(сс) ву УДК 536.24:621.1.1.016.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОФИЛЕЙ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ

Т.М. Фарахов, А.Г. Лаптев

Казанский государственный энергетический университет г. Казань, Россия tvt kgeu@mail.ru

Резюме: Рассмотрена задача определения полей температур в потоках и эффективности теплообменников с интенсификацией металлическими хаотичными насадочными упаковками. Представлены результаты экспериментальных исследований нагрева индустриального масла горячей водой в теплообменнике типа – "труба в трубе", где во внутренней трубе размещена хаотичная насадка с номинальным размером 6 мм.

Насадка за счет турбулизации потока масла обеспечивает переход от ламинарного режиму к турбулентному и значительное повышение коэффициента теплоотдачи (в 15-20 раз).

Для расчета температурных профилей в каналах записана ячеечная модель структуры потоков, где основными параметрами являются тепловое число единиц переноса и число ячеек полного перемешивания. Даны выражения для расчета этих параметров в трубах с хаотичными насадками. Приведены результаты расчетов профилей температур при различных расходах нагреваемого масла и показано удовлетворительное согласование с опытными данными. Расчет температурных полей позволяет учесть изменение теплофизических свойств потоков по длине каналов, что особенно важно для углеводородных смесей с повышенной вязкостью и большими числами Прандтля.

Представленная математическая модель позволяет учесть структуру потоков теплоносителей в аппаратах с интенсификаторами и вычислить тепловую эффективность процессов нагрева и охлаждения сред.

Ключевые слова: теплообмен, структура потока, хаотичные насадки, ячеечная модель, интенсификация.

Для цитирования: Фарахов Т.М., Лаптев А.Г. Моделирование температурных профилей и эффективности теплообменных аппаратов с интенсификаторами // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020. Т. 22. № 2. С. 12-18. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-1-12-18.

MODELING OF TEMPERATURE PROFILES AND EFFICIENCY OF HEAT TRANSFER EQUIPMENT WITH INTENSIFIERS

TM. Farakhov, AG. Laptev Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

Abstract: The problem of determination of temperature fields in the flow and efficiency of heat exchangers with intensification by metal chaotic packings is considered. Results of experimental studies of the heating of industrial oil with hot water in a "pipe-in-pipe" heat exchanger, where a chaotic packing of nominal size 6 mm is placed in the internal pipe, are presented.

The packing, due to turbulence in the flow of oil, provides transition from the laminar to the turbulent regime and a significant increase in heat transfer coefficient (by 15-20 times).

For calculating temperature profiles in channels, a cell model of the flow structure is written, where the main parameters are thermal number of transfer units and number of complete mixing cells. Expressions are given for calculating these parameters in pipes with chaotic packings. Results of calculating temperature profiles for various flowrates of the heated oil are presented and satisfactory agreement with experimental data is shown. The calculation of temperature fields makes it possible to take into account a change in thermophysical properties of flows along the length of the channels, which is especially important for hydrocarbon mixtures with high viscosity and large Prandtl numbers. Проблемы энергетики, 2020, том 22, №2

The presented mathematical model allows to take into account the structure of heat carrier flows in apparatus with intensifiers and to calculate thermal efficiency of the processes of heating and cooling the media.

Keywords: heat transfer; flow structure; chaotic packings; cell model; intensification.

For citation: Farakhov TM, Laptev AG. Modeling of temperature profiles and efficiency of heat transfer equipment with intensifiers. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2020; 22(2):12-18. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-2-12-18.

Введение

Традиционные методы расчетов теплообменных аппаратов, построенные с применением уравнений теплового баланса и теплопередачи, не учитывают обратное перемешивание теплоносителей, т.е. справедливы при идеальном вытеснении потоков [1-3]. Такой подход допустим в расчетах теплообменников с гладкими поверхностями, без дополнительных устройств (перегородок, интенсификаторов и т.д.), вызывающих интенсивную турбулентность и значительное обратное перемешивание потоков. Известно, что обратное перемешивание снижает движущую силу процессов переноса (в данном случае температурный напор), и для достижения заданных показателей теплообменника требуется увеличение площади поверхности теплопередачи. Для учета обратного перемешивания применяются диффузионная или ячеечная модели структуры потоков, где основным параметром является коэффициент обратного перемешивания (в безразмерном виде модифицированное число Пекле). Если число Pe < 20, то перемешивание необходимо учитывать, где $Pe=u_{cp}l/D_n$; u_{cp} – средняя скорость потока, м/с; l – характерный размер, м; D_n – коэффициент обратного перемешивания, м²/с [4-6].

