

## ГИДРОДИНАМИКА, РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТОКОВ И ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗМЕЕВИКОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В БЛОКАХ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ

С.П. Сергеев, Ф.Ф. Никифоров, С.В. Афанасьев, Ю.Н. Шевченко

Станислав Петрович Сергеев \*, Фаддей Фаддеевич Никифоров

ОАО "Научно-исследовательский и проектный институт азотной промышленности и продуктов органического синтеза", ул. Земляной вал, 50А/8, стр. 4, Москва, Российская Федерация, 109028

E-mail: stanislav.sergeev@giap-m.com \*

Сергей Васильевич Афанасьев \*, Юлия Николаевна Шевченко

Кафедра «Рациональное природопользование и ресурсосбережение», Тольяттинский государственный университет, ул. Белорусская, 14, Тольятти, Российская Федерация, 445020

E-mail: svaf77@mail.ru \*, jnshevchenko@gmail.com

*Рассмотрены теоретические основы построения, математического описания и инженерного расчета теплообменных устройств змеевикоого типа в блоках теплоиспользующей аппаратуры трубчатых печей и других типов реакторов, предназначенных для проведения эндотермических реакций (в частности реформинга природного газа с водяным паром). Показано, что на тепловую эффективность теплообменных устройств змеевикоого типа оказывает существенное влияние правильный выбор параметров, обеспечивающих однородное распределение потоков энергии по поверхности жаропрочных теплообменных труб. Эта технологическая задача решена путем составления теплового баланса и подбора системы соответствующих уравнений, позволяющей рассчитать температурный контур змеевикоого теплообменника, его гидродинамические характеристики и распределение потоков массы и тепла по теплообменным трубкам. Рассмотрено использование тензорной формы гипотезы Буссинеска, с помощью которой уравнение Рейнольдса, описывающее турбулентное течение преобразовано к дифференциальному уравнению в частных производных относительно единственной неизвестной функции и получена его осредненная форма. Применительно к рассматриваемой проблеме правильность выбранного подхода подтверждена как теоретически, так и экспериментально. Показано, что в ядре турбулентного течения с интенсивным отсосом или вдувом жидкость ведет себя почти как идеальная и с необходимой точностью выполняется известная теорема Гельмгольца-Фридмана. Из вышеупомянутого осредненного уравнения получены выражения, пригодные для описания тепловых потоков в каналах с отсосом или вдувом. По данной теоретической модели осуществлены тепловые расчеты теплообменных устройств змеевикоого типа, проведена более точная оценка температуры нагреваемой среды в каждой трубке змеевика, а также найден градиент температуры внешнего теплоносителя по поперечному сечению газохода. Впервые в практике расчётов при выборе параметров змеевиков был принят во внимание целый ряд граничных условий, таких как условие компоновки змеевика, необходимая поверхность теплообмена, допустимые ограничения по гидравлическому сопротивлению и др.*

**Ключевые слова:** трубчатая печь, теплообмен

## HYDRODYNAMICS, DISTRIBUTION OF FLOWS AND THERMAL EFFICIENCY OF COIL HEAT EXCHANGERS IN UNITS OF HEAT-USING APPARATUS OF TUBE FURNACES

S.P. Sergeev, F.F. Nikiforov, S.V. Afanasiev, J.N. Shevchenko

Stanislav P. Sergeev \*, Faddey F. Nikiforov

OJSC "Scientific-Research and Design Institute of Nitrogen Industry and Organic Synthesis Products", Zemlyanoy val st., 50A/8, p. 4, Moscow, 109028, Russia

E-mail: stanislav.sergeev@giap-m.com \*

Sergey V. Afanasiev \*, Juliya N. Shevchenko

Department of "Environmental Management and Resource saving", Togliatti State University, Belorusskaya st., 14, Togliatti, 445020, Russia

E-mail: svaf77@mail.ru, jnshevchenko@gmail.com

*The theoretical foundations of construction, mathematical description and engineering calculation of heat exchangers of the serpentine type in blocks of heat-using equipment of tube furnaces and other types of reactors designed for carrying out endothermic reactions (in particular, reforming of natural gas with water vapor) are considered. It is shown that the thermal efficiency of heat exchangers of the coil type is significantly affected by the correct choice of parameters ensuring a uniform distribution of energy flows over the surface of heat-resistant heat exchange tubes. This technological problem is solved by compiling the heat balance and selecting the system of the corresponding equations, which allows to calculate the temperature contour of the coil heat exchanger, its hydrodynamic characteristics and the distribution of mass and heat flows through the heat exchange tubes. The use of the tensor form of the Boussinesq hypothesis is considered, with which the Reynolds equation describing a turbulent flow is transformed to a partial differential equation for a single unknown function and its averaged form is obtained. In relation to the problem under consideration, the correctness of the chosen approach was confirmed both theoretically and experimentally. It is shown that in the core of a turbulent flow with an intense suction or injection, the liquid behaves almost as ideal and the well-known Helmholtz – Friedmann theorem holds with the necessary accuracy. From the aforementioned averaged equation, expressions are obtained that are suitable for describing heat fluxes in channels with suction or injection. According to this theoretical model, thermal calculations of coil-type heat exchangers were carried out, a more accurate assessment of the temperature of the heated medium in each coil tube was made, and the temperature gradient of the external heat carrier over the cross section of the gas duct was found. For the first time in the practice of calculations when choosing the parameters of coils, a number of boundary conditions were taken into account, such as the condition of the coil layout, the necessary heat exchange surface, permissible restrictions on hydraulic resistance, etc.*

