

Fields of Underground Heat Supply Systems for Heat Loss Recovery]. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Teoreticheskie osnovy teplogazosnabzheniya i ventilyatsii», 23–25 noyabrya 2005* [Proceedings of the International Scientific and Technical Conference «Theory of Heat and Gas Supply and Ventilation», November 23–25, 2005]. Moscow: MGSU, 2005.

3. Skripchenko, A.S. Povyshenie effektivnosti raboty teplovykh setey [Improving of the efficiency of heating systems]. *Innovatsionnaya nauka*, 2016, no. 5–2, pp. 166–169.

4. Il'in, R.A., Fokin, V.M. Energoberezhenie v teplovykh setyakh pri teplosnabzhenii potrebitel'ey [Power

Saving in Consumer Heating Systems]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*, 2015, no. 2, pp. 43–45.

5. Zakharov, V.M., Bannikova, S.A. *Ustroystvo po utilizatsii teplovykh poter' v kanale teplotrassy* [A Device for Heat Loss Recovery in a Heating System Duct]. Patent RF, no. 94988, 2010.

6. Kalosha, V.K., Lobko, S.I., Chikova, T.S. *Matematicheskaya obrabotka rezul'tatov eksperimenta* [Mathematical Processing of Experiment Results]. Minsk: Vysh. shkola, 1982. 103 p.

7. Murashkina, T.I. *Tekhnika fizicheskogo eksperimenta i metrologiya* [Physical Experiment Procedure and Metrology]. Saint-Petersburg: Politekhnik, 2015. 138 p.

Банникова Светлана Андреевна,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», старший преподаватель кафедры промышленной теплоэнергетики, e-mail: sabannikova@rambler.ru

Bannikova Svetlana Andreyevna,

Ivanovo State Power Engineering University, Senior Lecturer at the Department of Industrial Heat Power Engineering, e-mail: sabannikova@rambler.ru

Захаров Вадим Михайлович,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», профессор кафедры промышленной теплоэнергетики, e-mail: sabannikova@rambler.ru

Zakharov Vadim Mikhailovich,

Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor at the Department of Heat Power Engineering, e-mail: sabannikova@rambler.ru

Козлова Мария Владимировна,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», студент кафедры промышленной теплоэнергетики, e-mail: mariyakozlova1996@gmail.com

Kozlova Maria Vladimirovna,

Ivanovo State Power Engineering University, Student at the Department of Heat Power Engineering, e-mail: mariyakozlova1996@gmail.com

УДК 536.24:621.1.016.4

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С УЧЕТОМ СТРУКТУРЫ ПОТОКОВ¹

Т.М. ФАРАХОВ, Е.П. АФАНАСЬЕВ, А.Г. ЛАПТЕВ

ФГБОУВО «Казанский государственный энергетический университет»,

г. Казань, Российская Федерация

E-mail: tv_t_kgeu@mail.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. Теплообменные аппараты, применяемые в различных отраслях промышленности и на ТЭС, имеют различные режимные, конструктивные характеристики и габаритные размеры, но, несмотря на значительное разнообразие конструкций, их расчет чаще всего выполняется на основе модели идеального вытеснения потоков. В ряде случаев это может привести к заниженному значению поверхности теплопередачи. В связи с этим актуальным является разработка математической модели и алгоритма расчета теплообменников с учетом обратного перемешивания теплоносителей, когда структура потоков отличается от модели идеального вытеснения.

Материалы и методы. Расчет теплообменников представлен с применением метода чисел единиц переноса, по аналогии с массообменом, с поправкой на обратное перемешивание теплоносителей. Поправка выполняется с применением модифицированного числа Пекле структуры потока, что дает некоторое увеличение длины труб теплообменника и, соответственно, поверхности теплопередачи.

¹ Работа выполнена в рамках научного проекта РНФ 18-79-10136.

Результаты. Получены расчетные выражения для вычисления длины труб и поверхности теплопередачи с учетом обратного перемешивания потока. Даны уравнения для расчета основного параметра моделей структуры потоков – коэффициента обратного перемешивания.

Выводы. Представленный подход повышает точность расчета теплообменных аппаратов с интенсификаторами, например каналов с хаотичными насадками, витыми элементами, различными вставками и т.д.

