

Электронный научный журнал "Математическое моделирование, компьютерный и натурный эксперимент в естественных науках" <http://mathmod.esrae.ru/>
URL статьи: mathmod.esrae.ru/51-218

Ссылка для цитирования этой статьи:

Керимов З.Х. Математическая модель газодинамических процессов в электронагревательной установке для подогрева природного газа // Математическое моделирование, компьютерный и натурный эксперимент в естественных науках. 2025. №3

УДК 621.3.036:622.323

DOI:10.24412/2541-9269-2025-3-52-65

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ ДЛЯ ПОДОГРЕВА ПРИРОДНОГО ГАЗА

Керимов З.Х.

Азербайджанский Технический Университет (АзТУ),
Азербайджан, Баку, kerimov.z@aztu.edu.az

MATHEMATICAL MODEL OF GAS DYNAMIC PROCESSES IN AN ELECTRICAL HEATING UNIT FOR HEATING NATURAL GAS

Kerimov Z.Kh.

Azerbaijan Technical University (AzTU),
Azerbaijan, Baku, kerimov.z@aztu.edu.az

Аннотация. Разработана математическая модель газодинамических процессов в электронагревательной установке для подогрева природного газа, нагнетаемого в нефтяную скважину, основывающаяся на одномерных и трехмерных уравнениях нестационарного потока идеального газа в цилиндрической полярной системе координат. Газодинамическая модель сопряжена с двухмерной моделью нестационарной теплопроводности с внутренними источниками тепла, описывающей процесс теплопроводности в элементах нагревателя. Приводятся некоторые результаты расчетов.

Ключевые слова: математическая модель газодинамических процессов, электронагревательная установка для подогрева природного газа, трехмерный нестационарный поток идеального газа, цилиндрическая система координат

Abstract. A mathematical model of gas-dynamic processes in an electrical heating unit for heating natural gas injected into an oil well has been developed. The model is based on one-dimensional and three-dimensional equations of unsteady flow of ideal gas in a cylindrical polar coordinate system. The gas-dynamic model is coupled with a two-dimensional model of unsteady heat conduction with internal heat sources, describing the process of heat conduction in the heater elements. Some calculation results are presented.

Keywords: A mathematical model of gas-dynamic processes, electrical heating unit for

heating natural gas, three-dimensional unsteady flow of ideal gas, cylindrical coordinate system

1. Введение

В связи с ускоренным развитием средств вычислительной техники и методов прикладной математики в последние десятилетия, методы математического моделирования процессов в различных технических устройствах также получили сильное развитие. Математические модели, являясь мощным инструментом исследования сложных термогазодинамических процессов в устройствах и агрегатах теплоэнергетики, становятся важным средством в процессе разработки и оптимизации конструктивных параметров этих устройств. При этом методы математического моделирования могут соперничать с экспериментальными методами, значительно экономя время и материальные средства при разработке и доводке упомянутых устройств. Это в полной мере можно отнести и к процессу разработки теплообменных аппаратов, применяемых для подогрева природного газа, нагнетаемого в нефтяную скважину при добыче нефти для поддержания давления в нефтеносном пласте.

При определении конструктивных параметров теплообменных аппаратов важнейшим этапом является определение необходимой площади поверхности теплообмена исходя из заданных условий, а именно, тепловой нагрузки аппарата, расхода теплоносителей и их температур на входе и выходе. Раньше наиболее часто для этого производился статический расчет для установившихся тепловых и газодинамических режимов теплообменных аппаратов [1]. Методика расчета по оптимизации параметров теплообменного аппарата, предложенная в работе [2], основывается на применении статического подхода к расчету процессов теплообмена и течений сред. Подобный подход не учитывает многих конструктивных особенностей аппарата, распределения температур по поверхностям теплообмена, изменения температур теплоносителей по объему и вдоль движения потоков, потерь тепла за счет теплообмена с окружающей средой и особенно, конфигураций и газодинамических характеристик потоков теплоносителей и требует примерного задания значений некоторых параметров. Это усложняет и продлевает процесс дальнейшей экспериментальной доработки этих агрегатов.

Поэтому в последние десятилетия для решения этих задач предложены различные методы математического моделирования нестационарных процессов, происходящих в теплообменных аппаратах. Так, например, в работе [3] приводится математическая модель нестационарных тепловых процессов в противоточном теплообменном аппарате. Как тепловые, так и газодинамические процессы в объемном аппарате описаны одномерными нестационарными уравнениями, которые решены численными методами. Конечно, нестационарная постановка задачи является большим шагом вперед по сравнению со стационарной постановкой. Однако, численное моделирование как тепловых, так и газодинамических процессов в одномерной постановке не может с достаточной

точностью учитывать все аспекты процессов, происходящих в объемном аппарате.