**Key words:** tubular furnace, heat exchange

**Для цитирования:**

Сергеев С.П., Никифоров Ф.Ф., Афанасьев С.В., Шевченко Ю.Н. Гидродинамика, распределение потоков и тепловая эффективность змеевиковых теплообменников в блоках теплоиспользующей аппаратуры трубчатых печей. *Изв. вузов. Химия и хим. технология.* 2019. Т. 62. Вып. 4. С. 143–151

**For citation:**

Sergeev S.P., Nikiforov F.F., Afanasiev S.V., Shevchenko J.N. Hydrodynamics, distribution of flows and thermal efficiency of coil heat exchangers in units of heat-using apparatus of tube furnaces. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved. Khim. Khim. Tekhnol.* 2019. V. 62. N 4. P. 143–151

**ВВЕДЕНИЕ**

Современные трубчатые печи широко используются в различных технологических процессах химии и нефтехимии для получения синтез – газа, на основе которого может быть синтезирована обширная группа других базовых продуктов – аммиак, метанол, олефины, дизельное топливо и др. [1-3]. Как правило, эти печи снабжены блоками теплоиспользующей аппаратуры (БТА), предназначенной для утилизации остаточного тепла дымового газа, выходящего из радиантной зоны.

Типичный блок теплоиспользующей аппаратуры (БТА) трубчатой печи для получения синтез – газа в агрегатах производства аммиака или метанола представляет собой систему змеевиков,

последовательно омываемых потоком теплоносителя (дымового газа). Таким образом, тепловая эффективность каждого последующего змеевика зависит от уровня и распределения температуры по поперечному сечению дымохода, образующегося в результате протекания теплообменных и гидродинамических процессов в системе змеевиков, расположенных выше по течению.

Все змеевики по принципу движения потоков в системе раздающих и собирающих каналов, а также теплообменных труб можно разделить на две основные схемы [4]:

- Z-схема, в которой потоки в раздающем и собирающем каналах движутся в одинаковых направлениях,

- П-схема, в которой потоки в раздающем и собирающем каналах движутся в противоположных направлениях,

На рис. 1 схематически показаны оба типа змеевиков в системе  $x, y$ -координат: а – Z-схема, б – П-схема.

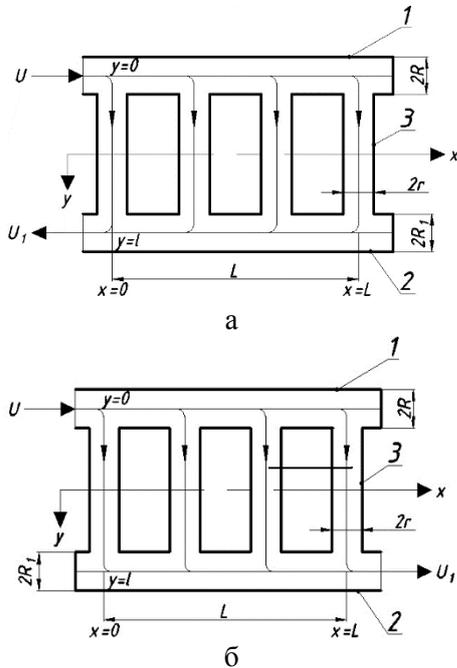


Рис. 1. Схема движения потоков в змеевиковом теплообменнике: 1-раздающий канал, 2-собирающий канал, 3-теплообменные трубки

Fig. 1. The scheme of flows movement in the coil heat exchanger: 1-distributing channel, 2-collecting channel, 3-heat exchange tubes

Рассматривая рис. 1, можно видеть три типа течения потока нагреваемой (или охлаждаемой) среды в змеевиковом теплообменнике: а) течение в раздающем канале, распределяющем поток по теплообменным трубкам, б) течение в теплообменных трубках и в) течение в собирающем канале.

С гидродинамической точки зрения течения в раздающем и собирающем каналах относятся к классу течений в каналах с односторонним отсосом или вдувом.

#### МЕТОДИКА

Для описания турбулентных течений обычно исходят из уравнений Рейнольдса, в которых действительное давление и действительная скорость течения выражаются через сумму осредненных значений и пульсационных добавок к ним. С учетом этого уравнение сохранения импульса, записанное для осредненных по времени значений переменных, имеет вид [5-9]:

$$\rho \left( \frac{\partial V_j}{\partial t} + \frac{\partial V_j V_k}{\partial x_k} \right) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( -P \delta_{jk} + \tau_{jk} - \rho \overline{V_j V_k'} \right) \quad (1)$$

Будем рассматривать стационарный вариант выражения (1), полагая, что влияние внешнего силового поля несущественно. Тогда, интегрируя (1) по объему  $\omega$ , ограниченному поверхностью  $S$ , и, применяя, преобразование Грина, получим его интегральную форму:

$$\int_S (\rho V_j V_k + P \delta_{jk} + \rho \overline{V_j V_k'} - \tau_{jk}) dS_k = 0 \quad (2)$$

Здесь

$$\tau_{jk} = \rho \nu \left( \frac{\partial V_j}{\partial x_k} + \frac{\partial V_k}{\partial x_j} \right) \text{—тензор вязких напряжений} \quad (3)$$

$$\rho \overline{V_j V_k'} = T_{jk} \text{—тензор турбулентных напряжений} \quad (4)$$

Можно показать, что выражение для тензора турбулентных пульсаций имеет вид [8]:

$$-\overline{V_i' V_j'} = \varepsilon_{hi} M_{jh}, \quad (5)$$

$\varepsilon_{hi}$  – тензор турбулентной кинематической вязкости,  $m^2/c$ ,  $M_{jh}$  – тензор, характеризующий поле пульсационных скоростей,  $1/c$ ,  $i, j, h$  – номера компонент тензоров.

