

Оригинальная статья / Original article

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110>

Аэродинамика и теплообмен закрученного потока природного газа в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта

Н. П. Григорова ¹✉, П. В. Монастырев ², Е. Г. Пахомова ¹, Н. Е. Семичева ¹

¹ Юго-Западный государственный университет
ул. 50 лет Октября 94, г. Курск 305040, Российская Федерация

² Тамбовский государственный технический университет
ул. Советская 106, г. Тамбов 392000, Российская Федерация

✉ e-mail: grigorowa.natalia2014@yandex.ru

Резюме

Цель исследования. Получить двухпараметрическую модель, характеризующую аэродинамические и теплообменные процессы, протекающие в вихревом теплообменном аппарате, дающие лучшее согласование расчетных и опытных значений коэффициента теплоотдачи с учетом кривизны движения закрученного потока газа в вихревом теплообменном аппарате, в котором в качестве источника тепловой энергии используется регулируемый перепад давления газа. Данное техническое решение позволит отказаться от установки автономных источников тепловой энергии, что снизит затраты на газ как топливо в системе отопления производственного помещения газораспределительного пункта (ГРП), а так же обеспечит более комфортные условия работы регулятора давления ГРП.

Методы. Комплексный анализ тепловых и гидравлических характеристик в вихревом теплообменном аппарате на основе известных теоретических положений и уравнений движения закрученного потока газа и теплообменных закономерностей.

Результаты. Получена зависимость, характеризующая интенсификацию теплообмена, базирующуюся на влиянии осевой и вращательной скорости, а также пути движения закрученного потока газа. Данная зависимость получена на основании комплексного анализа аэродинамических и теплообменных характеристик вихревого теплообменного аппарата, в котором в качестве источника тепловой энергии используется регулируемый перепад давления газа.

Заключение. Полученная двухпараметрическая модель позволяет получить наилучшее согласование расчетных значений коэффициента теплоотдачи со значениями, полученными опытным путем, которые использовались в теплотехническом расчете конструктивных параметров вихревого теплообменного аппарата.

Ключевые слова: природный газ; вихревой теплообменный аппарат; система отопления; газорегуляторный пункт; производственное здание.

Конфликт интересов: Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Для цитирования: Аэродинамика и теплообмен закрученного потока природного газа в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта / Н.П. Григорова, П.В. Монастырев, Е.Г. Пахомова, Н.Е. Семичева // Известия Юго-Западного государственного университета. 2020; 24(3): 99-110. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110>.

Поступила в редакцию 20.03.2020

Подписана в печать 04.05.2020

Опубликована 30.06.2020

© Григорова Н.П., Монастырев П.В., Пахомова Е.Г., Семичева Н.Е., 2020

Aerodynamics and Heat Transfer of Swirling Natural Gas Flow in a Vortex Heat Exchanger of the Heating System of a Gas Control Point

Natalia P. Grigorova¹ ✉, Pavel V. Monastirev², Ekaterina G. Pakhomova¹,
Natalia E. Semicheva¹

¹ Southwest State University
50 Let Oktyabrya str. 94, Kursk 305040, Russian Federation

² Tambov State Technical University,
106 Sovetskaya str., Tambov 392000, Russian Federation

✉ e-mail: grigorova.natalia2014@yandex.ru

Abstract

Purpose of research. To obtain a two-parameter model characterizing the aerodynamic and heat exchange processes occurring in a vortex heat exchanger, giving a better agreement between the calculated and experimental values of the heat transfer coefficient taking into account the curvature of the swirling gas flow in a vortex heat exchanger, in which a controlled gas pressure drop is used as a source of thermal energy. This technical solution will make it possible to abandon the installation of autonomous sources of thermal energy, which will reduce the cost of gas as a fuel in the heating system of the industrial premises of the gas distribution point (GDP), as well as provide more comfortable working conditions for the hydraulic fracturing pressure regulator.