В работах И.А. Гильденблата и В.Н. Бобылева и др. показаны возможности в описании температурных профилей при помощи диффузионной модели структуры потоков [7-9].

Дальнейшие исследования влияния обратного (продольного) перемешивания потоков и интенсификаторов на эффективность теплообменников выполнены А.И. Леонтьевым, Голованчиковым А.Б. и др. [10-12].

Целью данной работы является разработка математической модели теплопереноса на основе применения ячеечной модели структуры потоков для теплообменников с объемным интенсификатором – хаотичной насадкой.

Материалы и методы. Ячеечная модель

Однопараметрическая ячеечная модель является простейшей математической моделью и основана на допущении полного перемешивания потока в пределах одной ячейки. В аппарате или канале находится n ячеек, между которыми перемешивание отсутствует. Число ячеек находится экспериментально на основе функции реального времени пребывания потока в аппарате и связано числом Пекле структуры потока. Известно, что при n = 1 в аппарате полное перемешивание и минимальная эффективность процесса из-за низкого значения движущей силы. При $n \to \infty$ – максимальная возможная эффективность при заданных условиях проведения процесса.

Для моделирования температурных профилей теплоносителей в теплообменнике типа «труба в трубе», где во внутренней трубе размещается объемный интенсификатор в виде мелкой хаотичной насадки, примем ячеечную модель с условным делением потоков в каналах теплообменного аппарата на ряд последовательных ячеек полного перемешивания (рис. 1).



Рис. 1 Условное деление теплообменника «труба в трубе» на ячейки полного перемешивания: *1* – наружная труба; 2 – внутренняя труба с насадкой.

© Т.М. Фарахов, А.Г. Лаптев

Рассматривается задача моделирования нагрева холодного теплоносителя с начальной температурой на входе (при i=1), с помощью горячего теплоносителя в противотоке с начальной температурой $t_{\Gamma H}$ (при i=n), где t – температура теплоносителя,

°С; н, к – начальные и конечные значения; г, х – горячий и холодный теплоносители.

Из решения находятся температуры теплоносителей в ячейках и температуры на выходах каналов (t_{xk} , t_{rk}).

Конечно, число ячеек в канале без насадки (во внешней трубе) и трубе с насадкой не совпадает. В трубе с насадкой за счет более интенсивного перемешивания число ячеек будет меньше, чем во внешней трубе. Во внешней трубе без интенсификаторов практически идеальное вытеснение потока. Однако в рассматриваемой задаче нагрева индустриального масла горячей водой (аналогично греющим паром), основное сопротивление теплопередачи сосредоточено во внутренней трубе с маслом, где расположена насадка (как показывают эксперимент и расчеты). Кроме этого, температура горячей воды изменяется по длине канала незначительно, по сравнению с температурным профилем масла, поэтому допущение о одинаковом числе ячеек во внутренней и внешней трубе практически не скажется на результатах расчетов.

Известна эквивалентная связь между числом ячеек и числом Пекле. При Pe > 3; Pe = 2(n-1), где n – число ячеек; где число Пекле хаотичной для насадки вычисляется по формуле [13].

$$Pe = 0.52H(\xi/Re_2)^{0.25}d_2^{-1},$$
(1)

где $\text{Re}_3 = u_{cp} d_3 / v_{\pi}$ – число Рейнольдса; u_{cp} – средняя скорость среды в насадке, м/с; d – эквивалентный диаметр насадки, м; v_{π} – кинематический коэффициент вязкости м²/с; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадки; H – длина слоя насадки, м.