Ключевые слова: теплообмен, структура потока, обратное перемешивание, поверхность теплопередачи, диффузионная модель, тепловая эффективность

CALCULATION OF HEAT EXCHANGERS TAKING INTO ACCOUNT THE FLOW STRUCTURE

T.M. FARAKHOV, E.P. AFANASYEV, A.G. LAPTEV
Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russian Federation
E-mail: tvt_kgeu@mail.ru

Abstract

Background. Heat exchangers, used in various industries as well as at thermal power plants, have different performance characteristics, designs and overall dimensions, but despite the existence of such a considerable variety of designs, their calculation is most often carried out based on the ideal flow displacement model. In some cases, this may lead to an underestimation of the heat transfer area. In this regard, it is important to develop a mathematical model and algorithm for calculating heat exchangers taking into account the reverse mixing of heat carriers, when the flow structure differs from the model of ideal displacement.

Materials and methods. The article makes use of the method of numbers of transfer units, as in case of mass transfer, corrected for the backmixing of the coolants. The correction is performed using the modified Peclet number of the flow structure, which leads to a small increase in the length of the heat exchanger tubes, and consequently, the heat transfer area.

Results. Expressions for calculating the length of the tubes and heat transfer area taking into account the backmixing of the flow have been obtained. Equations have been given for calculating the main parameter of the flow structure models – backmixing ratio.

Conclusions. The presented approach improves the calculation accuracy of heat exchangers with intensifiers, for example, of channels with random packings, coiled elements, various inserts, etc.

Key words: heat transfer, flow structure, backmixing, heat transfer area, diffusion model, thermal efficiency

DOI: 10.17588/2072-2672.2019.1.011-017

Введение. Традиционные методы расчетов теплообменных аппаратов 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 поверхности теплопередачи. Для учета обратного перемешивания применяется диффузионная или ячеечная модель структуры потоков, где основным параметром является коэффициент обратного перемешивания (в безразмерном виде модифицированное число Пекле). Если число $Pe < 20$, то перемешивание необходимо учитывать ($Pe = u_{cp}l / D_n$; u_{cp} – средняя скорость потока, м/с; l – характерный

размер, м; D_n – коэффициент обратного перемешивания, м²/с) [4–6].

В работах И.А. Гильденבלата и В.Н. Бобылева показаны возможности в описании температурных профилей при помощи диффузионной модели структуры потоков.

Дальнейшие исследования влияния обратного (продольного) перемешивания на эффективность теплообменников выполнены А.Б. Голованчиковым с сотрудниками.

В [7, 8] исследован эффект скачкообразного изменения температуры теплоносителей на входе в двухтрубный теплообменник и разработана математическая модель структуры потоков теплоносителей с учетом продольной теплопроводности на основе дифференциального уравнения второго порядка. Показано, что учет продольной теплопроводности в ряде случаев приводит к увеличению поверхности теплопередачи и длины труб примерно на 10 %. При использовании в трубах интенсификаторов роль продольной теплопроводности увеличивается несмотря на повышение коэффициентов теплоотдачи.

Ниже получены расчетные выражения для длины труб и поверхности теплопередачи с учетом обратного перемешивания теплоносителей.

Методы исследования. Широкое применение в массообменных аппаратах для учета структуры потоков получили двух- и однопараметрические диффузионные модели. Для теплообменных процессов через разделяющую стенку при стационарном режиме движения однофазной среды двухпараметрические модели теплопереноса в общем виде записываются следующим образом:

– для плоскопараллельного течения

$$u_{cp} \frac{dT}{dx} = a_n(y) \frac{d^2T}{dy^2} + a_n(x) \frac{d^2T}{dx^2}; \quad (1)$$

– для цилиндрического канала

$$u_{cp} \frac{dT}{dx} = a_n(r) \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + a_n(x) \frac{d^2T}{dx^2}, \quad (2)$$

где T – температура среды, °С; u_{cp} – средняя скорость движения среды, м/с; x – продольная координата, м; y – поперечная координата, м; r – радиальная координата, м; $a_n(y)$ – коэффициент перемешивания (турбулентной теплопроводности) теплоносителя в поперечном направлении, м²/с; $a_n(x)$ – коэффициент перемешивания в продольном направлении, м²/с; $a_n(r)$ – коэффициент перемешивания в радиальном направлении, м²/с.