Выражения для тензора турбулентных пульсаций позволяют из уравнения (2) получить осредненные по поперечному сечению уравнения сохранения импульса для течения в каналах различных геометрических конфигураций. Предварительно необходимо сформулировать условия, которые выполняются на стенках канала. Примем, что эти условия таковы: продольная составляющая скорости течения и её пульсации в плоскости стенки равны нулю, а поперечная составляющая скорости равна скорости отсоса или вдува.

При указанных условиях, отбрасывая мало-значимые члены, обратно пропорциональные числам Рейнольдса, можно получить осредненное по поперечному сечению цилиндрического канала уравнение для  $x$ -компоненты импульса:

$$\frac{\partial}{\partial q} \left[ \frac{P}{\rho U^2} + \chi u^2 \right] - \frac{2}{\rho U^2} \frac{L}{R} [(T_{xr})_w + (\tau_{xr})_w] = 0 \quad (6)$$

где коэффициент потока импульса

$$\chi = \int_0^1 \left( \frac{V_x}{V_x} \right)^2 d\theta = \int_0^1 F_\theta'^2 d\theta \quad (7)$$

Нижний индекс «w» относится к значениям параметров, характеризующих величину трения на стенке канала (стеночное трение).

Уравнение (7), записанное в цилиндрических координатах, распадается на два уравнения, описывающие сохранение  $x$ - и  $r$ -компоненты импульса. Дифференцируя первое из них по  $r$ , а второе по  $x$ -координате, получаем систему уравнений, из которой можно исключить давление.

Полученное в результате уравнение, записанное для каналов с тупиком в терминах функции

$F(u, \vartheta)$ , существенно упрощается при  $\frac{1}{u} * \left(\frac{Re_w}{Re_0}\right)^2 \ll 1$  и имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial \vartheta} [FF''_{\vartheta\vartheta} - F'^2_{\vartheta} + u(F'_u F''_{\vartheta\vartheta} - F'_\vartheta F''_{\vartheta u})] - \frac{4}{Re_w} \frac{\partial}{\partial \vartheta} (\alpha_{rr} \vartheta F'_\vartheta) = 0. \quad (7)$$

Здесь  $\alpha_{rr} = 1 + \frac{\varepsilon_{rr}}{\nu}$  представляет сумму коэффициентов радиального молекулярного и турбулентного коэффициентов переноса в круглых каналах, отнесенную к молекулярному коэффициенту вязкости. При ламинарном течении  $\alpha_{rr} = 1$ .

$Re_w = \frac{2v_w R}{\nu}$  – число Рейнольдса для радиальной скорости на стенке канала,  $Re_0 = \frac{2UR}{\nu}$  – число Рейнольдса для средней скорости во входном сечении канала.

Уравнение (7) описывает турбулентное течение с отсосом или вдувом в длинных каналах, пока выполняется условие:

$$\frac{x}{L} \ll 1 - \left(\frac{R}{2L}\right)^2 \quad (8)$$

Интегрируя уравнение (7) по поперечной координате получим соотношение:

$$FF'_\vartheta - F'^2_{\vartheta} + u(F'_u F''_{\vartheta\vartheta} - F'_\vartheta F''_{\vartheta u}) - \frac{4}{Re_w} \frac{\partial}{\partial \vartheta} (\alpha_{rr} \vartheta F'_\vartheta) = C(u) \quad (9)$$

$$C(u) = -\frac{1}{2u} \frac{\partial}{\partial u} [u^2 F'^2_{\vartheta}(u, 1)] - \frac{4\alpha_{rr}^0}{Re_w} F''_{\vartheta\vartheta}(u, 1) \quad (10)$$

– константа интегрирования, являющаяся функцией средней по сечению нормированной осевой скорости.

Используя определение функции  $F$ , можно вычислить значение стеночного трения или коэффициента трения:

$$F''_{\vartheta\vartheta}(u, 1) = \frac{R\bar{V}_x}{\nu} \frac{\tau_w}{2\rho\bar{V}_x^2} = -\frac{Re}{8} C_F. \quad (11)$$

Здесь:

$$C_F = \frac{2\tau_w}{\rho\bar{V}_x^2} \quad (12)$$

– коэффициент трения по Фаннингу,

$$\tau_w = -\rho\nu \left(\frac{\partial V_x}{\partial r}\right)_w \text{ – стеночное трение.}$$

Экспериментально и теоретически было показано [10-12], что в ядре турбулентного течения с интенсивным отсосом или вдувом жидкость ведет себя почти как идеальная, и с большой точностью выполняется теорема Гельмгольца-Фридмана [13], постулирующая сохранение завихренности в потоке идеальной жидкости. Это свойство течения связано с тем, что поперечный поток импульса определяется не молекулярным или пульсационным переносом, а массовым поперечным течением, связанным с отсосом или вдувом. В результате течение жидкости

становится автомодельным, в котором профиль скорости в ядре течения сохраняется. Это дает возможность получить из вышеупомянутого осредненного уравнения выражения типа (13) – (15), пригодные для расчетов течения в каналах с отсосом или вдувом, в которых функции  $F'^2_{\vartheta}(u, \vartheta^*)$  и  $F'^2_{\vartheta}(u_1, \vartheta^*)$ , определяющие развитие течения, можно заменить выражениями (44) – (47). Основываясь на полученных теоретических и экспериментальных результатах, можно записать, полагая, что в каналах имеет место течение с сохраняющимся в ядре вихрем, следующие уравнения для осредненного потока:

- в раздающем канале для П- и Z-схем

$$\frac{\partial}{\partial q} \left[ \frac{P}{\rho U^2} + \frac{u^2}{2} F'^2_{\vartheta}(u, \vartheta^*) \right] + C_F^0 \frac{L}{R} = 0 \quad (13)$$

- в собирающем канале для П-схемы

$$\frac{\partial}{\partial q} \left[ \frac{P_1}{\rho U_1^2} + \frac{u_1^2}{2} F'^2_{\vartheta}(u_1, \vartheta^*) \right] - C_F^0 \frac{L}{R_1} = 0 \quad (14)$$

- в собирающем канале для Z-схемы:

$$\frac{\partial}{\partial q} \left[ \frac{P_1}{\rho U_1^2} + \frac{u_1^2}{2} F'^2_{\vartheta}(u_1, \vartheta^*) \right] + C_F^0 \frac{L}{R_1} = 0 \quad (15)$$

Для понимания дальнейших преобразований выпишем некоторые очевидные балансовые соотношения:

- для П-схемы:  
равенство массовых расходов во входном и выходном поперечных сечениях обоих каналов:

$$\sigma \rho U = \rho_1 U_1 \quad (16)$$

равенство нормированных скоростей в каналах:

$$u = u_1 \quad (17)$$

где

$$\sigma = \frac{S}{S_1} \quad (18)$$

– отношение площадей поперечных сечений раздающего и собирающего каналов.

Для круглых каналов:

$$\sigma = \frac{R^2}{R_1^2} \quad (19)$$

- для Z-схемы:

$$\sigma \rho U = \rho_1 U_1 \quad (20)$$

$$u = 1 - u_1 \quad (21)$$

Использование этих соотношений дает возможность записать уравнения для разности давлений в обоих каналах:

- для П-схемы:

$$\frac{1}{\rho U^2} \frac{\partial}{\partial q} (P - P_1) + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial q} \left[ u^2 F'^2_{\vartheta}(u, \vartheta^*) - \sigma^2 \frac{\rho}{\rho_1} u_1^2 F'^2_{\vartheta}(u_1, \vartheta^*) \right] + C_F^0 \frac{L}{R} \left( 1 + \sigma^2 \frac{\rho R}{\rho_1 R_1} \right) = 0 \quad (22)$$

- для Z-схемы:

$$-\frac{1}{\rho U^2} \frac{\partial}{\partial q} (P - P_1) + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial q} \left[ u^2 F_{\theta}^{\prime 2}(u, \theta^*) - \sigma^2 \frac{\rho}{\rho_1} u_1^2 F_{1\theta}^{\prime 2}(u_1, \theta^*) \right] + C_F^0 \frac{L}{R} \left( 1 - \sigma^2 \frac{\rho}{\rho_1} \frac{R}{R_1} \right) = 0 \quad (23)$$

Условия сохранения вихря в ядре текущей в каналах среды позволяют определять характер развития течения в каналах с отсосом и вдувом через формпараметры в ядре потока во входном и выходном сечениях.

Первый член уравнений (22) и (23) дает возможность связать течения в каналах с течением среды в системе теплообменных труб посредством определения перепада давления в этой системе.

В данной статье рассматривается течение в системе теплообменных труб, связанное с нагреванием (или охлаждением) сред, не сопровождающееся изменениями фазового состояния.

Полное гидравлическое сопротивление теплообменной системы змеевикового теплообменника включает [14]: а) гидравлическое сопротивление гладкой части труб, б) местные гидравлические сопротивления, главным образом связанные с переходом нагреваемой (или охлаждаемой) среды из раздающего канала в теплообменную систему и выходом из нее в собирающий канал. Кроме того теплообменная система может иметь собственные местные сопротивления, например, соединительные колена и пр. Их положение относительно продольной координаты определено конструкцией теплообменной системы. Таким образом, теплообменная трубка содержит  $N$  местных гидравлических сопротивлений и  $N-1$  гладких участков.

Нагревание или охлаждение среды в теплообменной системе приводит к изменению ее физико-химических параметров.

С точки зрения гидравлики теплообменной системы при турбулентном режиме течения главным параметром является плотность среды, изменяющаяся с изменением температуры.

Оставляя в стороне промежуточные выкладки, можно записать для температуры, изменяющейся вдоль теплообменной трубки, следующее выражение [15]:

$$t = a_3 - a_1 \exp(-a_2 \eta) \quad (24)$$

Коэффициенты  $a_1, a_2, a_3$  уравнения (24) определяются из предварительного теплового расчета змеевика.

Как правило, зависимость плотности среды от температуры описывается с достаточной точностью полиномом третьей степени, вида

$$\rho = \sum_0^3 C_i t^i \quad (25)$$

Здесь  $C_i$  – коэффициенты полинома (25), определяемые по данным о физико-химических свойствах рассматриваемой среды.

Уравнения (24) и (25) используются для определения изменения плотности протекающей в теплообменной системе среды по осевой координате и затем для вычисления гидравлического сопротивления труб.

Для гидравлического сопротивления любого  $k$ -го участка гладкой части теплообменной трубки можно записать:

$$\Delta p_k = \rho_0 w_0^2 \frac{\lambda l}{4r} \int_{\eta_{k-1}}^{\eta_k} \frac{\rho_0}{\rho} d\eta \quad (26)$$

Чаще всего для змеевиков выполняется условие:

$$p_0 \gg \sum_1^{N-1} \Delta p_k \quad (27)$$

Тогда для полного гидравлического сопротивления гладкой части теплообменной трубки справедливы выражения:

$$\Delta p = \rho_0 w_0^2 \frac{\lambda l}{4r} \psi \quad (28)$$

где  $\psi$  – интеграл в уравнении (15).