Methods. Comprehensive analysis of thermal and hydraulic characteristics in a vortex heat exchanger is based on well-known theoretical positions and equations of motion of a swirling gas flow and heat exchange laws.

Results. It is obtained a dependence that characterizes the intensification of heat transfer based on the influence of the axial and rotational speed, as well as the path of motion of the swirling gas flow. This dependence is obtained on the basis of a comprehensive analysis of the aerodynamic and heat exchange characteristics of a vortex heat exchanger, in which a controlled gas pressure drop is used as a source of thermal energy.

Conclusion. The obtained two-parameter model gives the best agreement of the calculated values of the heat transfer coefficient with the values obtained experimentally, which were used in the thermal engineering calculation of the design parameters of the vortex heat exchanger.

Keywords: natural gas; vortex heat exchanger; heating system; gas control point; operating building.

Conflict of Interest: The authors declare the absence of overt and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

For citation: Grigorov N. P., Monastirev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Aerodynamics and Heat Transfer of Swirling Natural Gas Flow in a Vortex Heat Exchanger of the Heating System of a Gas Control Point. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2020; 24(3): 99-110 (In Russ.). [https://doi.org/ 10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110](https://doi.org/10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110).

Received 20.03.2020

Accepted 04.05.2020

Published 30.06.2020

Введение

В настоящее время особое внимание уделяется вопросам энергосбереже-

ния и экологической безопасности в области топливно-энергетического комплекса зданий различного назначения, в

том числе и небольших производственных зданий [1, 2, 3, 4, 5].

В газорегуляторном пункте регуляторы давления работают на достаточно высоком, от 3,5 и более кратном, перепаде входного и выходного значений давления с неустребованным погашением избытка энергии. Погашение этого избыточного давления газа, поступающего из магистрали к потребителю [6, 7], возможно при применении вихревого теплообменного аппарата, который может использоваться в качестве элемента системы отопления помещения газораспределительного пункта.

Данное техническое решение позволит отказаться от установки автономных источников тепловой энергии, что даст возможность снизить затраты на топливо, уменьшить выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду, а также обеспечить более комфортные условия работы регулятора давления из-за уменьшения перепада регулируемого давления газа, поступающего к потребителю.

В статье [8] на основании значений коэффициента теплоотдачи на лопасти завихрителя, полученных в ходе экспериментальных исследований на лабораторной установке [9], был произведен теплотехнический расчет параметров конструкции вихревого теплообменника. На основании чего была подтверждена возможность использования вихревого теплообменного аппарата в качестве элемента системы отопления газорегуляторного пункта, в котором в

качестве источника тепловой энергии используется регулируемый перепад давления газа.

В связи с этим, возникла необходимость в получении двухпараметрических моделей, которые характеризуют аэродинамические и теплообменные процессы, протекающие в вихревом теплообменном аппарате, с целью получения значений коэффициента теплоотдачи на лопасти завихрителя, наиболее близких к экспериментальным данным.

Материалы и методы

Как известно, закрутка потока при различных граничных условиях приводит к увеличению коэффициента теплообмена, но одновременно увеличиваются энергетические затраты на продвижение теплоносителя по длине вихревого теплообменника¹ [10].

Движение природного газа в теплообменнике в виде вихревого потока характеризуется соизмеримыми значениями осевой и вращательной составляющих скорости, действием центробежных массовых сил, продольными и поперечными градиентами давления, критерием климатического подобия закрученных потоков [11].

Закручивание природного газа завихрителем придаёт потоку вращательную составляющую скорости, возник-

¹ Системы утилизации тепла вытяжного воздуха в общественных зданиях и сооружениях: Типовые материалы для проектирования. 904-02-24.86. Киев: ЦНМИЭП инженерного оборудования, 1988. 98 с.

новению в нём центробежных массовых сил и образованию радиального градиента статического давления. При этом вектор скорости потока отклоняется от осевого направления, а основной характеристикой закрученного течения является угол закрутки потока между вектором его суммарной скорости и осью теплообменника.