В работе [4] приводятся особенности математической модели в теплообменном аппарате, осуществляющем подогрев нефти за счет теплоты воды, то есть теплообмен в аппарате происходит между двумя жидкими средами, чем по-видимому объясняется решение задачи в одномерной постановке. Гидродинамические процессы моделируются с использованием достаточно точных, осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса для вязкой несжимаемой жидкости, с учетом турбулентности сред. Уравнения решены численным методом конечных объемов. Приводятся результаты численного моделирования процессов в теплообменном аппарате.

Следует особо отметить математическую модель газодинамических процессов в теплообменном аппарате, предложенную в работах [5, 6], базирующуюся на уравнениях Навье-Стокса в трехмерной декартовой системе координат. Уравнения решены методом крупных частиц. Однако, по нашему мнению, представление уравнений в инвариантах Римана нельзя считать удачным, так как для строгого соблюдения законов сохранения при численном решении этих уравнений, предпочтительнее было бы их представление в консервативных переменных.

В последнее время в связи с появлением пакетов универсальных программных систем, содержащих программы готового решения сложных типовых уравнений, в том числе их численного решения для облегчения решения различных задач по численному моделированию и проектированию разных процессов, протекающих в технических устройствах, появились научные работы, использующие возможности этих программных систем. Одним из примеров использования таких программ является работа [7], в которой для решения поставленной задачи использована система программирования ANSYS. В работе [7] система программирования использована для оптимизации параметров теплообменника. При этом в трубках теплообменника течение среды рассматривается как одномерное течение, а во входной камере моделируется пространственное течение среды и в статье приводятся результаты визуализации пространственного течения. Система программирования ANSYS использована также в работе [8] для оптимизации конструктивных параметров теплообменного аппарата в трехмерной постановке задачи.

Таким образом, в результате анализа рассмотренного материала можно сделать заключение о том, что для более точного учета процессов теплообмена при математическом моделировании требуется возможно более корректный учет конвективного переноса тепла рабочей средой и распределения температуры по поверхностям теплообмена, учет конфигураций потоков теплоносителей, что подразумевает моделирование нестационарных газодинамических и термодинамических процессов, а также теплопроводности в трехмерной постановке задачи. Это, в свою очередь, требует создания термогазодинамической математической модели турбулентного, нестационарного потока с точным уче-

том конфигурации потока газа в теплообменном аппарате с применением соответствующей системы координат, обеспечивающей более точное вписывание в геометрическую конфигурацию аппарата. Кроме того, для строгого соблюдения законов сохранения уравнения газодинамических процессов должны быть представлены в консервативных переменных, а численные методы их решения удовлетворять законам сохранения.

2. Постановка задачи

Объектом исследования является электронагревательная установка, которая применяется для подогрева природного газа, нагнетаемого в нефтяную скважину при газлифтной добыче для поддержания давления в нефтеносном пласте [9].

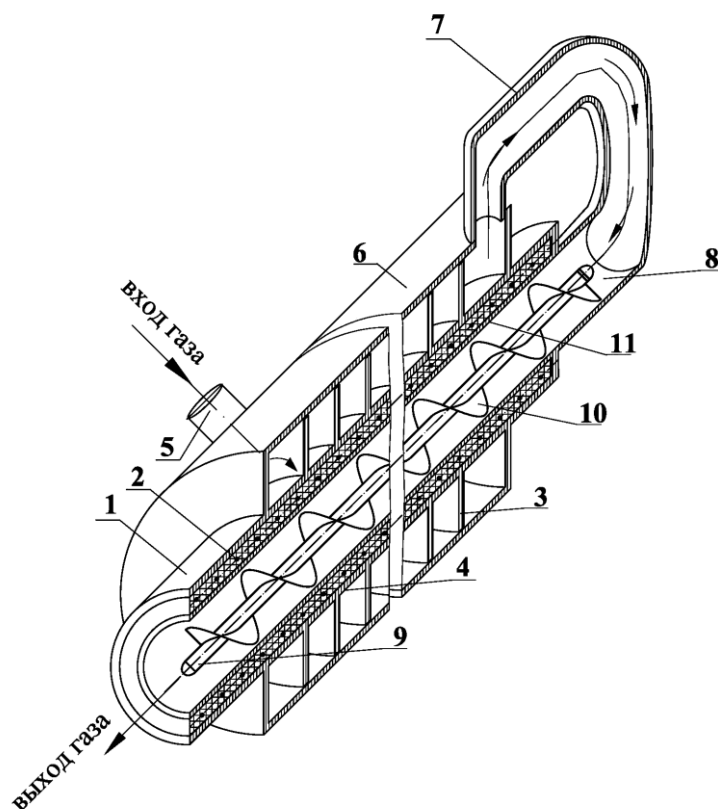


Рис. 1. Схема электронагревательной установки.