Уравнения (1), (2) записываются для каналов с горячим и холодным теплоносителями. Граничные условия задаются на входе и выходе в канал, а также на стенке.

Преимуществом диффузионных моделей (1), (2), записанных для теплоносителей по аналогии с массообменным процессом, является то, что не требуется решение системы уравнений движения среды, так как в выражениях (1), (2) используется средняя скорость теплоносителя, а неравномерности полей температур учитываются параметрически за счет коэффициентов обратного и поперечного перемешивания. Однако даже в такой постановке требуются сложные экспериментальные исследования коэффициентов перемешивания $a_n(y)$, $a_n(x)$, $a_n(r)$ для каждой конструкции аппарата. Поэтому наибольшее применение получила однопараметрическая диффузионная модель структуры потока, где эмпирически коэффициент перемешивания a_n (в массообменных процессах – D_n) интегрально учитывает все неравномерности в аппарате. Очевидно, что при экспериментальном исследовании получаем $D_n \approx a_n$.

Коэффициент обратного перемешивания D_n обычно находится экспериментально, путем импульсного ввода индикатора (чаще раствор NaCl) на входе и снятия кривой отклика на выходе. Также используется подача индикатора

на выходе аппарата и измерение концентрации в нескольких сечениях аппарата по длине пути жидкости. Эти два метода равнозначны и приводят практически к одинаковому результату, которым являются полученные функциональные зависимости $Pe = f(u_{ж}, l)$.

Для учета обратного перемешивания используем диффузионную модель и метод тепловых чисел единиц переноса по аналогии с массообменом.

Запишем тепловой поток в виде (нагревание среды)

$$Q = Lc_p(T_k - T_n) = KF\Delta T, \quad (3)$$

где Q – поток тепла, Вт; L – массовый расход среды, кг/с; c_p – удельная теплоемкость, Дж/кг·К; T_n , T_k – начальная и конечная температуры нагреваемой среды, К; ΔT – средний температурный напор, К; F – поверхность теплопередачи, м²; K – средний коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К.

Из выражения (1) запишем

$$\frac{KF}{Lc_p} = \frac{T_k - T_n}{\Delta T} = N, \quad (4)$$

где N – тепловое число единиц переноса.

Выражения диффузионной модели запишем в одномерной форме для горячего и холодного теплоносителей:

$$\rho_1 c_{p1} u_{cp1} \frac{dT_1}{dx} = \rho_1 c_{p1} D_{n1} \frac{d^2T_1}{dx^2} + \frac{Q(z)}{V_1(z)}; \quad (5)$$

$$\rho_2 c_{p2} u_{cp2} \frac{dT_2}{dx} = \rho_2 c_{p2} D_{n2} \frac{d^2T_2}{dx^2} - \frac{Q(z)}{V_2(z)}, \quad (6)$$

где нижние индексы «1» – горячий теплоноситель; «2» – холодный теплоноситель; $Q(z)$ – поток тепла, Вт; $V(z)$ – объем среды м³.

Значение потока $Q(z)$ равно

$$Q(z) = \frac{dQdF}{dV}, \quad (7)$$

где dQ – плотность теплового потока, Вт/м²; dF – площадь элемента поверхности теплопередачи, м²; dV – элементарный объем теплоносителя, м³.

Поток тепла можно записать используя уравнение теплопередачи, тогда

$$Q(z) = \frac{KdF(T_1 - T_2)(z)}{dV}. \quad (8)$$

Для канала $dF/dV = a_v$ – удельная поверхность теплопередачи, м²/м³.

Переходя к безразмерной длине $z = x/H$, температуре $T = T/T_n$ и умножая все члены на площадь поперечного сечения канала S (м²), уравнения (5), (6) приводятся к безразмерному виду:

$$\frac{dT_1}{dz} = \frac{1}{Pe_1} \frac{d^2T_1}{dz^2} + N(T_1 - T_2)(z); \quad (9)$$

$$\frac{dT_2}{dz} = \frac{1}{Pe_2} \frac{d^2T_2}{dz^2} - N(T_1 - T_2)(z), \quad (10)$$

где $Pe_1 = u_{cp1}H/D_{n1}$; $Pe_2 = u_{cp2}H/D_{n2}$.