Средняя линейная скорость потока в начальном сечении трубки определяется из очевидного балансового соотношения:

$$w_0 = -\frac{R}{2L\varphi} U \frac{\partial u}{\partial q} \quad (29)$$

Здесь  $\varphi$  – доля свободного сечения стенки раздающего канала, определяемая по уравнению (22).

Местные гидравлические сопротивления можно классифицировать следующим образом:

- местные гидравлические сопротивления, распределенные по длине теплообменной трубки (изгибы, калачи и т.п.);
- гидравлическое сопротивление входа в трубки из раздающего канала;
- гидравлическое сопротивление выхода из трубок в собирающий канал.

Перепад давления на местных гидравлических сопротивлениях, распределенных по длине теплообменной трубки, можно рассчитать, используя уравнения (24)-(25) для вычисления физико-химических параметров потока в той точке трубки, где расположено местное сопротивление.

Для любого  $k$ -го местного сопротивления можно записать:

$$\Delta p_k = \frac{\rho_0 w_0^2}{2} \frac{\rho_0}{\rho_k} \xi_k \quad (30)$$

Согласно [1] для распределенной системы отверстий в канале (раздающем или собирающем), стенки которого имеют долю свободного сечения  $\varphi$  коэффициент сопротивления определяется как:

$$\xi_i = \left[ (1 - \varphi_i) + \sqrt{0,5(1 - \varphi_i)} \right]^2 \quad (31)$$

Здесь  $i=0$  для раздающего канала или  $i=1$  для собирающего.

Длина проницаемой части каналов не является независимым параметром, а определяется

поперечным размером трубок, а также их числом и шагом по осевой координате. Поэтому длина проницаемой части каналов, доля ее свободного сечения, перепад давления на местных сопротивлениях входа и выхода выражаются формулами:

$$L = L_1 = \kappa d \frac{n}{z} \quad (32)$$

$$\varphi_0 = \frac{r^2 z}{2Rd \kappa} \quad (33)$$

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_0 R}{R_1} \quad (34)$$

$$\Delta p_0 = \frac{\rho_0 w_0^2}{2} \xi_0 \quad (35)$$

$$\Delta p_1 = \frac{\rho_0 w_0^2 \rho_1}{2 \rho_0} \xi_1 \quad (36)$$

Теперь мы получили замкнутую систему уравнений, которая позволяет рассчитать распределение потока нагреваемой или охлаждаемой среды по теплообменным трубкам змеевикового теплообменника, подобрать значения определяющих параметров конструкции, чтобы обеспечить однородное распределение потока и наибольшую эффективность теплообменника.

Эта система уравнений может быть сведена к дифференциальному уравнению второго порядка относительно нормированной скорости течения в раздающем канале вида:

$$u'' u' + b_1 u' u + b_2 (u')^2 + b_3 - c_4 b_4 = 0 \quad (37)$$

здесь  $u''$ ,  $u'$  – вторая и первая производные от нормированной осевой скорости по  $q$ -координате,

$$c_4 = 1 \text{ – для Z-схемы, } c_4 = -1 \text{ – для П-схемы}$$

$$b_1 = (A_0^2 - A_1^2 \cdot \frac{\rho_0}{\rho_1} \cdot \sigma^2) / \beta \quad (38)$$

$$\beta = \frac{(R/r)^4}{n^2} \cdot (\xi_0 + \xi_1 \frac{\rho_0}{\rho_1} + \psi \lambda l / 2r) \quad (39)$$

для Z-схемы

$$b_2 = (A_0 M_0 + (A_1 M_1 + A_1^2) \cdot \sigma^2 \frac{\rho_0}{\rho_1}) / \beta \quad (40)$$

для П-схемы

$$b_2 = (A_0 M_0 - (A_1 M_1) \cdot \sigma^2 \frac{\rho_0}{\rho_1}) / \beta \quad (41)$$

$$b_3 = (C_F^0 L / R) / \beta \quad (42)$$

$$b_4 = (C_F^0 L \sigma^2 \frac{\rho_0}{\rho_1}) / \beta \quad (43)$$

Из условия сохранения вихря в ядре течения в каналах следует:

$$F_{\vartheta}^{\prime 2}(u, \vartheta^*) = A_0^2 + \frac{2A_0 M_0}{u} + (M_0/u)^2 \quad (44)$$

$$F_{\vartheta}^{\prime 2}(u_1, \vartheta^*) = A_1^2 + \frac{2A_1 M_1}{u_1} + (M_1/u_1)^2 \quad (45)$$

Здесь

$$M_0 = F_{\vartheta}^{\prime}(1, \vartheta^*) - A_0 \quad (46)$$

$$M_1 = F_{\vartheta}^{\prime}(1, \vartheta^*) - A_1 \quad (47)$$

Параметры  $F_{\vartheta}^{\prime}(1, \vartheta^*)$ ,  $A_0$ ,  $A_1$  вследствие упомянутого свойства идеальности и автомодельности течения в каналах с интенсивным отсосом или вдувом являются характеристиками ядра

течения на входе в раздающий канал и на выходе из собирающего канала.

В частности для развитого турбулентного течения на входе в раздающий канал  $A_0 = 1,08$ ,  $M_0 = 0,03$ . Для собирающего канала  $A_1 = 1,38$ ,  $M_1 = 0,026$ .

Уравнения, аналогичные по структуре уравнению (37), и формулы для их коэффициентов получены для расчета распределения потока по слою катализатора в каталитических радиальных реакторах, адсорберах и других устройствах, снабженных распределяющими каналами с отсосом и вдувом [16].