Схема электронагревательной установки представлена на рис. 1. Электронагревательный элемент представляет собой трубчатый нагреватель (1), внутри которого размещена электрическая спираль (2), намотанная на цилиндрическую поверхность. Внутренняя полость нагревательного элемента заполнена теплопроводящим и электроизоляционным материалом. На наружной цилиндрической поверхности нагревательного элемента имеются спиралевидные направляющие ребра (3), имеющие тепловой контакт с наружной поверхностью (4) нагревательного элемента. Внутреннее пространство ребер образует три па-

параллельных спиралевидных канала с прямоугольным проходным сечением в виде трехзаходного винта, намотанного на цилиндрическую поверхность (4) нагревательного элемента. Из входного патрубка (5) газ поступает в три параллельных спиралевидных канала, являющиеся первой ступенью нагревателя. Ребра не имеют теплового контакта с наружной цилиндрической оболочкой (6) аппарата.

Из выхода первой ступени нагревателя газ отводится с помощью промежуточного патрубка (7) и подводится во внутреннюю цилиндрическую полость (8) нагревательного элемента, являющуюся второй ступенью нагревателя. Внутри цилиндрической полости нагревателя на оси (9) неподвижно установлен однозаходный шнек (10), который для интенсификации процесса теплоотдачи между внутренней цилиндрической поверхностью (11) нагревателя и газом придает потоку газа вращательное движение. Шнек не имеет теплового контакта с внутренней поверхностью нагревателя (11), а имеет контакт с центральной осью, к которой приварен.

Теплообменные процессы в полостях и каналах теплообменника, в частности, процессы конвективного теплопереноса и теплоотдачи между газом и стенками тесно связаны с перемещениями масс газа, т.е. с газодинамической ситуацией в аппарате. Поэтому, модель газодинамических процессов является неотъемлемой частью общей термогазодинамической математической модели аппарата. Следовательно, в систему уравнений термогазодинамических процессов в аппарате, кроме уравнений, описывающих процессы теплопроводности, должны быть включены также уравнения сплошности, количества движения и энергии, с учетом конвективного теплопереноса и теплоотдачи между газом и стенками, что и является предметом настоящей работы.

3. Система определяющих уравнений

Каждый из спиралевидных каналов (рис. 1) первой ступени нагревателя имеет прямоугольное сечение с размерами 44 мм × 48,5 мм и длину 20,45 м. Поток в канале с такими соотношениями размеров с достаточной точностью может быть рассмотрен как одномерный. Поэтому для описания потока в каждом из каналов первой ступени можно применить уравнения одномерного нестационарного потока сжимаемого, вязкого газа, с учетом теплоотдачи через стенки, ограничивающие поток и газодинамического сопротивления. В интервале рабочих температур нагревателя природный газ (метан) может быть рассмотрен как идеальный газ.

Нестационарный поток идеального газа в одномерном канале описывается системой одномерных уравнений в консервативных переменных – уравнениями сплошности, количества движения и энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_T)}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho w_T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(p + \rho w_T^2)}{\partial x} = -\frac{\xi}{2d_T} w_T |w_T| \rho, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial e}{\partial \tau} + \frac{\partial[(i + 0,5w_T^2)\rho w_T]}{\partial x} = & \alpha_{w1}(T_{w1} - T) \frac{1}{f_T} \frac{dF_{w1}}{dx} + \\ & + \alpha_{w2}(T_{w2} - T) \frac{1}{f_T} \frac{dF_{w2}}{dx} + \alpha_{w3}(T_{w3} - T) \frac{1}{f_T} \frac{dF_{w3}}{dx}, \end{aligned} \quad (3)$$

где

$$e = \rho(c_v T + 0,5w_T^2), \quad (4)$$

$$i = c_p T. \quad (5)$$

Здесь: ρ – плотность газа; p – давление; x – координата по длине канала; τ – время; w_T – скорость потока в канале; ξ – коэффициент газодинамического сопротивления канала; d_T – эквивалентный диаметр канала; $\alpha_{w1}, \alpha_{w2}, \alpha_{w3}$ – коэффициенты теплоотдачи между потоком газа и стенками ребер, наружной цилиндрической поверхностью нагревателя и внутренней цилиндрической поверхностью наружной оболочки аппарата, соответственно; T_{w1}, T_{w2}, T_{w3} – температуры стенок ребер, наружной цилиндрической поверхности нагревателя и внутренней цилиндрической поверхности наружной оболочки аппарата, соответственно; f_T – площадь поперечного сечения канала; F_{w1}, F_{w2}, F_{w3} – площади ребер, наружной цилиндрической поверхности нагревателя и внутренней цилиндрической поверхности наружной оболочки аппарата, соответственно; e – плотность полной энергии газа (полная энергия единицы объема газа); i – удельная энтальпия газа.

Члены в правой части уравнения (3) отдельно учитывают теплообмен между потоком газа и поверхностями ребер, наружной цилиндрической поверхностью нагревателя и внутренней цилиндрической поверхностью наружной оболочки аппарата, окружающими поток.