Граничные условия при противоходе теплоносителей записываются в форме, предложенной Данквертом:

$$z = 0; \quad -\frac{dT_1}{dz} = Pe_1(T_{1,n} - T_1); \quad \frac{dT_2}{dz} = 0;$$

$$z = H; \quad \frac{dT_1}{dz} = 0; \quad \frac{dT_2}{dz} = Pe_2(T_2 - T_{2,n}).$$

Эти граничные условия выражают скачкообразное изменение температуры теплоносителя при входе в канал, обусловленное обратным перемешиванием, а также постоянство температуры на выходе.

Система уравнений (9), (10) решается в итерационном цикле численно. Результатом решения являются поля температур горячего и холодного теплоносителей по длине канала, а также значения температур на выходе. Изменяя режимные и конструктивные характеристики теплообменника, можно выбрать конструкцию, удовлетворяющую условию технического задания на проектирование аппарата. Следует еще раз отметить, что такой подход целесообразен, если оба (Pe_1 , Pe_2) или даже одно из чисел Pe меньше 20. При $Pe > 20$ обратное перемешивание незначительно и можно использовать традиционные методы расчета, т.е. на основе модели идеального вытеснения потоков.

Для исключения итерационного метода решения системы (9), (10) рассмотрим применение метода чисел единиц переноса с поправками на обратное перемешивание теплоносителей.

Поверхность F выразим используя понятие удельной поверхности:

$$a_v = \frac{F}{V}, \quad (11)$$

где a_v – удельная поверхность, m^2/m^3 ; V – рабочий объем аппарата, m^3 .

Тогда из (4) и (11) получим

$$V = \frac{Lc_p}{a_v K} \frac{T_k - T_n}{\Delta T}. \quad (12)$$

Для теплообменника $V = SH$, где S – площадь поперечного сечения аппарата, m^2 ; H – длина аппарата, m .

При заданном диаметре аппарата из (12) найдем длину

$$H = \frac{Lc_p}{S a_v K} \frac{T_k - T_n}{\Delta T}. \quad (13)$$

В выражении (13) первый множитель в правой части в теории массопередачи называют высотой единиц переноса, а второй – числом единиц переноса. В данной постановке структура потока – идеальное вытеснение. Для

учета обратного перемешивания S. Hartland и T.G. Mecklenburgh предложено использовать дополнительные слагаемые к высоте единиц переноса, за счет которых рабочая длина аппарата увеличивается. Тогда (13) получит вид

$$H = \left(\frac{L_2 c_{p2}}{S a_v K} + b_1 \frac{D_{n1}}{u_{cp1}} + b_2 \frac{D_{n2}}{u_{cp2}} \right) \frac{T_{2,k} - T_{2,n}}{\Delta T}, \quad (14)$$

где b – эмпирический коэффициент.

Для расчета реального теплообменника необходимо экспериментальное или численное определение коэффициента обратного перемешивания для заданного интервала режима работы.

Для кожухотрубчатых теплообменников удельную поверхность можно определить как $a_v = 4F/(\pi D_k^2 H)$, где H – длина трубы, m ; D_k – внутренний диаметр кожуха, m .

Например, для теплообменника с $D_k = 0,159$ m ; $H = 1$ m ; $F = 1$ m^2 имеем $a_v = 50,3$ m^2/m^3 ; при $D_k = 1,2$ m ; $H = 4$ m ; $F = 340$ m^2 имеем $a_v = 75,2$ m^2/m^3 и при $D_k = 0,325$ m ; $H = 2$ m ; $F = 10$ m^2 имеем $a_v = 60,3$ m^2/m^3 .

Для теплообменника «труба в трубе» $a_v = 4/d$, m^2/m^3 , где d – диаметр трубы, m .

Если представить шахматное расположение труб или встроенных витых элементов в теплообменнике по структуре как хаотичные элементы, которые вызывают интенсивную турбулентность между рядами, то приближенно модифицированное число Пекле можно вычислить по зависимости, полученной по модели Тейлора ($Re > 40$) [9]:

$$Pe_3 = \frac{u_{cp} d_3}{D_n} = 0,52 (Re/\xi)^{0,25}, \quad (15)$$

где $Re = u_{cp} d_3/\nu$ – число Рейнольдса; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления хаотичных элементов (интенсификаторов); d_3 – эквивалентный диаметр, m .