Вследствие уменьшения интенсивности закрутки по длине вихревого теплообменника статическое давление на стенке уменьшается, а в приосевой области возрастает. В пристенной области при этом имеет место течение с отрицательными продольными градиентами скорости и давления, а в приосевой – с положительными, что отличает закрученное течение от осевого.

Рассмотрим дифференциальные уравнения движения закрученного потока в теплообменнике в проекциях на оси X и φ в приближении к пограничному слою [12]:

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho\omega r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho\omega^2 r) = \frac{\partial}{\partial x}(P \cdot r) + \frac{\partial}{\partial r}(r \cdot \tau_{rx}) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho \cdot \omega \cdot \vartheta \cdot r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot \omega \cdot u \cdot r^2) = \frac{\partial}{\partial r}(r^2 \cdot \tau_{r\varphi}), \quad (2)$$

где τ_{rx} и $\tau_{r\varphi}$ - касательные напряжения трения в осевом и тангенциальном направлениях.

Интегрируя эти уравнения по площади сечения, получим:

$$\frac{d}{dx} \int_0^R \rho\omega^2 r dr + \frac{d}{dx} \int_0^R P r dr = R\tau_{x\omega}, \quad (3)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^R \rho\omega u r^2 dr = -R^2 \tau_{\varphi\omega}. \quad (4)$$

Введём в решение момент количества движения потока M и количества его движения K_1 . Тогда выражения (3) и (4) примут вид:

$$\frac{d}{dx}(K_1 + K_p) = -4\pi R^2 \tau_{x\omega} \quad (5)$$

$$\frac{dM}{dx} = -4\pi R^2 \tau_{\varphi\omega}, \quad (6)$$

где $K_p = 2\pi \int_0^R P \cdot r \cdot dr$ - интеграл от сил давления;

$$K_1 = 2\pi \int_0^R \rho\omega^2 r dr \text{ и}$$

$$M = 2\pi \int_0^R \rho \cdot u \cdot \omega r^2 dr;$$

R – внутренний диаметр канала (вихревого теплообменника);

r, φ, x - цилиндрические координаты;

u, ω, ϑ - вращательная, осевая и радиальные скорости;

ρ - плотность закручиваемого потока природного газа.

Анализ уравнений (5) и (6) показывает, что интенсивность закрутки потока в вихревом теплообменнике, выполненном в виде трубы, может определяться только тремя безразмерными параметрами:

$$\Phi = \frac{M}{(K_1 + K_2)R}; \Phi' = \frac{M}{K_1 R};$$

$$\operatorname{tg}\varphi_\omega = \frac{\tau_{\varphi\omega}}{r_{x\omega}} = \frac{\tau_{\varphi\omega}}{r_{x\omega}}. \quad (7)$$

Первый параметр характеризует соотношение вращательного и полного количества движения в интегральной форме и используется при анализе аэро-

динамики закрученных струй. Второй параметр определяет соотношение вращательного и осевого количества движения в интегральной форме. Третий параметр является отношением поверхностных напряжений трения в направлениях φ и x и равен тангенсу предельного (поверхностного) угла закрутки потока.

Двухфазный закрученный поток сохраняет основные закономерности однофазного потока. Количественные отличия определяются плотностью и диаметром частиц, их объёмной концентрацией разностью скоростей фаз. В двухфазном потоке существенно возрастает поверхностное трение, уменьшаются толщины и области пристенного течения (пограничного слоя) в осевом и тангенциальном направлениях.

При течении закрученных потоков в трубах гидравлические потери обусловлены тремя составляющими: потерями на трение о стенку канала; потерями на трение в потоке вследствие поперечных градиентов скорости и давления, формированием зоны обратных течений и высокой турбулентности; выходными потерями, когда на выходе из трубы поток сохраняет закрутку.

