5	10	50
$t_{г}^{\text{вх}}$ , °С	800	1100	1100
$t_{г}^{\text{вых}}$ , °С	400	750	750
$T_c$ , К	850	1100	1100
$p$	3,0	1,0	1,0
Рассчитанная $t_{в}^{\text{вых}}$ , °С	73	84,5	92
Проектная $t_{в}^{\text{вых}}$ , °С	70	80,0	90
Расхождение, %	4,3	5,62	2,22
Рассчитанное $Q$ , кВт	378	300	1270
Проектное $Q$ , кВт	362	282	1210
Расхождение, %	4,43	6,39	4,96

Целью же конструкторского расчета теплообменных аппаратов является нахождение поверхности нагрева  $F$ .

Предлагаемый метод и в этом случае оказывается эффективным средством для быстрого определения достаточно точного значения величины поверхности теплообменного устройства. Если объединить уравнения для обобщенной переменной  $\varphi_{x=l}$ , поверхности нагрева и расхода, получим новое выражение для  $\varphi_{x=l}$ , включающее уже теперь величину  $F$ :

$$\varphi_F = \frac{\varepsilon \sigma_0 T_c^3 F}{C_p G} \quad (16)$$

Отсюда поверхность нагрева определяется как

$$F = \varphi_F \frac{C_p G}{\varepsilon \sigma_0 T_c^3} \quad (17)$$

Обобщенная переменная  $\varphi_F$  находится следующим образом.

По известным безразмерным температурам воды на входе  $\Theta_0$  и выходе  $\Theta_{\text{вых}}$ , используя уравнение (4), определяют обобщенные переменные  $\varphi_{\text{вх}}$  и  $\varphi_{\text{вых}}$ , тогда  $\varphi_F = \varphi_{\text{вых}} - \varphi_{\text{вх}}$ .

В таблице 2 приведены значения расчетных и проектных величин поверхности нагрева  $F$  для трех исследуемых в этой главе теплообменных аппаратов.

Таблица 2 -Сравнение рассчитанных и проектных величин поверхностей нагрева

Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Первый теплообменник $G = 1,33$ кг/с	Второй теплообменник $G = 0,963$ кг/с	Третий теплообменник $G = 7,22$ кг/с
Рассчитанная	7,38	3,55	16,38
Проектная	7,40	3,22	17,00
Расхождение, %	0,27	10,2	3,64

Для более глубокого понимания динамики радиационно-конвективного нагрева жидкостей в трубах в работе рассмотрены два характерных случая течения жидкости: стержневое с однородным по сечению профилю скорости и ламинарное с пуазелевским распределением скорости.

Применение подобных моделей значительно упрощает расчет процессов теплообмена. Поэтому такой подход нередко используется при анализе сложных процессов теплопереноса даже в тех случаях, когда условия постоянства скорости по сечению или ламинарный характер течения заведомо не выполняются. Такие расчеты дают качественно правдивую картину процесса, однако их количественные результаты могут заметно отличаться от действительных значений.

Хотя представленные результаты из-за их приближенного значения имеют ограниченную ценность, они дают возможность достаточно просто провести параметрический анализ процесса конвективно-радиационного нагрева жидкостей в трубах. Важность такого анализа заключается в том, что он позволяет выявить связи между отдельными переменными, характеризующими теплоперенос, дает возможность более глубоко вскрыть физический смысл полученных решений.