Для учета изменения теплофизических свойств потока по ячейкам в зависимости от получаемого температурного профиля, можно использовать следующие выражения, например, для процесса нагрева масла в трубе с насадкой. Поток тепла Q_i в ячейке

$$Q_{i} = Gc_{pxi}(t_{xi} - t_{xi-1}) = K_{i}F_{i}(t_{ri} - t_{xi}), \qquad (2)$$

Температуру второго теплоносителя в ячейке можно определить из уравнения теплового баланса

$$Q_{i} = Gc_{pxi}(t_{xi} - t_{xi-1}) = Lc_{pri}(t_{ri} - t_{ri-1}), \qquad (3)$$

где G, L – массовые расходы холодной (нагреваемой) среды и горячей, кг/с; C_{pxi} , C_{pri} – удельные теплоемкости холодной и горячей среды, Дж/кг К; K_i – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; F_i – площадь и поверхности теплопередачи в *i*-ой ячейке, м²; $F_i = \pi d \Delta z_i$; $\Delta z_i = H / n$; n – число ячеек полного перемешивания; i = 1, 2, ... n.

Из соотношений (2) и (3) получим температуры холодного и горячего

теплоносителей в ячейках

$$t_{xi} = \frac{t_{xi-1} + N_{oxi}}{1 + N_{oxi}},$$
(4)

$$t_{\Gamma i} = t_{\Gamma i-1} + \frac{Gc_{pxi}}{Lc_{p\Gamma i}}(t_{xi} - t_{xi-1}), i = 1, 2, ..., n,$$
(5)

где $N_{oxi} = K_i F_i / G c_{px}$ – тепловое число единиц переноса для *i*-ой ячейки.

Для трубы с насадкой число Нуссельта $Nu_{3i} = \alpha_{xi} d_3 / \lambda_{xi}$ для ячейки ($\text{Re}_3 > 40$) [13]

$$Nu_{3i} = 0,175 \operatorname{Re}_{3i}^{0,75} \operatorname{Pr}_{i}^{0,33} \left(\xi_{i} / 2\right)^{0,25} \left(\mu_{\mathcal{K}} / \mu_{\mathrm{CT}}\right)_{i}^{0,14}.$$
(6)

где Pr – число Прантля; μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с; значение ξ_i – вычисляется по известному выражению по числу Рейнольдса для данной насадки.

Для трубы без насадки ($\text{Re}_d > 10^4$) по выражению Михеева

$$Nu_i = 0,022 \operatorname{Re}_{di}^{0,8} \operatorname{Pr}_i^{0,43}.$$
 (7)

где Re_d= $u_{cp}d/v_{w}$ – число Рейнольдса для канала без насадки.

Из выражений (6), (7) находятся коэффициенты холодного и горячего теплоносителей и далее по уравнению аддитивности термических сопротивлений коэффициент теплопередачи K_i для вычисления теплового числа единицы переноса N_{oxi} .

Выражения (4) и (5) решаются в итерационном цикле при: i = 1, $t_x = t_{xH}$, (вход холодной среды); при i = n, $t_r = t_{rH}$ (выход нагреваемой среды в вход греющего теплоносителя). В первом приближении задаются температурные профили и затем уточняются в итерационном цикле до сходимости решений с учетом изменения теплофизических свойств среды.

Результаты расчетов

Выполнено решение приведенной системы уравнений (4), (5) для заданных условий проведения экспериментальных исследований нагрева индустриального масла горячей водой в теплообменниках типа «труба в трубе», где во внутренней трубе – мелкая хаотичная насадка с удельной поверхностью 560 м²/м³ [14]. Результаты расчетов даны на рис. 2. Из расчетов следует удовлетворительное согласование (±1-2%) рассчитанных конечных температур масла (при *i=n*) с экспериментальными данными (точки) [14].



Рис. 2 Профили температуры масла по длине трубы с насадкой. Число Рейнольдса масла: *I* – Re_м = 268,8; *2* – 222,2; 3 – 172,9; число Рейнольдса греющей воды: *I* – Re_в = 10108; *2* – 10240;

3 – 10240. Начальная температура масла: *1* – *t*_м = 40,81 °C; 2 – 40,78 °C; *3* – 40,64 °C.

Начальная температура воды: *I* – t_в=55,75°C; *2* – 55,73°C; *3* – 55,76°C (см. табл. 1). Линии – расчет из решения уравнений (4), (5); точки – эксперимент.