Следует отметить, что в выражении (15) число Рейнольдса вычисляется по среднерасходной скорости, а не по скорости в узком сечении хаотичных элементов.

Для труб и прямоугольных каналов без внутренних устройств (интенсификаторов)

$$Pe = 0,43/\sqrt{\lambda}, \quad (16)$$

где λ – коэффициент сопротивления канала.

В выражении (14) второе и третье слагаемые в скобках запишем используя число Пекле (15):

$$\frac{D_{n1}}{u_{cp}} = \frac{d_{31}}{Pe_3}, \quad (17)$$

тогда

$$H = \left(\frac{L_2 c_{p2}}{S a_v K} + b_1 \frac{d_{31}}{Pe_{31}} + b_2 \frac{d_{32}}{Pe_{32}} \right) \frac{T_{2,k} - T_{2,n}}{\Delta T}. \quad (18)$$

В результате идентификации коэффициентов пропорциональности по диффузионной модели (9), (10) установлено: $b_1 = b_2 \approx 30$ – для каналов с насадками; $b_1 = b_2 \approx 4$ – без применения насадки, при $Re_3 \geq 1$.

Для того, чтобы перейти от длины канала к поверхности теплопередачи, выполним обратные преобразования, т.е. $F = Sa_v H$, тогда

$$F = Sa_v \left(\frac{L_2 c_{p2}}{Sa_v K} + b_1 \frac{d_{31}}{Re_{31}} + b_2 \frac{d_{32}}{Re_{32}} \right) \frac{T_{2,k} - T_{2,h}}{\Delta T}. \quad (19)$$

Таким образом, при

$$\frac{L_2 c_{p2}}{Sa_v K} \gg \left(b_1 \frac{d_{31}}{Re_{31}} + b_2 \frac{d_{32}}{Re_{32}} \right)$$

из формулы (19) получаем известное выражение при идеальном вытеснении потока. При малых значениях числа Пекле Pe_3 (т.е. при больших D_n) роль перемешивания повышается, тем самым увеличивается требуемая поверхность теплопередачи (19).

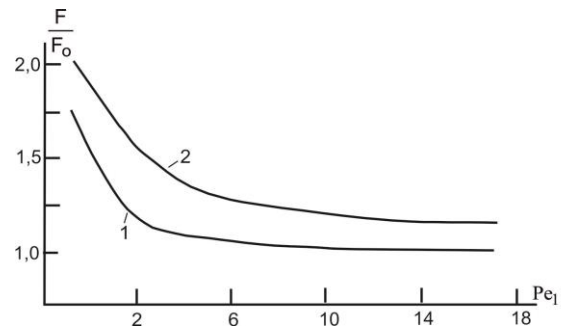
Выражения для расчета H (18) и F (19) аналогично записываются и при охлаждении сред.

Результаты исследования. Расчеты F (19) для стандартных кожухотрубчатых теплообменников и теплообменников типа «труба в трубе» без интенсификаторов показывают, что увеличение поверхности теплопередачи за счет перемешивания незначительное (на 1–2 %) и его влияние в расчетах можно не учитывать. Однако для теплообменников с встроенными проточными витыми элементами при нагревании или охлаждении сред, а также для каналов с интенсификаторами при турбулентном режиме роль обратного перемешивания повышается и требуемое значение F становится больше на 10–30 %, по сравнению с расчетом по модели идеального вытеснения [10].

Рассмотрим пример, подробно приведенный в [10] нагревания воды (от 30 до 80 °С) водяным паром с температурой 150 °С в трубе диаметром 500 мм с встроенным проточным витым нагревательным элементом ($a_v \approx 100 \text{ м}^2/\text{м}^3$). Расход воды $L = 19,3 \text{ кг/с}$. Отношение $(T_k - T_h)/\Delta T_{cp} = 0,54$. Коэффициент теплопередачи $K = 2685 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Число Рейнольдса $Re = 8333$, коэффициент сопротивления $\xi \approx 1,1$. Требуемая поверхность витых элементов при условии идеального вытеснения потока составляет $F = 16,2 \text{ м}^2$, длина зоны нагрева – $H = 0,83 \text{ м}$. Число Пекле (15) $Pe_3 = 4,85$, эквивалентный диаметр $d_3 = 0,024 \text{ м}$. Значение поправки на перемешивание +0,17 м. Тогда длина зоны нагрева составит $H = 0,91 \text{ м}$, а поверхность $F = 17,99 \text{ м}^2$, т.е.