Математическая постановка задачи переноса в обобщенных переменных включает уравнение энергии

$$\frac{\partial^2 \Theta(X, R)}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial R} = \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial X} - \text{стержневое,} \quad (18)$$

$$\frac{\partial^2 \Theta(X, R)}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial R} = (1 - R^2) \frac{\partial \Theta(X, R)}{\partial X} - \text{ламинарное}, \quad (19)$$

граничные условия

$$\Theta(0, R) = \Theta_0,$$

$$\frac{\partial \Theta(X, 0)}{\partial R} = 0,$$

$$\frac{\partial \Theta(X, 1)}{\partial R} = \text{Bi}[1 - \Theta(X, 1)] + \text{Sk}[1 - \Theta^4(X, 1)]$$

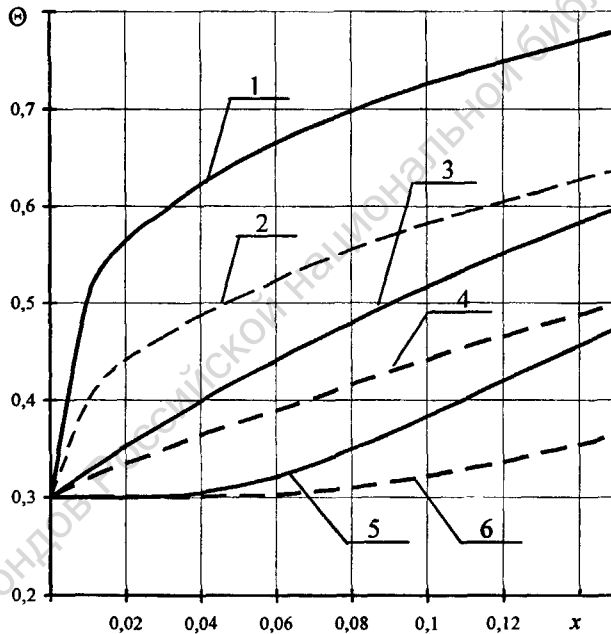


Рис. 2. Изменение температуры в потоке жидкости,  $\text{Bi}=0,7$ ;  $\text{Sk}=0,35$ ; ( $\rho=2,0$ ): 1,2 – на поверхности; 3,4 – среднemasовые температуры; 5,6 – на оси трубы; – – – стержневое течение — — — ламинарное течение

Определению подлежали температуры стенок  $\Theta(X, 1)$ , а также среднemasовые по сечению температуры жидкости

$$\bar{\Theta}(X) = 2 \int_0^1 \Theta(X, R) R dR \text{ - стержневое,} \quad (20)$$

$$\bar{\Theta}(X) = 4 \int_0^1 \Theta(X, R) R (1 - R^2) dR \text{ - ламинарное,} \quad (21)$$

необходимые для расчета теплового потока

$$Q = \rho \bar{W} C_p T_c [\bar{\Theta}(X_2) - \bar{\Theta}(X_1)], \text{ Вт,} \quad (22)$$

где  $\bar{\Theta}(X_1)$ ,  $\bar{\Theta}(X_2)$  – относительные среднемассовые температуры жидкости на концах рабочего участка трубы.

Локальные значения плотности теплового потока на поверхности трубы находились по формуле

$$Q_{\text{пов}} = \frac{q_{\text{пов}} r_0}{\lambda T_c} = \text{Bi} [1 - \Theta(X, 1)] + \text{Sk} [1 - \Theta^4(X, 1)] \quad (23)$$

Для иллюстрации на рисунке 2 показано изменение температур на поверхности  $\Theta(X, 1)$  и на оси  $\Theta(X, 0)$  круглой трубы. На этих же графиках представлены значения среднемассовых по сечению температур жидкости  $\bar{\Theta}(X)$ .

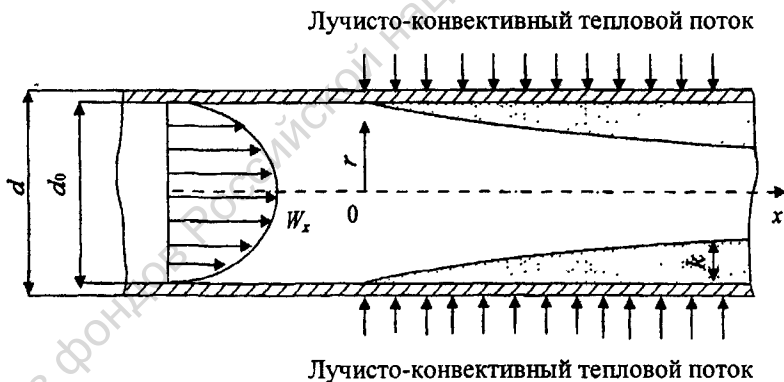


Рис. 3. Физическая модель и система координат для термического начального участка трубы