Экспериментальные и расчетные данные нагрева индустриального масла в трубе с насадкой

Таблица 1

			12
Экспериментальные данные			
Параметры и номер опыта	1	2	3
Расход горячей воды L, кг/с	0,228	0,231	0,231
Температура воды на входе, <i>t</i> _{гн} °C	55,75	55,73	55,76
Температура воды на выходе, <i>t</i> _{гн} °C	55,05	55,1	55,23
Расход масла G, кг/с	0,0383	0,0312	0,0242
Температура масла на входе, <i>t</i> _{хн} °C	40,81	40,78	40,64
Температура масла в выходе, t_{xx} °С	49,34	50,39	51,02
Расчетные данные эксперимента			
Поток тепла Q, Вт	643,2	590,9	495,3
Коэффициент теплопередачи К, Вт/м ² К	911,5	878,6	785,3
Тепловое число единиц переноса N _{ox}	0,870	1,029	1,185
Тепловая эффективность нагрева масла, η_x	0,571	0,643	0,686
(эксперимент)			
Тепловая эффективность, η_x (расчет)	0,579	0,64	0,691

Таким образом, полученная система уравнений (4), (5) позволяет учесть теплофизические свойства при нагреве углеводородного или иного теплоносителя по длине канала и определить температуру на выходе при различных режимах и длине канала.

В рамках принятой модели профиль температуры в ячейках по длине канала также можно определить, используя тепловую эффективность ячейки при нагреве среды

$$\eta_{xi} = \frac{t_{xi} - t_{xi-1}}{t_{ri} - t_{xi-1}};$$
(8)

и при охлаждении потока

$$\eta_{\Gamma i} = \frac{t_{\Gamma i} - t_{\Gamma i-1}}{t_{\Gamma i} - t_{xi}}, i = 1, 2, ..., n.$$
(9)

Известно, что при n = 1 эффективность при полном перемешивании в ячейке

$$\eta_{ix} = \frac{N_{oxi}}{1 + N_{oxi}}, \ \eta_{ri} = \frac{N_{ori}}{1 + N_{ori}}, \tag{10}$$

где N_{oxi} , N_{ori} – тепловые числа единиц переноса для ячеек [15]; где $N_{ori} = K_i F_i / Lc_{pri}$.

Из выражений (8) и (10) профиль температуры в ячейках при нагреве среды

$$t_{xi} = t_{xi-1} + (t_{\Gamma i} - t_{xi-1}) \frac{N_{oxi}}{1 + N_{oxi}} .$$
(11)

Из уравнения баланса тепла (3)

$$t_{\Gamma i} = t_{\Gamma i-1} - \frac{Gc_{pxi}}{Lc_{p\Gamma i}} (t_{xi} - t_{xi-1}).$$
(12)

При охлаждении горячего потока из (9) и (10) имеем

$$t_{\Gamma i} = t_{\Gamma i-1} - (t_{\Gamma i-1} - t_{xi}) \frac{N_{o\Gamma i}}{1 + N_{o\Gamma i}},$$
(13)

i = 1, 2, ..., n.

Из уравнения теплового баланса температура холодного теплоносителя.

$$t_{xi} = t_{xi-1} - \frac{Lc_{pri}}{Gc_{pxi}} (t_{xi} - t_{xi-1}), i = 1, 2, \dots, n.$$
(14)

Полученные системы уравнений (11), (12) и (13), (14) решаются итерационным методом, где тепловые числа единиц переноса N_{ori} и N_{oxi} вычисляются для каждой ячейки с коэффициентами теплопередачи для ячейки с учетом изменения теплофизических свойств среды по длине каналов.

Следует отметить, что системы уравнений (4), (5) и (11), (12), построенные с применением ячеечной модели, идентичные и дают практически одинаковые результаты.

При $n \rightarrow 1$ – практически полное перемешивание теплоносителя и минимальное значение тепловой эффективности, а при $n \rightarrow \infty$ идеальное вытеснение потока и максимальная эффективность при заданных условиях проведения процесса. В результате расчетов нагрева индустриального масла установлено, что при переходе от модели идеального вытеснения к идеальному смешению теплоносителя в канале с насадкой тепловая эффективность снижается на 25-30%.

Далее рассмотрен нагрев среды в канале с насадкой водяным паром через разделяющую стенку

Уравнение для потока тепла в ячейке

$$Q_{i} = Gc_{px}(t_{xi} - t_{xi-1}) = K_{i}F_{i}(t_{\pi ap} - t_{xi}), \qquad (15)$$

где *i*=1,2,...n; $t_{\text{пар}}$ – температура греющего пара, °С.