Решение уравнения (37) в граничных условиях:

$$q = 0, u = 1 \quad q = 1, u = 0 \quad (48)$$

дает распределение осевой скорости по длине раздающего канала, учитывающее гидравлические и тепловые параметры теплообменных трубок посредством коэффициентов, определяемых соотношениями (38)-(47).

Вместе с граничными условиями (48) дифференциальное уравнение (37) представляет собой систему, относящуюся к классу краевых задач. В соответствии с граничными условиями выбирается метод решения краевой задачи. Для численного решения уравнения (37) используется метод Рунге-Кутты. Для сведения процедуры решения к задаче Коши (оба граничные условия задаются на одном конце отрезка интегрирования) используется метод пристрелки [17-19]. Суть метода заключается в том, что на первом краю участка интегрирования одно из условий задают произвольно. Затем в итерационной процедуре оно изменяется таким образом, чтобы с заданной точностью получить значение граничного условия на противоположном конце участка интегрирования.

Далее приведенная выше система уравнений позволяет рассчитать распределения нормированной и абсолютной скорости потоков в системе теплообменных труб, их гидравлического сопротивления, статического давления в каналах.

Используя полученное распределение потока, тепловым расчетом можно найти температуру нагреваемой среды в каждой трубке змеевика и распределение температуры теплоносителя по поперечному сечению газохода. На рис. 2 приведено распределение нормированной скорости потока по теплообменным трубкам в зависимости от нормированной длины раздающего канала (или от нормированной поперечной координаты газохода) двух модификаций змеевиков пароперегревателя, установленного в блоке теплоиспользующей аппаратуры трубчатой печи агрегата для производства аммиака.

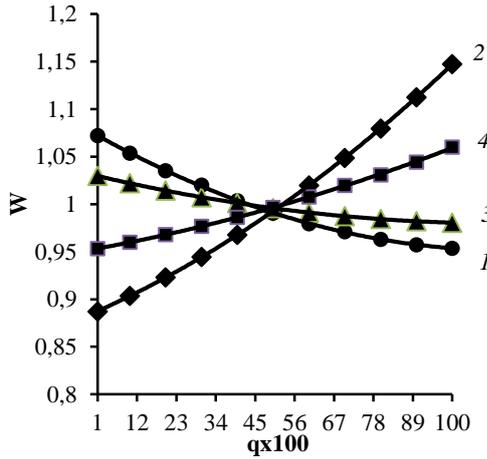


Рис. 2. Распределение нормированной скорости потока среды по теплообменным трубкам змеевика: 1,2 - модификация 1; 3,4 - модификация 2; 2,4 - Z-схема; 1,3 - П-схема  
 Fig. 2. Distribution of normalized fluid flow through coil heat exchanger tubes: 1, 2 - modification of 1; 3, 4 - modification of 2; 2, 4 - Z-scheme; 1,3 - П-scheme

Параметры модификаций змеевиков приведены в таблице.

Неоднородность распределения потоков по теплообменным трубкам можно характеризовать дисперсией отклонения относительной скорости среды от значения равного 1, характеризующего равномерное распределение. Дисперсию вычисляют по формуле:

$$dis = \int_0^1 (1 - W)^2 dq \quad (49)$$

Значения величины дисперсии приведены в таблице. Из рис. 2 видно, что в обеих модификациях распределение потоков по трубкам неоднородно. Неоднородность распределения выше для модификации 1, что характеризуется большими значениями дисперсии.

На рис. 3 для змеевика модификации 1 показано распределение температуры нагреваемой среды на выходе из трубок змеевика по длине коллектора и температуры теплоносителя, покидающего змеевик, по поперечному сечению газохода.

Таблица

Значения параметров для змеевиков  
 Table. Parameter values for coils

№ мод	Тип	Число трубок	Трубки, l/d	Коллекторы, L/2R	ΔP, кг/см <sup>2</sup>	dis	Dev t, °C		Dev Θ, °C	
							Middle	Max	Middle	Max
Модификация 1	П	69	1039	9,75	0,568	0,121	5,04	10,21	2,76	5,57
	Z	69	1039	9,75	0,581	0,449	12,04	19,97	6,27	10,9
Модификация 2	П	69	1137	8,83	0,820	0,023	2,42	4,47	2,0	2,44
	Z	69	1137	8,83	0,825	0,087	5,80	8,82	3,16	4,82

Примечание: ΔP, кг/см<sup>2</sup> – гидравлическое сопротивление змеевика по нагреваемой (охлаждаемой) среде; dis – дисперсия по уравнению (38), Dev t, °C – отклонение по температуре для нагреваемой среды: Middle – среднеквадратичное, Max – максимальное; Dev Θ, °C – то же для теплоносителя

Note: ΔP, kg/cm<sup>2</sup> – hydraulic resistance of the coil on a heated (cooled) environment; dis – dispersion on equation (38), Dev t, °C – temperature deviation for the heated environment: Middle – RMS, Max – maximum, Dev t, °C – the same for coolant

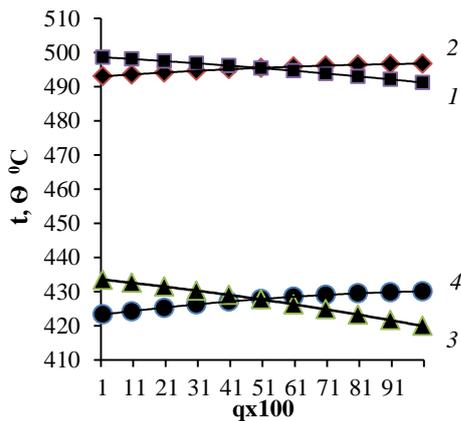


Рис. 3. Распределение температуры среды по поверхности змеевика. Модификация 1: 1,2 – температура теплоносителя; 3,4 - температура среды в трубках; 1,3 - Z-схема; 2,4 - П-схема  
 Fig. 3. Distribution of the temperature of the medium along the surface of the coil. Modification 1: 1, 2 - heat carrier temperature; 3, 4 - medium temperature in tubes; 1,3 - Z-scheme; 2,4 - П-scheme

На выбор параметров змеевиков оказывают влияние целый ряд условий, таких как условие компоновки (определяющее Z- или П-схемы), необходимая поверхность теплообмена, ограничения по гидравлическому сопротивлению и др.