Было показано также влияние поперечного термического сопротивления стенок труб на характер изменения локальных тепловых потоков и среднемассовых температур. Параметром задачи переноса являлось число



$$\beta = \frac{\lambda}{\lambda_w} \ln \frac{d}{d_0}, \quad (24)$$

определяющее взаимное тепловое влияние стенок канала и жидкости.

В заключение было выполнено исследование процессов радиационно-конвективного нагрева жидкости в термическом начальном участке круглой трубы. Используемая при этом физическая модель и система координат представлены на рис. 3

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Обзор отечественной и зарубежной научно-технической литературы показал, что процессы радиационно-конвективного нагрева жидкостей в высокотемпературных теплообменных аппаратах систем теплоснабжения, использующих теплоту вторичных энергоресурсов, изучены недостаточно. Для создания более совершенных конструкций необходимо накопление достаточно полной и достоверной информации о процессах переноса теплоты в подобных устройствах.

2. Анализ радиационно-конвективного нагрева жидкостей в трубах выполнен на основе одномерного, т.е. интегрального (по сечению канала) описания процесса.

3. В работе изучены важные для практики задачи, в которых течение жидкости стационарно, а тепловые граничные условия на входе изменяются во времени. Результаты решения представлены в широком диапазоне изменения режимных параметров.

4. Используя одномерную схему описания и расчета процессов радиационно-конвективного нагрева, рассмотрены и проанализированы также стационарные явления теплообмена при течении жидкости в трубах.

5. Получены количественные оценки влияния обобщенных переменных процесса переноса на величину и характер температур нагреваемой жидкости.

6. Проведено сравнение с известными проектными и экспериментальными данными, характеризующими работу трех различных высокотемпературных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения. Установлено, что результаты поверочных и конструкторских расчетов этих теплообменников, полученных на основе предложенной расчетной схемы,

дают вполне удовлетворительное согласие с проектными и экспериментальными данными.

7. Выполнен качественный анализ процессов высокотемпературного нагрева жидкостей в трубах для двух предельных случаев ламинарного и стержневого течений.

8. Анализ полученных результатов позволил выявить влияние долей радиационной и конвективной составляющей теплового потока, а также поперечного термического сопротивления стенок труб на характер и величину среднemasовых температур жидкости.

9. Сделана попытка расчета распределения температур в потоке жидкости при меняющейся вязкости с привлечением теории пограничного слоя.

10. Применение представленных в работе способов расчета температурных режимов теплообменных аппаратов проиллюстрировано в диссертации многочисленными конкретными примерами расчёта. Для облегчения и ускорения вычислений температурных распределений и тепловых потоков разработаны соответствующие номограммы.

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$a$  - коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\Theta$  - безразмерная температура;  $C_p$  - теплоемкость при постоянном давлении,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ ;  $d$  - наружный диаметр трубы,  $\text{м}$ ;  $d_0$  - внутренний диаметр трубы,  $\text{м}$ ;  $k$  - безразмерная толщина теплового пограничного слоя;  $p$  - безразмерный параметр;  $Q$  - тепловой поток,  $\text{Вт}$ ;  $R$  - обобщенная координата;  $r$  - радиальная координата,  $\text{м}$ ;  $r_0$  - внутренний радиус трубы,  $\text{м}$ ;  $T_0$  - температура на входе в обогреваемый участок канала,  $\text{К}$ ;  $T_{\text{пов}}$  - температура на поверхности канала,  $\text{К}$ ;  $T_c$  - температура греющей среды,  $\text{К}$ ;  $t_{\text{пов}}$  - температура на поверхности канала,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $X$  - обобщенная координата;  $x$  - продольная координата,  $\text{м}$ ;  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}$ ;  $\beta$  - безразмерный параметр, характеризующий термическое сопротивление стенки канала;  $\varepsilon$  - приведенная степень черноты наружной поверхности канала;  $\eta$  - обобщенная переменная;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{град}$ ;  $\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\sigma_0$  - коэффициент излучения абсолютно черного тела,  $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{град}^4$ ;  $\varphi$  - обобщенная переменная;