Или выражение (15) запишем в виде

$$t_{xi} - t_{xi-1} = N_{xi}(t_{\text{nap}} - t_{xi}).$$
(16)

Отсюда температура нагреваемой среды в ячейке

$$t_{\rm xi} = \frac{t_{i-1} + N_{\rm xi} t_{\rm map}}{1 + N_{\rm xi}}, i = 1, 2, ..., n.$$
(17)

Выполнен расчет нагрева турбинного масла Т-22 (турбинное Л) при G=0,77 кг/с; $t_{xx}=30$ °C; $t_{xx}=80$ °C; $t_{nap}=150$ °C. Диаметр трубы 100 мм. Эквивалентный диаметр хаотичной насадки $d_3=0,036$ м.

На рис. 3 дан профиль температуры нагреваемого масла, а на рис. 4 зависимость числа Нуссельта от длины зоны нагрева.



Рис. 3 Профиль температуры нагреваемого масла по длине канала. L=19,3 кг/с. t_{пар}=150°C



Рис. 4 Зависимость числа Нуссельта (6) от длины зоны нагрева за счет изменения теплофизических свойств масла. L=19,3 кг/с. $t_{\rm H}=30^{\circ}$ С; $t_{\rm K}=80^{\circ}$ С; $t_{\rm nap}=150^{\circ}$ С

Выводы

В статье рассмотрена и решена актуальная задача расчета температурных профилей потоков в теплообменниках с интенсификаторами, а так же даны результаты определения тепловой эффективности аппаратов с учетом структуры потоков нагреваемых или охлаждаемых сред. Представленные экспериментальные данные по нагреву индустриального масла водой в теплообменнике с насадкой. Показано согласование расчетной температуры масла на выходе теплообменника с опытными значениями. Сделан анализ влияния структуры потоков теплоносителей на тепловую эффективность.

Разработанная математическая модель позволяет учесть влияние изменения теплофизических свойств среды по длине каналов в теплообменниках с интенсификаторами на число Нуссельта и тепловую эффективность процесса.

Работа выполнена в рамках научного проекта РНФ 18-79-10136 «Теоретические методы моделирования и разработки эффективных импортозамещающих аппаратов очистки и глубокой переработки углеводородного сырья на предприятиях топливно-энергетического комплекса».

Литература

1. Isaev S.A., Baranov P.A., Leontev A.I., et al. Intensification of a laminar flow in a narrow microchannel with single-row inclined oval-trench dimples // Technical Physics Letters. 2018. V.44. №5. pp.398-400.

2. Yoon S., Lee S.R., Kim M.J., Kim W.J. Evaluation of stainless steel pipe perfomance as a grounde heat exchanger in groun-source heat-pump system // Energy. 2016. V. 113. pp. 328-337.

3 Yagov V.V. Heat transfer during cooling of high temperature spheres in subcooled water at different pressures // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. V. 110. pp. 219-230.

4. Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П. Основы конструирования и проектирования промышленных аппаратов. М.: Издательство Юрайт, 2017. 368 с.

5. Лаптева Е.А. Эффективность явлений переноса в газожидкостных средах при десорбции и охлаждении жидкостей. – Казань: Отечество, 2019. 224 с.

6. Кафаров В.В., Винаров А.Ю., Гордеев Л.С. Моделирование и системный анализ биохимических производств. М.: Лесн. Пром-сть, 1985. 280 с.

7. Гильденблат И.А. Влияние структуры потоков на эффективность работы теплообменных аппаратов. М., МХТИ им Д.И. Менделеева, 1979. 24с.

8. Бобылев В.Н. Тепловой расчет подогревателя с учетом структуры потоков теплоносителя // Химическая промышленность сегодня. 2009. № 7. С. 45-50.

9. Pavlenko A.N. Heat transfer and dynamics of transient processes at liquid film flowing on smooth and modified surfaces // IWHT2019. 25th International Workshop on Heat/Mass Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control. 2019. C. 12-52.

10. Leont'ev A.I., Lushchik V.G., Makarova M.S. Features of heat transfer on a permeable surface in a compressible-gas flow // Doklady Physics. 2019. T. 63, №9. C. 371-374.