Система уравнений (1)-(5) дополняется уравнением состояния идеального газа $p = \rho R_g T$, где R_g – газовая постоянная. Кроме того, для определения коэффициентов газодинамического сопротивления канала и теплоотдачи между потоком газа и стенками используются соответствующие критериальные соотношения [10].

Течение во второй ступени нагревателя – во внутренней цилиндрической полости нагревателя с установленным неподвижным шнеком имеет объемный характер и хорошо вписывается в цилиндрическую систему координат. Поэтому для наиболее полного и точного учета конфигурации потока в цилиндрической полости, упрощения сопряжения системы координат со стенками полости и упрощения граничных условий, уравнения математической модели потока газа во второй ступени нагревателя составлены в трехмерной цилиндрической полярной системе координат r, θ, x . На рис. 2 представлена система координат, вписанная во внутреннюю цилиндрическую полость нагревателя с профилем

шнека (а) и схема элементарного расчетного объема (б). Область счета расчетной сеткой и стенками шнека разделена на множество элементарных расчетных объемов, для каждого из которых в процессе вычислений решается система уравнений потока, и определяются все газодинамические и термодинамические параметры среды.

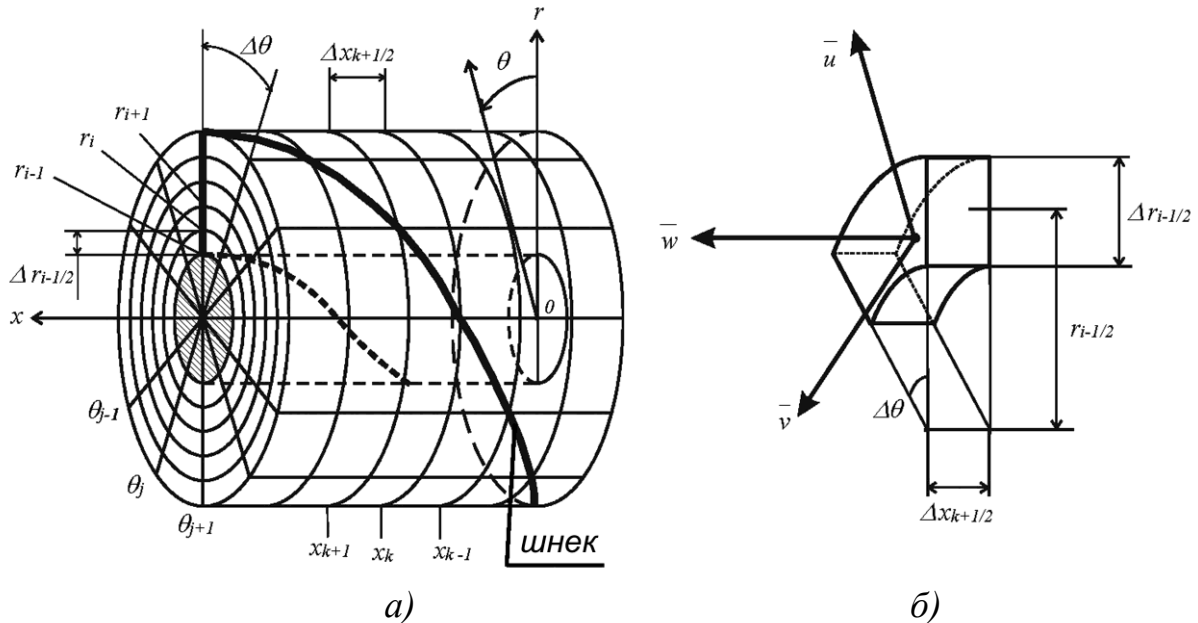


Рис. 2. Расчетная сетка области счета в цилиндрической полярной системе координат (а) и схема элементарного расчетного объема (б) во второй ступени нагревателя (k - номера расчетных сечений в направлении координатной оси x; i - номера расчетных сечений в направлении координатной оси радиуса r; j - номера расчетных сечений по угловой координате θ).

В принятой системе координат уравнение сплошности потока имеет вид:

$$\frac{\partial(r\rho)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho w)}{\partial x} = 0. \quad (6)$$

В качестве уравнений количества движения газовой среды используются уравнения Навье-Стокса в консервативных переменных [11], наиболее полно описывающие нестационарный пространственный, турбулентный поток вязкой, сжимаемой среды:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(r\rho u)}{\partial\tau} + \frac{\partial[r(p + \rho u^2)]}{\partial r} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho uw)}{\partial x} = p + \rho v^2 + \\ + (\mu + \mu_u)r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \text{div}(\mathbf{W}) + \nabla^2 u - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right\}, \\ \frac{\partial(r\rho v)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho uv)}{\partial r} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho vw)}{\partial x} = -\rho uv + \end{aligned} \quad (7)$$

$$+ (\mu + \mu_v) r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{r \partial \theta} \operatorname{div}(\mathbf{W}) + \nabla^2 v + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right\}, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(r\rho w)}{\partial \tau} + \frac{\partial(r\rho u w)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial \theta} + \frac{\partial[r(p + \rho w^2)]}{\partial \tau} = \\ & = (\mu + \mu_w) r \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \operatorname{div}(\mathbf{W}) + \nabla^2 w + \frac{w}{r^2} \right\}. \end{aligned} \quad (9)$$