Из представленных рисунков и таблицы видно, какое влияние на характер распределения потока среды по теплообменным трубкам, тепловые и гидравлические параметры змеевиков оказывает их тип (П или Z) и соотношение геометрических параметров.

В частности можно заметить, что:

1. Дисперсия распределения потоков по трубкам и отклонения по температурам среды и теплоносителя больше для змеевиков Z-типа.

2. Максимумы и минимумы температуры теплоносителя и температуры нагреваемой среды находятся на противоположных концах змеевиков П и Z-типов.

3. Последовательное расположение змеевиков одного гидродинамического типа, одинаково ориентированных в поперечном сечении газохода, является нежелательным, так как может привести к существенной неоднородности температурного поля теплоносителя по поперечной координате.

4. Чередованием последовательного расположения змеевиков П- и Z-типов, а также изменением ориентации однотипных змеевиков в плоскости поперечного сечения газохода можно добиваться однородного поля температуры теплоносителя в указанном поперечном сечении в согласовании с необходимыми компоновочными решениями.

Полученные результаты показывают, что к рассматриваемой проблеме на следующем иерархическом уровне математического моделирования в масштабе блока теплоиспользующей аппаратуры целесообразно применить методы математической оптимизации, использованные для расчетов слож-

ных гидравлических систем, например, рассмотренных в работах [20-21].

#### ВЫВОДЫ

Неоднородность распределения нагреваемой или охлаждаемой среды по теплообменным трубкам является одной из причин, вызывающих неоднородность распределения температуры по сечению газохода. Оптимизация теплообменника по гидравлическим и теплообменным характеристикам требует обязательной проверки конструкции на предмет однородности распределения нагреваемой или охлаждаемой среды по теплообменным трубкам.

Используя предложенную гидродинамическую модель змеевиков, целенаправленным изменением соотношений геометрических параметров возможно получить желаемый набор его тепловых и гидравлических характеристик.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Афанасьев С.В., Махлай С.В., Калинин С.А., Обысов А.В., Дульнев А. В., Сергеев С.П., Рощенко О.С.** Способ получения синтез-газа путем паровой конверсии углеводородов. Патент на изобретение RU №2535826. МПК С 01В 3/38; ВО1J23/755, 2014.
2. **Сергеев С.П., Афанасьев С.В.** Энергосберегающий унифицированный способ генерации синтез-газа из углеводородов. Патент на изобретение RU №2664526. МПК С 01В 3/26; С 01В 3/36. № 2016134563.
3. **Vasileiadis S., Ziaka Z.** Permreactor and separator type fuel processors for production of hydrogen and hydrogen, carbon oxides mixtures. US6919062 (B1) C01B3/48; C01B3/501; C07C29/1518; H01M8/0612 2005-07-19.
4. **Идельчик И.Е.** Аэрогидродинамика промышленных аппаратов. М.: Машиностроение. 1992. 672 с.
5. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. М.: Дрофа. 2003. 840 с.
6. **Дытнерский Ю.И.** Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия. 2002. 400 с.
7. **Айнштейн В.Г., Захаров М.К., Носов Г.А., Захаренко В.В., Зиновкина Т.В., Таран А.Л., Костянян А.В.** Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. М.: Химия. 2000. 1760 с.
8. **Слеттери Дж.С.** Теория переноса импульса, энергии и массы в сплошных средах. М.: Энергия. 2001. 448 с.
9. **Товбин Ю.К.** Структура уравнений переноса массы, импульса и энергии в сильнонеравновесных условиях. *Журн. физич. химии*. 2014. Т. 88. № 2. С. 226-234.
10. **Назаров А.С., Дильман В.В., Сергеев С.П.** Экспериментальное исследование турбулентного течения несжимаемой жидкости в канале с проницаемыми стенками. *Теоретич. осн. хим. технологий*. 1981. Т. 15. № 4. С. 561 – 567.
11. **Светлов С.А., Спиридонов Ф.Ф., Китаева Л.В.** Закономерности течения жидких сред в проницаемых каналах. *Ползунов. вестн.* 2003. № 1-2. С. 53-60.