больше на 11 %, чем по модели идеального вытеснения. При снижении расхода воды до $L = 8 \text{ кг/с}$ ($Re = 3454$, $Pe_3 = 3,9$) при прочих равных условиях роль перемешивания повышается и поверхность необходимо увеличить на 20 %, по сравнению с расчетом по модели идеального вытеснения.

На рисунке показаны зависимости отношения поверхностей теплопередачи F/F_0 от числа Пекле при идеальном вытеснении потока для рассмотренного выше примера ($L = 19,3 \text{ кг/с}$).



Зависимости отношения поверхностей теплопередачи от чисел Пекле: 1 – $Pe_{32} > 20$; 2 – $Pe_{31} = 2$

Представленные графические зависимости являются иллюстрацией влияния на требуемую поверхность теплопередачи перемешивания теплоносителей при расчете теплообменника. Например, при значительном обратном перемешивании холодного и горячего теплоносителей (если $Pe_{31} \approx Pe_{32} \approx 2$) поверхность теплопередачи необходимо увеличить в 1,55 раза.

На основе полученных выражений можно записать тепловое число единиц переноса с поправкой на обратное перемешивание теплоносителя. Тогда из (4) и (18) имеем

$$N' = \frac{H}{\frac{L_2 c_{p2}}{Sa_v K} + b_1 \frac{d_{31}}{Re_{31}} + b_2 \frac{d_{32}}{Re_{32}}}. \quad (20)$$

Записывая определение тепловой эффективности процесса, например, при нагреве потока

$$\eta = \frac{T_{1,k} - T_{1,h}}{T_{2,h} - T_{1,h}}, \quad (21)$$

можно выразить тепловую эффективность с применением N' (20), используя модель идеального вытеснения

$$\eta = 1 - \exp(-N'), \quad (22)$$

где влияние обратного перемешивания учитывается за счет N' (20), которое меньше N (4).

В такой постановке, исходя из требований технического задания на проектирование теплообменника, вычисляется требуемая тепловая эффективность (21). Затем выбираются такие режимные и конструктивные характеристики

теплообменника, которые обеспечивают тепловую эффективность (22), равную заданной (21).

Для рассмотренного выше примера нагревания воды водяным паром получаем требуемую тепловую эффективность (21), т.е. $\eta = 0,417$. При условии идеального вытеснения теплоносителя $F = 16,2 \text{ м}^2$ и $N = 0,54$. Тепловая эффективность при $N' = N$ из выражения (22) составляет $\eta = 0,417$, т.е. без учета перемешивания равна требуемой (21). С учетом обратного перемешивания (20) $N' = 0,5$ и тепловая эффективность (2) составит $\eta = 0,4$, т.е. меньше требуемой (21) (при $H = 0,83 \text{ м}$). Для достижения требуемой эффективности ($\eta = 0,417$) необходимо увеличить длину зоны нагрева с $H = 0,83 \text{ м}$ до $H = 0,91 \text{ м}$. Тогда получаем $N' = 0,55$ и $\eta = 0,42$ (22), т.е. эффективность практически равна требуемой. Таким образом, за счет поправки на перемешивание в выражении (20) можно использовать выражение для η (22), полученного при условии идеального вытеснения. При заданной тепловой эффективности (21) ($\eta < 1$) из выражений (20) и (22) запишем требуемую длину зоны нагрева:

$$H = \left(\frac{L_2 c_{p2}}{Sa_1 K} + b_1 \frac{d_{31}}{Re_{31}} + b_2 \frac{d_{32}}{Re_{32}} \right) \ln \left(\frac{1}{1 - \eta} \right). \quad (23)$$

Подход с модифицированным числом единиц переноса с учетом перемешивания используется в монографиях В.М. Рамма и Ю.И. Дытнерского для расчета абсорберов, но для расчета теплообменников предложен впервые.

Полученные выражения (18) и (23) для расчета теплообменников равнозначны и позволяют учесть структуру потока в каналах с различными интенсификаторами.