Принятое уравнение энергии учитывает как перенос тепла в результате конвекции, молекулярной и турбулентной теплопроводностей, так и диссипацию энергии за счет молекулярной и турбулентной вязкостей, а также теплоотдачу между поверхностями, контактирующими с расчетным элементом и газом (если расчетный элемент контактирует со стенками):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(er)}{\partial \tau} + \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho u]}{\partial r} + \frac{\partial[(i + 0,5q^2)\rho v]}{\partial \theta} + \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho w]}{\partial x} = \\ & = (\lambda + \lambda_T) r \nabla^2 T + (\mu + \mu_T) r \Phi + r \alpha_w \frac{f_w}{V} (T_w - T). \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь, дивергенция вектора скорости в цилиндрической системе координат:

$$\operatorname{div}(\mathbf{W}) = \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r \partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial x}.$$

Оператор Лапласа в уравнениях (7)-(10) для некоторой функции ξ в цилиндрической системе координат расшифровывается как:

$$\nabla^2 \xi = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\xi}{r} \right) + \frac{\partial^2 \xi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \xi}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}.$$

В уравнениях (6)-(10) u, v, w – проекции вектора скорости потока $\mathbf{W}$ соответственно, в направлениях r, θ, x ;

i – удельная энтальпия газа, для идеального газа $i = c_p T$;

e – плотность полной энергии газа (полная энергия единицы объема газа), известно, что $e = \rho (c_v T + 0,5 W^2)$;

μ, μ_T – коэффициенты динамической молекулярной и турбулентной вязкостей среды;

λ, λ_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной теплопроводностей среды;

τ – время;

V – объем расчетного элемента;

α_w – коэффициент теплоотдачи между потоком газа и стенкой, контактирующей с расчетным элементом;

f_w – площадь поверхности, контактирующей с расчетным элементом;

T_w – температура поверхности, контактирующей с расчетным элементом;

Φ – диссипативный член (из-за громоздкости, известное выражение дисси-

пативного члена здесь не приводится) [11].

Система уравнений (6)-(10) также замыкается уравнением состояния идеального газа. Предполагается, что газ представляет собой “ньютоновскую среду”.

Использованная форма уравнений (6)-(10) в консервативных переменных обеспечивает более точное соблюдение законов сохранения массы, импульса и энергии при их численном решении.

Для определения показателей турбулентности потока за основу принята теория турбулентности Прандтля – теория “пути перемешивания” [11]. Коэффициенты турбулентной вязкости в направлении соответствующих координат с учетом трехмерности потока согласно этой теории в цилиндрической системе координат могут быть определены из выражений:

$$\mu_u = \rho l_u^2 \left(\left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| + \left| \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right| \right), \quad \mu_v = \rho l_v^2 \left(\left| \frac{\partial v}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right), \quad \mu_w = \rho l_w^2 \left(\left| \frac{\partial w}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial w}{r \partial \theta} \right| \right). \quad (11)$$

Коэффициенты турбулентной теплопроводности в направлениях соответствующих координат определяются из следующих выражений:

$$\lambda_u = c_p \rho l_u^2 \left(\left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| + \left| \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right| \right), \quad \lambda_v = c_p \rho l_v^2 \left(\left| \frac{\partial v}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right), \quad \lambda_w = c_p \rho l_w^2 \left(\left| \frac{\partial w}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial w}{r \partial \theta} \right| \right). \quad (12)$$

Суммарные значения коэффициентов турбулентной вязкости и теплопроводности соответственно:

$$\mu_T = \sqrt{\mu_u^2 + \mu_v^2 + \mu_w^2}, \\ \lambda_T = \sqrt{\lambda_u^2 + \lambda_v^2 + \lambda_w^2}.$$

В выражениях (11) и (12) l_u, l_v, l_w являются соответствующими проекциями пути перемешивания в теории Прандтля, которые не определяются в рамках этой теории. Для определения пути перемешивания предложено множество эмпирических и полуэмпирических выражений, определяющих значения этого параметра, главным образом, в зависимости от расстояния от стенок полости и конфигурации потока [11].

Дифференциальные уравнения, описывающие потоки газа в трех каналах первой ступени и в цилиндрической полости второй ступени дополнены граничными условиями, сопрягающими эти потоки между собой, а также описывающими взаимодействие потоков со стенками, ограничивающими потоки. При этом для описания взаимодействия потока во второй ступени со стенками шнека, в уравнениях трехмерного потока (6)-(10) учитываются особенности неполных расчетных ячеек, граничащих со стенками шнека.