В соответствии с уравнениями (5) и (6) для определения касательных напряжений трения в осевом $\tau_{x\omega}$ и тангенциальном $\tau_{\varphi\omega}$ направлениях, находим суммарное напряжение трения на внутренней стенке канала:

$$\tau_{\Sigma\omega} = \tau_{x\omega} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{\omega}}, \quad (8)$$

где $\operatorname{tg} \varphi_{\omega} = \frac{\tau_{\varphi\omega}}{\tau_{x\omega}}$ - тангенс предельного угла закрутки на стенке канала.

Гидравлические потери закрученного потока определим на основе уравнения Бернулли, описывающего неравномерное по радиусу распределение скоростей и давлений. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления равен:

$$\xi_{\varphi} = \frac{2\Delta E}{G\omega_{cp}^2}, \quad (9)$$

где E – энергия закрученного потока,

$$E = 2\pi \int_0^R P_{\text{пол}} \omega r dr;$$

$P_{\text{пол}}$ - полное давление потока теплоносителя;

ω_{cp} - средняя осевая скорость.

Потери энергии на единицу длины трубы характеризуются коэффициентом сопротивления:

$$\lambda_{\varphi} = \frac{2\Delta E}{\Delta \bar{x} G \omega_{cp}}, \quad (10)$$

где \bar{x} - относительные координаты,

$$\bar{x} = \frac{x}{2R}.$$

Величины ξ_{φ} и λ_{φ} зависят от степени закрутки потока на входе и относительной длины трубы.

Теплообмен в вихревом теплообменнике с использованием сжатого воздуха хорошо исследован [13, 14] и характеризуется непосредственной близостью к завихрителю. Структура потока и закономерности теплообмена определяются способом начальной закрутки и

в диапазоне изменения среднего числа Re_x от 10^5 до 10^7 . Опытные данные обобщены уравнением [15, 16]:

$$Nu_x = 0,026(1 + \operatorname{tg} \varphi_{\text{вх}})^{0,77} \exp(0,42d_0^{-3}) \Phi Re^{0,8}, \quad (11)$$

где Φ - параметр, учитывающий изменение максимальной осевой скорости по длине трубы

$$\Phi = \frac{\omega_{\text{max}}}{(\omega_{\text{max вх}})^{0,8}};$$

$\varphi_{\text{вх}}$ - угол закрутки потока на входе.

Определяющим размером является расстояние X , определяющей температурой – среднемассовая температура в рассматриваемом сечении. В число Рейнольдса входит максимальная осевая скорость в сечении X .

На основном участке в вихревом теплообменнике закономерность теплообмена определяется только интенсивностью закрутки потока и в результате анализа известных теоретических положений [17, 18] и обработки экспериментальных данных получим уравнение подобия:

$$Nu_x = 0,029 Re^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_T \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (12)$$

где ε_T - функция неизометричности,

$$\varepsilon_T = 2(\sqrt{\psi} + 1)^{1,6}$$

ψ - температурный фактор,

$$\psi = \frac{T_\omega}{T_f};$$

T_ω - температура стенки вихревой трубы;

T_f - температура газового потока.

Определяющим размером в этом уравнении является расстояние x , определяющей температурой – температура

вне области пристенного течения. В число Рейнольдса входит текущее значение максимальной осевой скорости.

Влияние закрутки на локальную теплоотдачу характеризуется относительной функцией:

$$\varepsilon_\varphi = 1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}. \quad (13)$$

В этом случае теплообмен по длине вихревого теплообменника описывается уравнением

$$St_1 = 0,0128 Re_T^{-0,25} Pr_1^{-0,75} \psi_\psi \psi_T, \quad (14)$$

где St_1 - локальное число Стантона,

$$St_1 = \frac{Nu}{Re_x Pr_1};$$

Re_T – тепловое число Рейнольдса, в котором определяющим размером является толщина пограничного слоя вихревой трубы δ_T [19];

$$\psi_T = \left[\frac{2}{(\sqrt{\varphi} + 1)} \right]^2 - \text{фактор неизотермичности.}$$

мичности.