#### REFERENCES

1. **Afanasyev S.V., Makhlay S.V., Kalinin S.A., Obysov A.V., Dulnev A.V., Sergeev S.P., Roshchenko O.S.** The method of producing synthesis gas by steam reforming of hydrocarbons. Patent for invention RU N 2535826. Ipc C 01B 3/38; BO1J23/755, 2014 (in Russian).
2. **Sergeev S.P., Afanasyev S.V.** Energy-saving unified method for generating synthesis gas from hydrocarbons. Patent for invention RU N 2664526. Ipc C 01B 3/26; C 01B 3/36. N 2016134563 (in Russian).
3. **Vasileiadis S., Ziaka Z.** Permreactor and separator type fuel processors for production of hydrogen and hydrogen, carbon oxides mixtures. US6919062 (B1) C01B3/48; C01B3/501; C07C29/1518; H01M8/0612 2005-07-19.
4. **Idelchik I.E.** Aero-hydrodynamic of industrial apparatuses. M.: Mashinostroenie. 1983. 351 p. (in Russian).
5. **Loitsyansky L.G.** Fluid and gas mechanics. M.: Drofa. 2003. 840 p. (in Russian).
6. **Dytnersky Yu.I.** Processes and devices of chemical technology. M.: Khimiya. 2002. 400 p. (in Russian).
7. **Ainstein V.G., Zakharov M.K., Nosov G.A., Zakharenko V.V., Zinovkina T.V., Taran A.L., Kostanyan A.V.** General course of processes and apparatuses of chemical technology. M.: Khimiya. 2000. 1760 p. (in Russian).
8. **Sletteri J.C.** Theory of momentum, energy and mass transport in fluids. M.: Energiya. 2001. 448 p. (in Russian).
9. **Tovbin Yu.K.** The structure of mass, momentum, and energy transfer equations in highly nonequilibrium conditions. *Zhurn. Fizich. Khim.* 2014. V 88. N 2. P. 226-234 (in Russian).
10. **Nazarov A.S., Dilman V.V., Sergeev S.P.** Experimental investigation of turbulent flow in the canal with permeable walls. *Teoretich. Osnovy Khim. Tekhnol.* 1981. V. 15. N 4. P. 561 – 567 (in Russian).
11. **Svetlov S.A. Spiridonov F.F., Kitaeva L.V.** Regularities of flow of liquid media in permeable channels. *Polzunov. Vestn.* 2003. N 1-2. P. 53-60 (in Russian).

12. **Китаева Л.В., Спиридонов Ф.Ф.** Анализ зависимости давления от координат каналов мембранных установок. Измерения, автоматизация и моделирование в промышленности научных исследованиях: Межвуз. сб. Бийск: АлтГТУ. 2001 С. 158-164.
13. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука. 1974. 744 с.
14. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Книга по требованию. 2012. 466 с.
15. **Сергеев С.П., Майдунов Н.П., Афанасьев С.В.** Теплообмен и гидравлика для течения газа в подъёмной трубе трубчатой печи первичного реформинга. *Хим. пром-ть сегодня*. 2014. № 4. С. 35-41.
16. **Сергеев С.П., Краснушкина Н.В., Майдунов Н.П., Петровская М.А.** Гидродинамические проблемы при модернизации промышленных радиальных реакторов синтеза аммиака. *Катализ в пром-ти*. 2011. Т. 3. № 3. С. 283- 289.
17. **Выгодский М.Я.** Справочник по высшей математике. М.: АСТ: Астрель. 2006. 991 с.
18. **Кукуджанов В.Н.** Численные методы в механике сплошных сред. М.: «МАТИ», РГТУ. 2006. 158 с.
19. **Огородникова О.М.** Вычислительные методы в компьютерном инжиниринге. Екатеринбург: УрФУ. 2013. 130 с.
20. **Федоров В.В., Афанасьев С.В.** Параметрическая оптимизация химико-технологической системы с помощью конвективно-диффузионного метода условной минимизации. *Вестн. Казан. технол. ун-та*. 2016. Т. 19. № 17. С. 151-153.
21. **Федоров В.В.** Конвективно-диффузионный метод условной минимизации для оптимизации гидравлической сети. Актуал. пробл. и достиж. в естеств. и математ. науках. Самара: ИЦРОН. 2015. С. 14-18.
12. **Kitaeva L.V., Spiridonov F.F.** Analysis of the dependence of pressure on the coordinates of the channels of membrane plants. Measurements, automation and modeling in industry research: Interuniversity collection. Biysk: Altai State Technical University. 2001. P. 158-164 (in Russian).
13. **Shlikhting G.** Theory of the boundary layer. M.: Nauka. 1974. 744 p. (in Russian).
14. **Idelchik I.E.** Handbook on hydraulic resistance. M.: Book on demand. 2012. 466 p. (in Russian).
15. **Sergeev S.P., Maidurov N.P. Afanasyev S.V.** Heat transfer and hydraulics for gas flow in the riser tube of the primary reformer tube furnace. *Khim. Prom-t Segodnya*. 2014. N 4. P. 35-41 (in Russian).
16. **Sergeev S.P., Krasnushkina N.V., Maidurov N.P., Petrovskaya M.A.** Hydrodynamic problems at modernization of industrial radial flow ammonia synthesis reactors. *Kataliz v Prom-ti*. 2011. V. 3. N 3. P. 283- 289 (in Russian).
17. **Vygodsky M.Ya.** Handbook on higher mathematics. M.: ACT: Astrel. 2006. 991 p. (in Russian).
18. **Kukudzhinov V.N.** Numerical methods in continuum mechanics. M.: «MATI», RSTU. 2006. 158 p. (in Russian).
19. **Ogorodnikova O.M.** Computational methods in computer engineering. Ekaterinburg: UrFU. 2013. 130 p. (in Russian).
20. **Fedorov V.V., Afanasyev S.V.** Parametric optimization of the chemical-technological system using the convection-diffusion conditional minimization method. *Vestn. Kazan. Tekhnol. Un-ta*. 2016. V. 19. N 17. P. 151-153 (in Russian).
21. **Fedorov V.V.** Convective-diffusion conditional minimization method for optimization of the hydraulic network. Actual problems and achievements in the natural and mathematical sciences. Samara: ITSRON. 2015. P. 14-18 (in Russian).

*Поступила в редакцию 15.01.2018*

*Принята к опубликованию 18.12.2018*

*Received 15.01.2018*

*Accepted 18.12.2018*