Для моделирования нестационарных процессов теплопроводности в телах стенок, перегородок и нагревательного элемента аппарата составлена отдельная математическая модель на основе двумерных уравнений Фурье нестационарной теплопроводности с внутренними источниками теплоты [12], которая сопряжена с вышеприведенной газодинамической моделью потоков газа.

Следует отметить, что методика математического моделирования не учитывает влияние токов Фуко на процесс нагрева металлических элементов аппарата. Нагревательную спираль аппарата, питающуюся переменным током можно рассматривать, как обмотку катушки, намотанную на стальной сердечник, каковым можно считать цилиндрические стенки стальной трубы, на которую намотана спираль. Поэтому в теле стальных перегородок и стенок аппарата будут индуцироваться вихревые токи, называемые токами Фуко, которые будут их нагревать. При составлении математической модели аппарата теплотой, подводимой к металлическим элементам аппарата в результате этого явления, пренебрегается и считается, что вся подводимая к спирали электрическая энергия превращается в тепловую энергию.

Дифференциальные уравнения математической модели решены конечно-разностным методом – так называемым методом “распада произвольного разрыва” С.К.Годунова [13]. Использована хорошо зарекомендовавшая себя при решении данной задачи разновидность метода, называемая “звуковым распадом разрыва”, позволяющая избегать процесса итерации и сократить объем вычислений.

Расчет ведется методом установления. Для достижения установившегося режима работы нагревателя расчет начинается с некоторыми заданными начальными значениями параметров и продолжается до стабилизации значений, характеризующих как газодинамические, так и тепловые процессы. Начало расчета возможно с любыми начальными условиями, в том числе, с соответствующими состоянию включения «холодного» нагревателя. Однако, задание значений параметров, близких к их установившимся значениям ускоряет достижение установившегося режима и экономит время на проведения расчета. Как показывают расчеты, для достижения установившегося режима при разумно заданных начальных условиях требуется 45-50 минут работы нагревателя, на моделирование которых расходуются десятки часов машинного времени современного персонального компьютера.

4. Результаты

На рис. 3 представлены графики распределения температур цилиндрических элементов электронагревательной установки вдоль верхних образующих (а), а также температуры потока газа в направлении центральной оси аппарата (в) в сопоставлении со схематическим разрезом нагревателя (б). Расчет произведен для электрической мощности нагревателя 10 кВт, при давлении газа на входе в аппарат, равном 29 бар и температуре 293 К, температуре окружающей среды 293 К и расходе газа, приведенном к стандартным условиям, равном 833 м³/час.

Как видно из графиков, в сечениях, соответствующих торцам аппарата, в результате теплопроводности торцевых стенок, температуры нагревательного элемента и концевых сечений наружной оболочки сближаются. По мере движения потока газа по каналам между ребрами первой ступени и его нагрева (в),

наблюдается тенденция повышения температур также и стенок нагревательного элемента и наружной оболочки. Характер изменения температуры ребер внутреннего шнека имеет обратный уклон, так как внутренний шнек не имеет теплового контакта с нагревательным элементом, а нагревается за счет теплообмена с потоком газа. По всей длине разность температур потока газа и ребер шнека составляет не более 0.1-0.2 К.