Относительная функция закрутки характеризуется уравнением

$$\psi_\varphi = 1 + 0,57 \cdot \Phi. \quad (15)$$

Уравнение (15) используется при решении интегрального уравнения энергии, что позволяет получить уравнение подобия для различных законов изменения температуры стенки вихревого теплообменника по его длине.

Учитывая винтовой характер движения теплоносителя, а также данные о физической структуре природного газа, запишем уравнение подобия:

$$Nu_s = C Re_s^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_T \varepsilon_s, \quad (16)$$

где $Nu_s = \frac{\alpha \cdot S}{\lambda}$ - критерий теплообмена по внутренней поверхности вихревого теплообменника;

$Re_s = \frac{\omega \cdot S}{\eta}$ - число Рейнольдса по длине S винтовой линии у внутренней поверхности в области пристенного течения;

ε_T и ε_s - функции, определяющие влияние турбулентности и кривизны винтовой линии при перемещении природного газа.

Так как длина винтовой линии $S = x \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega}$, $\omega = \omega_{cp} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega}$, то уравнение (16) примет вид:

$$\frac{Nu_x}{Nu_0} = \omega_{cp}^{0,8} (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega)^{0,4} (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega)^{-0,1} \varepsilon_s, \quad (17)$$

где ω_{cp} - средняя осевая скорость потока природного газа в вихревом теплообменнике.

Числа Нуссельта в левой части уравнения (17) определены по продольному размеру (x), т.е. длине вихревого теплообменника, при этом число Nu_0 характеризует теплообмен при осевом течении в вихревом теплообменнике при том же значении среднерасходного числа Рейнольдса.

Результаты и их обсуждение

Таким образом, левая часть уравнения (17) характеризует общую интенсификацию теплообмена в трубах с закруткой потока, а правая часть - определяющие эту интенсификацию.

Параметр $\omega_{cp}^{0,8}$ - определяет увеличение теплообмена вследствие возрастания осевой скорости около стенки. Член уравнения $(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega)^{0,4}$ - характеризует увеличение теплообмена из-за появления вращательной скорости, а член $(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_\omega)^{-0,1}$ - уменьшение теплообмена из-за возрастания пути движения закрученного потока теплоносителя.

Значения коэффициента теплоотдачи, полученные опытным путем в ходе экспериментальных исследований на лабораторной установке и рассчитанные с учетом кривизны движения потока газа на лопасти завихрителя согласно уравнению (17) показывают относительную сходимость полученных результатов (табл. 1). Среднеарифметическая погрешность полученных результатов составляет 2%, что находится в области допустимых отклонений.

Выводы

Таким образом, выполненные расчёты закрученного течения для вихревого теплообменного аппарата показали, что применение двухпараметрической модели позволило получить расчетные значения коэффициента теплоотдачи, наиболее близкие к экспериментальным значениям. Результаты выполненных расчётов для течения в трубе с закруткой в одно и противоположные направления показывают, что учёт кривизны позволяет получить лучшее согласование расчётных и опытных значений коэффициента теплоотдачи на лопасти завихрителя.

Таблица 1. Сравнительная характеристика опытных и расчётных значений коэффициента теплоотдачи на поверхности лопасти завихрителя вихревого теплообменного аппарата

Table 1. Comparative characteristics of the experimental and calculated values of the heat transfer coefficient on the surface of the swirler blade of a vortex heat exchanger