11. Kovalnogov V.N. Modeling and numerical technique for investigating of turbulent transfer in a non-stationary boundary layer at impacts // AIP Conference Proceedings. 2019. T. 2116. №. 1. C. 32-45.

12. Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б. Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя // Известия вузов. Химия и химическая технология. 2015. Т. 58. №. 9. С. 58-62.

13. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. Спб.: Страта. 2016. 214 с.

14. Фарахов Т.М., Афанасьев Е.П., Лаптев А.Г. Экспериментальное исследование теплопередачи масло- вода через стенку в канале с хаотичными металлическими элементами // Вестник технологического университета. 2016. Т.19. № 23. С. 53-55.

© Т.М. Фарахов, А.Г. Лаптев

15. Фарахов Т.М., Афанасьев Е.П., Лаптев А.Г. Тепловая эффективность канала с интенсификаторами для углеводородных смесей // Труды Академэнерго, 2018. №4 С. 17-27.

Авторы публикации

Лаптев Анатолий Григорьевич – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой "Технология воды и топлива", Казанский государственный энергетический университет.

Фарахов Тимур Мансурович – канд. техн. наук, научный сотрудник кафедры "Энергообеспечение предприятий и энергоресурсосберегающих технологий", Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Isaev SA, Baranov PA, Leontev AI, et al. Intensification of a laminar flow in a narrow microchannel with single-row inclined oval-trench dimple. *Technical Physics Letters*. 2018;44(5):398-400.

2. Yoon S, Lee SR, Kim MJ., et al. Evaluation of stainless steel pipe perfomance as a grounde heat exchanger in groun-source heat-pump system. *Energy*. 2016;113:328-337.

3. Yagov VV. Heat transfer during cooling of high temperature spheres in subcooled water at different pressures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017;110:219-230.

4. Komissarov YuA, Gordeev LS, Vent D.P. *Design principles and design of industrial apparatuses*. Moscow: Urait Publishing House, 2017. 368 p.

5. Lapteva E.A. *Efficiency of transfer phenomena in gas-liquid media during desorption and cooling of liquids.* Kazan: Fatherland, 2019. 223 p.

6. Kafarov VV, Vinarov AYU, Gordeev L.S. Modelirovanie i sistemnyj analiz biohimicheskih proizvodstv. M.: Lesn. Prom-st', 1985. 280 p.

7. Gildenblat IA. *Influence of the flow structure on the efficiency of heat exchangers*. Moscow, Moscow Institute of Chemical technology Institute. Mendeleev, 1979. 24p.

8. Bobylev VN. Thermal calculation of the heater taking into account the structure of coolant flows. *Chemical industry today*. 2009;7:45-50.

9. Pavlenko AN. Heat transfer and dynamics of transient processes at liquid film flowing on smooth and modified. IWHT2019. 25th International Workshop on Heat/Mass Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control. 2019. pp. 12-52.

10. Leont'ev AI, Lushchik VG, Makarova MS. Features of heat transfer on a permeable surface in a compressible-gas flow. *Doklady Physics*. 2019;63(9):371-374.

11. Kovalnogov VN. Modeling and numerical technique for investigating of turbulent transfer in a non-stationary boundary layer at impacts. *AIP Conference Proceedings*. 2019;2116(1):32-45.

12. Golovanchikov AB, Vorotneva SB. Modeling of a pipe-in-pipe heat exchanger with allowance for thermal diffusion of the gas heat carrier. *Izvestiya vuzov. Khimiya i khimicheskaya tekhnologiya*. 2015;58(9):58-62.

13. Laptev AG, Farakhov TM, Dudarovskaya OG. *Efficiency of transfer phenomena in channels with random packed layers*. Saint-Petersburg: Strata, 2016. 214 p.

14. Farakhov TM, Afanasiev EP, Laptev AG. Experimental investigation of oil-water heat transfer through the wall in a channel with metal random packing elements. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2016;23:53-55.

15. Farakhov TM., Afanasiev EP, Laptev AG. Thermal efficiency of the channel with intensifiers for hydrocarbon mixtures. *Trudy Akademenergo*, 2018;4:17-27.

Authors of the publication

Anatoly G. Laptev - Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: tvt_kgeu@mail.ru.

Timur M. Farakhov - Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: tvt_kgeu@mail.ru.

Поступила в редакцию

06.02.2020 г.