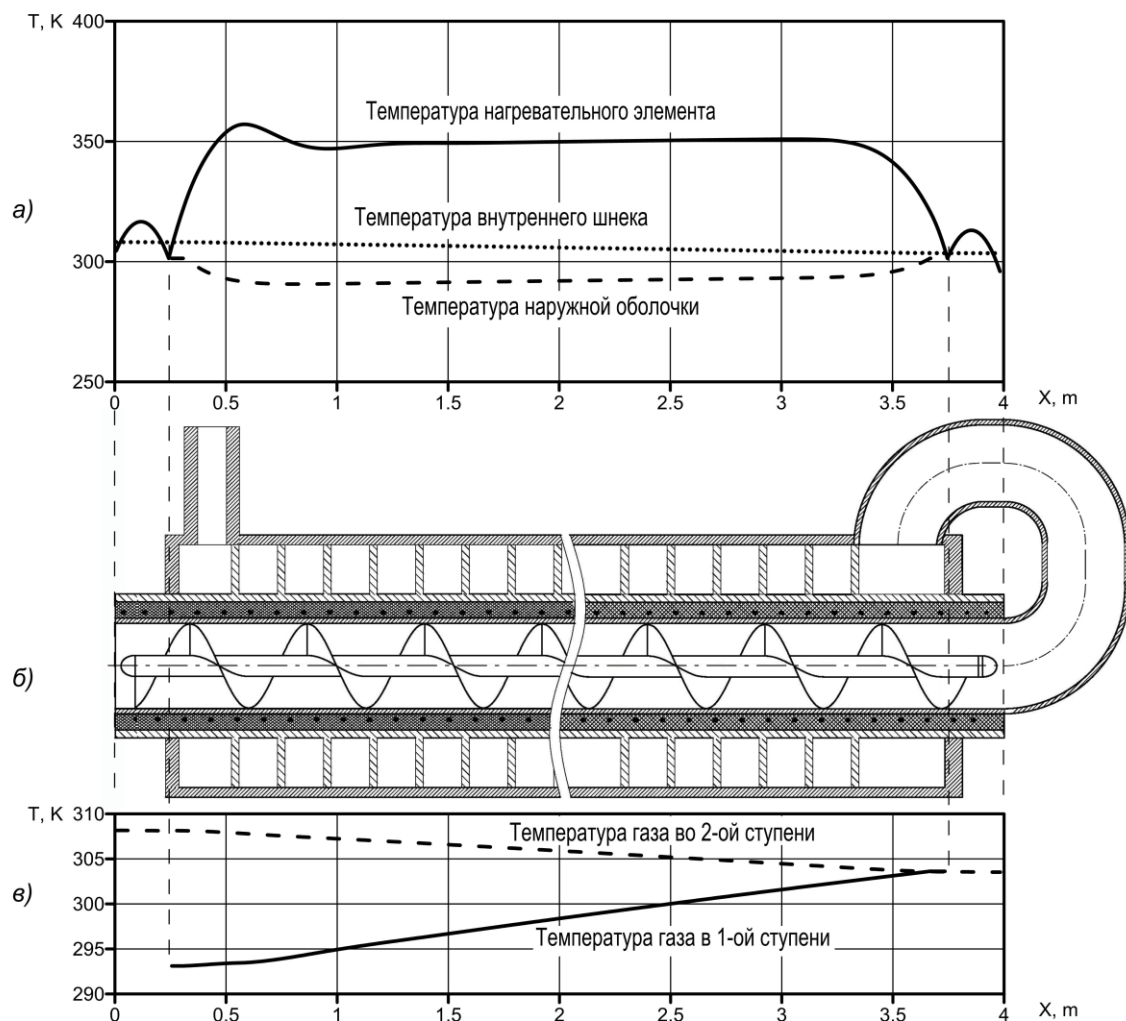


Рис. 3. Расчетные кривые распределений температур газа и стенок в направлении оси нагревателя при электрической мощности 10 кВт, расхода газа 833 м³/час и давлении 29 бар: *а* - распределение температур металлических элементов конструкции; *б* - схематический разрез нагревателя; *в* - распределение температур потока газа в каналах нагревателя; (X – координата длины по оси нагревателя).

Характер изменения температуры потока, как в первой, так и во второй ступени близок к линейному. Результаты расчетов показывают неэффективность работы второй ступени нагревательной установки. Во второй ступени поток газа нагревается только за счет теплоотдачи от неразвитой внутренней цилиндрической поверхности нагревательного элемента, а внутренний шнек ока-

зывает на поток лишь турбулизирующее действие.

Сопоставление результатов расчетов температуры газа на выходе аппарата с экспериментально замеренными значениями, приведенными в работе [14] показывает их хорошее совпадение и для разных режимов работы электронагревательной установки эта разница составляет не более 2 К.

5. Заключение

Результаты расчетов соответствуют характеру газодинамических и тепловых процессов, протекающих в нагревательной установке и свидетельствуют о достаточной адекватности представленной математической модели, что дает основание рекомендовать методику моделирования для применения при разработке, исследовании и оптимизации конструкции теплообменных аппаратов. Как видно из представленных результатов, математическая модель обладает несравненно большей информативностью, чем дорогостоящие экспериментальные исследования, дает возможность моделировать как нестационарные, так и установившиеся режимы работы теплообменных аппаратов, учитывать реальную газодинамическую ситуацию и переменность полей температур, давлений и других параметров и, таким образом, более точно определить их конструктивные параметры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под общ. ред. Сакуна И.А. Л.: Машиностроение, 1987. 423 с.
Teplovye i konstruktivnye raschety kholodilnykh mashin / Pod obshsh. red. Sakuna I.A. L.: Mashinostroeniye, 1987. 423 s.
2. Солдатов В.В., Гончаров А.В. Математическое моделирование и оптимизация теплообменников // Вестник ФГОУ ВПО Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина, издательство Российский государственный аграрный университет - Московская сельскохозяйственная академия им. К.А. Тимирязева (Москва). 2008, № 4. С. 53-56.
Soldatov V.V., Goncharov A.V. Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya teploobmennikov // Vestnik FGOU VPO Moskovskiy gosudarstvennyy agroinzhenernyy universitet imeni V.P. Goryachkina, izdatelstvo Rossiyskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet - Moskovskaya selskokhozyaystvennaya akademiya im. K.A. Timiryazeva (Moskva). 2008, № 4. S. 53-56.
3. Толстых В.К., Пшеничный К.А. Математическое моделирование нестационарных тепловых процессов в противоточных теплообменных аппаратах // Вестник Томского Государственного университета. Управление, вычислительная техника и информатика. 2021, № 51. С. 55-61.
Tolstykh V.K., Pshenichnyy K.A. Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh teplovykh protsessov v protivotochnykh teploobmennyykh apparatakh