Температура теплоносителя перед контактом t , °C / Coolant temperature before contact t , °C	Температура испарения $t_{и}$, °C / Evaporation temperature t_e , °C	Коэффициент теплоотдачи, расчётный α_p , Вт/(м ² ·°C) / Thermolysis coefficient calculated, α_c , Wt/(m ² ·°C)	Количество испаряющейся жидкости W , г / Amount of the evaporating liquid W , g	Температурный напор охлаждённого теплоносителя, °C / Cooled coolant temperature head, °C	Тепло, отбираемое от теплоносителя Q , Дж / Heat removed from coolant Q , J	Теплота испарения rW , кДж/кг / Vaporization heat, rW , kJ/kg	Коэффициент теплоотдачи, опытный $\alpha_{оп}$, Вт/(м ² ·°C) / Thermolysis coefficient, experimented α_{on} , Wt/(m ² ·°C)	Теплота конвекции Q_k , Дж / Convection warmth, Q_k , J
5	5,2	48,35	8,4	0,68	6,807	5,823	48,35	0,984
10	10,2	48,40	8,6	0,69	6,907	5,913	48,85	0,994
15	15,6	48,34	8,8	0,69	6,407	6,017	49,22	0,890
20	20,3	48,33	8,8	0,70	7,007	6,055	49,56	0,953
25	25,3	48,30	9,1	0,71	7,107	6,153	49,65	0,954
30	30,4	48,27	8,9	0,69	6,907	6,008	49,72	0,899
35	35,4	48,19	8,8	0,69	6,807	9,905	49,86	0,902
40	40,2	48,00	9,0	0,70	7,707	5,992	49,90	1,015

Примечание: массовый расход теплоносителя G , кг/с; диаметр «пятна» жидкости $d_n=0,12$ м; теплоемкость теплоносителя $C_{e,2}=1,05$ кДж/(кг·К); средняя плотность $1,44$ кг/м³.

Данное техническое решение позволит отказаться от установки автономных источников тепловой энергии, что снизит затраты на газ как топливо в системе

отопления производственного помещения газораспределительного пункта (ГРП), а так же обеспечит более комфортные условия работы регулятора давления ГРП.

Список литературы

1. Optimization of thermal modernization of a group of buildings using simulation modeling / K.O. Dubrakova, P.V. Monastirev, R.Y. Klychnikov, V.A. Yezerskiy // Journal of Applied Engineering Science. 2019. Vol. 17. Is. 2. P. 192-197.
2. Mishchenko E., Monastirev P., Evdokimtsev O. Quality Improvement of Specialists Training for Energy-Efficient Construction. 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 463 032046. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/463/3/032046>

3. Ерофеев А.В., Ярцев В.П., Монастырев П.В. Декоративно-защитные плиты для фасадной отделки зданий // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2017. № 1 (367). С. 101-104.
4. Гусев Б.В., Езерский В.А., Монастырев П.В. Теплопроводность минераловатных плит в условиях эксплуатационных воздействий // Промышленное и гражданское строительство. 2005. № 1. С.48-49.
5. Гусев Б.В., Езерский В.А., Монастырев П.В. Изменение линейных размеров минераловатных плит в условиях эксплуатационных воздействий // Промышленное и гражданское строительство. 2004. № 8. С.32-34.
6. Пат. 2615878 Российская Федерация: МПК F 28 D 7/10. Вихревой теплообменный элемент / Кобелев Н.С., Григорова Н.П. [и др.]; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. №2016110870; заявл. 04.07.2016; опубл. 11.04.2017, Бюл. № 11.
7. Пат. 2622340 Российская Федерация: МПК F 28 D 7/10. Вихревой теплообменный элемент / Кобелев Н.С., Григорова Н.П. [и др.]; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. №2016128870953; заявл. 15.07.2016; опубл. 14.06.2017, Бюл. № 17.
8. Теплотехнический расчет конструктивных параметров вихревого теплообменного аппарата системы отопления газорегуляторного пункта / Н.П. Григорова, П.В. Монастырев, Е.Г. Пахомова, Н.Е. Семичева // Журнал БСТ. Технология и организация строительства. Наука 2.1. 2020. №8. С. 45-49.
9. Григорова Н.П., Монастырев П.В. Экспериментальное исследование влияния мелкодисперсной капельной влаги и загрязнений в теплоносителе на коэффициент теплоотдачи вихревого теплообменника системы отопления газорегуляторного пункта // Современные концепции техники и технологии: проблемы, состояние и перспективы. Чебоксары, 2020. С. 1-5. URL: <https://interactive-plus.ru/ru/article/>
10. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. Новосибирск: Наука, 1981. 336 с.
11. Поляков А.А., Канава В.А. Теплообменные аппараты в инженерном оборудовании зданий и сооружений. М.: Стройиздат, 1989. 200 с.
12. Дрейцер Г.А. Основы конвекционного теплообмена в каналах. М.: Издательство МАМ, 1989. 84 с.
13. Аметистов Е.В, Григорьев В.А., Зорина В.М. Тепло и массообмен. Теплотехнической эксперимент: справочник. М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.
14. Штым, А.М. Аэродинамика циклонно-вихревых камер. Владивосток, 1985. 197 с.
15. Гордов А.Н., Жегулло О.М., Иванов А.Г. Основы температурных изменений. М.: Энергоатомиздат, 1992. 304 с.
16. Никитин Ю.М., Покровский Ю.Ю., Пауков Е.И. Интенсификация конвективного теплообмена с помощью одно и четырёхзаходной искусственной шероховатости // Промышленная теплотехника. 1984. № 6. 35. С. 26–28.