Выводы. Рассмотренный подход расчета теплообменников может быть обобщен при применении различных видов интенсификаторов [11–14] для учета обратного перемешивания теплоносителей.

Полученные уравнения (18), (19) и (23) имеют преимущества по сравнению с диффузионной или ячеечной моделями структуры потоков, так как не требуют итерационных процедур решения задачи расчета теплообменника.

Список литературы

1. **Кудинов И.В.** Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях. – СПб.: Лань, 2015. – 208 с.

2. **Маринюк Б.** Расчеты теплообмена в аппаратах и системах низкотемпературной техники. – М.: Машиностроение, 2015. – 272 с.

3. **Рудской А.И., Лунев В.А.** Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях. – СПб.: Лань, 2015. – 208 с.

4. **Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П.** Процессы и аппараты химической технологии: учеб. пособие для вузов / под ред. Ю.А. Комиссарова. – М.: Химия, 2011. – 1230 с.

5. **Кафаров В.В., Глебов М.Б.** Математическое моделирование основных процессов химических производств: учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 400 с.

6. **Разинов А.И., Клинов А.В., Дьяконов Г.С.** Процессы и аппараты химической технологии: учеб. пособие. – Казань: КНИТУ, 2017. – 860 с.

7. **Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б.** Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя // Известия вузов. Химия и химическая технология. – 2015. – Т. 58, вып. 9. – С. 58–62.

8. **Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б., Дулькин Б.А.** Влияние структуры потоков и термического сопротивления на технологические параметры двухтрубного теплообменника // Известия ВолгГТ. – 2014. – № 25(152). – С. 121–126.

9. **Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г.** Модели турбулентной вязкости и перемешивания в каналах и насадочных проточных смесителях // Журнал прикладной химии. – 2013. – Т. 86, вып. 7. – С. 1112–1121.

10. **Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Афанасьев Е.П.** Эффективность нагревания топлив и масел в интенсифицированных теплообменниках // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2018. – № 9. – С. 11–15.

11. **Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Бродов Ю.М.** Влияние поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов поршневых двигателей на тепломеханические характеристики потоков // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2017. – Т. 19, № 1–2. – С. 119–126.

12. **Повышение** эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков и др. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2016. – № 7–8. – С. 72–78.

13. **Intensification** of a laminar flow in a narrow microchannel with single-row inclined oval-trench dimples / S.A. Isaev, P.A. Baranov, A.I. Leontev, I.A. Popov // Technical Physics Letters. – 2018. – Т. 44, № 5. – С. 398–400.

14. **Леонтьев А.И., Кузма-Кичта Ю.А., Попов И.А.** Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках (обзор) // Теплоэнергетика. – 2017. – № 2. – С. 36–54.

References

1. **Kudinov, I.V.** *Matematicheskoe modelirovanie gidrodinamiki i teploobmena v dvizhushchikhsya zhidkostyakh* [Mathematical modeling of hydrodynamics and heat transfer in moving fluids]. Saint-Petersburg: Lan', 2015. 208 p.

2. **Marinyuk, B.** *Raschety teploobmena v apparatakh i sistemakh nizkotemperaturnoy tekhniki* [Calculations of heat transfer in devices and systems of low-

temperature equipment]. Moscow: Mashinostroenie, 2015. 272 p.

3. Rudskoy, A.I., Lunev, V.A. *Matematicheskoe modelirovanie gidrodinamiki i teploobmena v dvizhushchikhsya zhidkostyakh* [Mathematical modeling of hydrodynamics and heat transfer in moving fluids]. Saint-Petersburg: Lan', 2015. 208 p.

4. Komissarov, Yu.A., Gordeev, L.S., Vent, D.P. *Protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii* [Processes and devices of chemical technology]. Moscow: Khimiya, 2011. 1230 p.

5. Kafarov, V.V., Glebov, M.B. *Matematicheskoe modelirovanie osnovnykh protsessov khimicheskikh proizvodstv* [Mathematical modeling of the main processes of chemical production: a university study guide]. Moscow: Vysshaya shkola, 1991. 400 p.

6. Razinov, A.I., Klinov, A.V., D'yakonov, G.S. *Protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii* [Processes and apparatuses of chemical technology]. Kazan': KNITU, 2017. 860 p.