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ ОТРАЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Шагинян, А.Ю. Исследование теплопереноса в термическом начальном участке трубы при радиационно-конвективном нагреве [Текст] / В.В. Иванов, А.Ю. Шагинян. // Междунар. науч.-практ. конф./ Рост. н/Д гос. строит. ун-т. - Ростов н/Д, 2005.-С. 225.

2. Шагинян, А.Ю. Процессы нестационарного радиационно-конвективного нагрева (охлаждения) жидкостей при течении в трубах [Текст] / В.А.Елисеев, А.Ю. Шагинян // Сборник докладов XV школы-семинара молодых ученых и специалистов "Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках"/ Калужский филиал Моск. гос технич. ун-та им. Н.Э. Баумана – Калуга, 2005.-С. 61-65. -Библиогр.: с. 65.

3. Шагинян, А.Ю. Радиационно-конвективный нагрев жидкости в начальном участке трубы [Текст] / А.Ю. Шагинян / Рост. гос. строит. ун-т – Ростов н/Д, 2005. -Библиогр.: с. 15.- деп. в ВИНТИ. №767-В2005, 15с.

4. Шагинян, А.Ю. Исследование теплообменных устройств систем теплоснабжения для нагрева воды высокотемпературной газовой средой [Текст] / А.Ю. Шагинян // Рост. гос. строит. ун-т. – Ростов н/Д, 2005. - Библиогр.: с. 28.- деп. в ВИНТИ. №1120-В2005, 28с.

5. Шагинян, А.Ю. Процессы нестационарного радиационно-конвективного нагрева жидкостей в трубах [Текст] / В.В. Иванов, А.Ю. Шагинян // Материалы юбилейной Междунар. науч.-практ. конф.: Тез. докл.- Ростов н/Д: РГСУ, 2004.-С. 160.

6. Шагинян, А.Ю. Качественное моделирование процессов высокотемпературного нагрева жидкостей при течении в каналах [Текст] / В.В. Иванов, А.Ю. Шагинян // Междунар. науч.-практ. конф. / Ростовский н/Дону гос. строит. ун-т. - Ростов н/Дону, 2003.-с. 66.

7. Шагинян, А.Ю. Процессы нагрева жидкостей в высокотемпературных теплообменниках [Текст] / В.В. Иванов, В.В. Волочай, А.Ю. Шагинян // Известия РГСУ.- 2003. -№7. -С. 161-166. -Библиогр.: с. 166.

8. Шагинян, А.Ю. Процессы радиационно-конвективного нагрева жидкости при течении в трубах [Текст] / В.В. Иванов, А.Ю. Шагинян // Вестник Воронежского государственного технического университета. Серия "Энергетика". Выпуск 7.3. - 2003.-С. 39-41. -Библиогр.: с. 41.

3

№ - 9175

2006 А  
9175

ШАГИНЯН АЛЕКСЕЙ ЮРЬЕВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ  
ГАЗОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМАХ  
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Специальность 05.23.03 Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование  
воздуха, газоснабжение и освещение

364

---

Подписано в печать 12.04.2006г. Формат 60×84 1/16.  
Бумага писчая. Ризограф. Уч.-изд.л. 1,0.  
Тираж 100 экз. Заказ № 469.

Редакционно-издательский центр Ростовского государственного строительного  
университета  
344022, Ростов-на-Дону, ул. Социалистическая, 162

---