17. Воронин Г.М., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 96 с.
18. Уонг Ч. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: справочник. М.: Атомиздат, 1979. 216 с.
19. Ленивеч Ф. Измерение температур в технике. М.: Металлургия, 1980. 118 с.

References

1. Dubrakova K. O., Monastirev P. V., Klychnikov R. Y., Yezerskiy V. A. Optimization of thermal modernization of a group of buildings using simulation modeling. *Journal of Applied Engineering Science*, 2019, vol. 17, is. 2, pp. 192-197.
2. Mishchenko E., Monastirev P., Evdokimtsev O. Quality Improvement of Specialists Training for Energy-Efficient Construction. 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 463 032046. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/463/3/032046>
3. Erofeev A.V., Yartsev V. P., Monastirev P. V. Dekorativno-zashchitnye plity dlya fasadnoi otdelki zdaniy [Decorative and protective plates for facade finishing of buildings. News of higher educational institutions]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Technology of the Textile Industry*, 2017, no. 1 (367), pp. 101-104 (In Russ.).
4. Gusev B. V., Yezerskiy V. A., Monastirev P. V. Teploprovodnost' mineralovatnykh plit v usloviyakh ekspluatatsionnykh vozdeistvii [Thermal conductivity of mineral wool slabs under operating conditions]. *Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo = Industrial and Civil Construction*, 2005, no. 1, pp. 48-49 (In Russ.).
5. Gusev B. V., Yezerskiy V. A., Monastirev P. V. Izmenenie lineinykh razmerov mineralovatnykh plit v usloviyakh ekspluatatsionnykh vozdeistvii [Changing the linear dimensions of mineral wool slabs under operating conditions]. *Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo = Industrial and Civil Construction*, 2004, no. 8, pp. 32-34 (In Russ.).
6. Kobelev N. S., Grigorova N. P. [et al.]. *Vikhrevoi teploobmennyy element* [Vortex heat exchange element]. Patent RF, no. 2615878, 2017 (In Russ.).
7. Kobelev N. S., Grigorova N. P. [et al.]. *Vikhrevoi teploobmennyy element* [Vortex heat exchange element]. Patent RF, no. 2622340, 2017 (In Russ.).
8. Grigorova N. P., Monastirev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Teploekhnicheskii raschet konstruktivnykh parametrov vikhrevogo teploobmennogo apparata sistemy otopleniya gazoregulyatornogo punkta [Heat engineering calculation of design parameters of the vortex heat exchanger of the gas control point heating system]. *Zhurnal BST. Tekhnologiya i organizatsiya stroitel'stva. Nauka 2.1. = Technology and Organization of Construction. Nauka 2.1*, 2020, no. 8, pp. 45-49 (In Russ.).