- // Vestnik Tomskogo Gosudarstvennogo universiteta. Upravlenie, vychislitel'naya tekhnika i informatika. 2021, № 51. S. 55-61.
4. Курманова Д.Е., Джайчибеков Н.Ж. Математическое моделирование теплообменного аппарата с учетом сильной зависимости вязкости нефти от температуры // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, издательство Университет ИТМО (Санкт-Петербург). 2023, том 23, №4. С. 820-827.
Kurmanova D.E., Dzhaychibekov N.Zh. Matematicheskoe modelirovanie teploobmennogo apparata s uchetom silnoy zavisimosti vyazkosti nefti ot temperatury // Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki, izdatelstvo Universitet ITMO (Sankt-Peterburg). 2023, tom 23, №4. S. 820-827.
5. Алиев А.В., Мерзляков Е. В. Моделирование газодинамических процессов в системах охлаждения газоперекачивающих агрегатов // Вестник Ижевского Государственного Технического Университета. Ижевск, 2012. № 2 (54). С. 169-171.
Aliev A.V., Merzlyakov E. V. Modelirovanie gazodinamicheskikh protsessov v sistemakh okhlazhdeniya gazoperekachivayushchikh agregatov // Vestnik Izhevskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta. Izhevsk, 2012. № 2 (54). S. 169-171.
6. Мерзляков Е. В. Моделирование процессов газовой динамики газоперекачивающих агрегатов // Современные проблемы науки и образования: сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно-практической конференции, (15 июня 2013 г.). Липецк, 2013. С. 91-92.
Merzlyakov E. V. Modelirovanie protsessov gazovoy dinamiki gazoperekachivayushchikh agregatov // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya: sbornik nauchnykh trudov po materialam Mezhdunarodnoy zaочноy nauchno-prakticheskoy konferentsii, (15 iyunya 2013 g.). Lipetsk, 2013. S. 91-92.
7. Кретинин А.В., Куликова Е.Е., Булыгин К.Д. Оптимизация конструкции теплообменного аппарата методами вычислительной гидромеханики // Вестник Воронежского государственного технического университета. Механика и машиностроение. 2015. №5. С. 89–95.
Kretinin A.V., Kulikova E.E., Bulygin K.D. Optimizatsiya konstruktсии teploobmennogo apparata metodami vychislitel'noy gidromekhaniki // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Mekhanika i mashinostroenie. 2015. №5. S. 89–95.
8. Сафронова Е. В., Спиридонов А. В., Молоток Е. В., Трус В. А. Компьютерное моделирование и оптимизация процессов теплообмена в программе ANSYS на примере теплообменного аппарата установки АВТ-2 ОАО «Нафтан» // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2024. №1. С. 95-100.
Safronova E. V., Spiridonov A. V., Molotok E. V., Trus V. A. Kompyuternoe modelirovanie i optimizatsiya protsessov teploobmena v programme ANSYS na

primere teploobmennogo apparata ustanovki AVT-2 ОАО «Naftan» // Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya B. Promyshlennost. Prikladnye nauki. 2024. №1. S. 95-100.

9. Пашаев А.М., Мехтиев А.Ш., Низамов Т.И., Оруджев Б.З., Лапин Ф.А., Гасанов К.А. Электронагреваемый теплообменник. Патент на изобретение РФ № 2181530. Москва, Бюллетень “Открытия, изобретения”, №11, H05B3/44, E21 B36/04, 2002.

Pashaev A.M., Mekhtiev A.SH., Nizamov T.I., Orudzhev B.Z., Lapin F.A., Qasnov K.A. Elektronagrevaemyy teploobmennik. Patent na izobretenie RF № 2181530. Moskva, Builleten “Otkritiia, izobreteniia”, №11, H05B3/44, E21 B36/04, 2002.

10. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

Kutateladze S.S. Teploperedacha i gidrodynamiccheskoe soprotivlenie: Spravochnoe posobie. M.: Energoatomizdat, 1990. 367 s.

11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа. 2003. 840 с.

Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza. M.: Drofa. 2003. 840 s.

12. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2016. 515 с.

Kavtaradze R.Z. Lokalnyy teploobmen v porshnevykh dvigatelyakh. M.: Izd-vo MGTU im. N.E.Baumana, 2016. 515 s.

13. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400 с.

Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.Ya. Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki. M.: Nauka, 1976. 400 s.

14. Низамов Т.И., Нуриев М.А., Мусаев А.С. Эффективный электронагреваемый теплообменник. Труды Национальной Академии Авиации Азербайджана. №1. Баку, 2004. с. 150-155.

Nizamov T.I., Nuriev M.A., Musaev A.S. Effektivnyy elektronagrevaemyy teploobmennik. Trudy Natsionalnoy Akademii Aviatsii Azerbaydzhana. №1. Baku, 2004. s. 150-155.