7. Golovanchikov, A.B., Vorotneva, S.B. *Modelirovanie raboty dvukhtrubnogo teploobmennika s uchetom teplodiffuzii gazovogo teplonositelya* [Simulation of double-tube heat exchanger operation taking into account the heat diffusion of the gas coolant]. *Izvestiya vuzov. Khimiya i khimicheskaya tekhnologiya*, 2015, vol. 58, issue 9, pp. 58–62.

8. Golovanchikov, A.B., Vorotneva, S.B., Dul'kin, B.A. *Vliyaniye struktury potokov i termicheskogo soprotivleniya na tekhnologicheskie parametry dvukhtrubnogo teploobmennika* [Influence of flow structure and thermal resistance on the process parameters of the double-tube heat exchanger]. *Izvestiya VolgGT*, 2014, no. 25(152), pp. 121–126.

9. Laptev, A.G., Farakhov, T.M., Dudarovskaya, O.G. *Modeli turbulentnoy vyazkosti i peremeshivaniya v kanalakh i nasadochnykh protochnykh smesitelyakh* [Models of turbulent viscosity and mixing in channels and packing flow mixers]. *Zhurnal prikladnoy khimii*, 2013, vol. 86, issue 7, pp. 1112–1121.

10. Laptev, A.G., Farakhov, T.M., Afanas'ev, E.P. *Effektivnost' nagrevaniya topliv i masel v intensivirovannykh teploobmennikakh* [Heating efficiency of fuels and oils in intensified heat exchangers]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2018, no. 9, pp. 11–15.

11. Plotnikov, L.V., Zhilkin, B.P., Brodov, Yu.M. *Vliyaniye poperechnogo profilirovaniya vpusknykh i vypusknykh truboprovodov porshnevnykh dvigateley na teplomekhanicheskie kharakteristiki potokov* [Influence of cross-profiling of inlet and outlet pipelines of piston engines on thermal and mechanical characteristics of flows]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2017, vol. 19, no. 1–2, pp. 119–126.

12. Brodov, Yu.M., Aronson, K.E., Ryabchikov, A.Yu. *Povysheniye effektivnosti teploobmennyykh apparatov paroturbinnyykh ustanovok za schet primeniya profil'nykh vitykh trubok* [Improving the efficiency of heat exchangers of steam turbine units through the use of profile twisted tubes]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2016, no. 7–8, pp. 72–78.

13. Isaev, S.A., Baranov, P.A., Leont'ev, A.I., Popov, I.A. *Intensification of a laminar flow in a narrow microchannel with single-row inclined oval-trench dimples*. *Technical Physics Letters*, 2018, vol. 44, no. 5, pp. 398–400.

14. Leont'ev, A.I., Kuzma-Kichta, Yu.A., Popov, I.A. *Teplomassoobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh* [Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows]. *Teploenergetika*, 2017, no. 2, pp. 36–54.

Фарахов Тимур Мансурович,

ООО Инженерно-внедренческий центр «Инжехим», кандидат технических наук, ведущий инженер, телефон +7 (843) 570-23-18, e-mail: farahof@gmail.com

Farakhov Timur Mansurovich,

ООО Engineering and Implementation Center «Inzhekhim», Candidate of Engineering Sciences (PhD), Chief Engineer, telephone +7 (843) 570-23-18, e-mail: farahof@gmail.com

Афанасьев Евгений Павлович,

ООО «Газпром переработка» ОАО «Сургутский завод по стабилизации конденсата», инженер, e-mail: AfanasevEP@gpp.gazprom.ru

Afanasyev Evgeny Pavlovich,

ООО «Gazprom Pererabotka» ОАО «Surgut Condensate Stabilization Plant», engineer, e-mail: AfanasevEP@gpp.gazprom.ru

Лаптев Анатолий Григорьевич,

ФГБОУВО «Казанский государственный энергетический университет», доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой технологии воды и топлива, телефон (843)519-42-54, e-mail: tvt_kgeu@mail.ru

Laptev Anatoly Grigoryevich,

Kazan State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences (Post-doctoral degree), Professor, Head of the Water and Fuel Technology Department, telephone (843)519-42-54, e-mail: tvt_kgeu@mail.ru