9. Grigorova N. P., Monastirev P. V. [Experimental study of the influence of fine drop-let moisture and contamination in the coolant on the heat Transfer Coefficient of the vortex heat exchanger of the gas control point heating system]. *Sovremennye kontseptsii tekhniki i tekhnologii: problemy, sostoyanie i perspektivy* [Modern concepts of engineering and technology: problems, state and prospects]. Tchboksary, 2020, pp. 1-5 (In Russ.). Available at: <https://interactive-plus.ru/ru/article>
10. Goldshtik M. A. *Vikhrevye potoki* [Vortex flows]. Novosibirsk, Nauka Publ., 1981. 336 p. (In Russ.).
11. Polyakov A. A., Kanava V. A. *Teploobmennye apparaty v inzhenernom oborudovanii zdaniy i sooruzhenii* [Heat exchangers in engineering equipment of buildings and structures]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1989. 200 p. (In Russ.).
12. Dreytser G. A. *Osnovy konveksionnogo teploobmena v kanalakh* [Fundamentals of convection heat transfer in channels]. Moscow, 1989. 84 p. (In Russ.).
13. Ametistov E. V., Grigoriev V. A., Zorina V. M. *Teplo- i massoobmen. Teplotekhnicheskoi eksperiment* [Heat and mass transfer. Heat engineering experiment]. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 512 p. (In Russ.).
14. Stam A. M. *Aerodinamika tsiklonno-vikhrevykh kamer* [Aerodynamics of cyclone-vortex chambers]. Vladivostok, 1985. 197 p. (In Russ.).
15. Gordov A. N., Zhegullo O. M., Ivanov A. G. *Osnovy temperaturnykh izmenenii* [Fundamentals of temperature changes]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1992. 304 p. (In Russ.).
16. Nikitin Yu. M., Pokrovsky Yu. Y., Paukov E. I. Intensifikatsiya konvektivnogo teploobmena s pomoshch'yu odno i chetyrekhzakhodnoi iskusstvennoi sherokhovatosti [Intensification of convective heat transfer using one-and four-pass artificial roughness]. *Promyshlennaya teplotekhnika = Industrial Heat Engineering*, 1984, no. 6. 35, pp. 26–28 (In Russ.).
17. Voronin G. M., Dubrovsky E. V. *Effektivnye teploobmenniki* [Effective heat exchangers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 96 p. (In Russ.).
18. Wong C. *Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov* [Basic formulas and data on heat transfer for engineers]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 216 p. (In Russ.).
19. Lenivech F. *Izmerenie temperatur v tekhnike* [Measuring temperatures in engineering]. Moscow, Metallurgy Publ., 1980. 118 p. (In Russ.).

Информация об авторах / Information about the Authors

Григорова Наталья Павловна, аспирант кафедры теплогазоснабжения, ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск, Российская Федерация, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Natalia P. Grigороva, Post-Graduate Student of Heat and Gas Supply Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Монастырев Павел Владиславович, доктор технических наук, директор института Архитектуры, строительства и транспорта, ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», г. Тамбов, Российская Федерация, e-mail: monasteryrev68@mail.ru

Pavel V. Monastyrev, Dr. of Sci. (Engineering) Rector of the Institute of Architecture, Construction and Transport, Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation, e-mail: monasteryrev68@mail.ru

Пахомова Екатерина Геннадьевна, кандидат технических наук, доцент, декан факультета строительства и архитектуры, ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск, Российская Федерация, e-mail: fsa_dekanat@mail.ru

Ekaterina G. Pakhomova, Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Dean of Construction and Architecture Faculty, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: fsa_dekanat@mail.ru

Семичева Наталья Евгеньевна, кандидат технических наук, доцент, завкафедрой теплогазоснабжения, ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск, Российская Федерация, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Natalia E. Semicheva, Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of Heat and Gas Supply Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru