

К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов

**АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ОРЕБРЕНИЯ ДВУХТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ**

Московский политехнический университет, Москва, Россия

zanina_klavdiya@mail.ru, lag53@yandex.ru, nastyaoffender@mail.ru, igol95@yandex.ru

Автор, ответственный за переписку: Иван Юрьевич Голованов, igol95@yandex.ru

В настоящее время совершенствование теплообменных аппаратов, направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи, является актуальной задачей для химической, пищевой и смежных отраслей промышленности. Оценка эффективности процесса теплопередачи в рекуперативных теплообменных аппаратах проводится с учетом количества передаваемого тепла (в соответствии с основным уравнением теплопередачи), а также по показателю отношения затрачиваемой энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата к количеству передаваемого тепла. Конструкция такого теплообменного аппарата имеет преимущество – за счет изменения площади проходного сечения каждого из теплоносителей можно обеспечить максимально возможные величины коэффициентов теплоотдачи, причем соизмеримые по величине. В статье рассмотрен вариант конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», теплообменная труба которого снабжена интенсификаторами теплообмена – цельнометаллическими стержнями. Сравнительная оценка эффективности работы конструкции теплообменного аппарата прово-

дится в отношении к применяемой в промышленности типовой конструкции. Результаты сравнительной оценки основаны на данных, полученных с использованием компьютерного моделирования. В компьютерных моделях задавались равные исходные данные (температура рабочих сред на входе в аппарат, материал и габаритные размеры теплообменного аппарата, объемные расходы рабочих сред).

Ключевые слова: теплообменный аппарат «труба в трубе», интенсификация теплообмена, увеличение поверхности теплопередачи, габариты, гидравлическое сопротивление, энергетические затраты, компьютерная модель, конструирование, исследования

K. O. Zanina, M. G. Lagutkin, A. M. Iuritsyna, I. Yu. Golovanov

THE ANALYSIS OF FINNING OPTIONS FOR A TWO-TUBE HEAT EXCHANGER TO INCREASE THE EFFICIENCY OF THE HEAT TRANSFER PROCESS

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

The improvement of heat exchangers (aimed at increasing the efficiency of the heat transfer process) is an urgent modern task for chemical, food and related industries. The efficiency of the heat transfer process in regenerative heat exchangers takes into account the amount of heat transferred (in accordance with the basic heat transfer equation). Efficiency also takes into account the ratio of the energy spent on pumping heat carriers during operation of the heat exchanger to the amount of heat transferred. Pipe-in-pipe heat exchangers have the advantage of changing the cross-sectional area of each of the heat carriers, it is possible to ensure the maximum possible values of heat transfer coefficients. The article presents the design of a «pipe-in-pipe» type heat exchanger, the heat exchanger tube of which is equipped with heat exchange intensifiers - all-metal rods. A comparative assessment of the efficiency of the new heat exchanger was carried out in relation to the standard design used in industry. The results of the comparative assessment are based on data obtained using computer modeling. During computer modeling, equal initial data were set (temperature of heat carriers at the entrance to the heat exchanger, material and overall dimensions of the heat exchanger, volume flow of heat carriers).

Keywords: heat exchanger «pipe in a pipe», intensification of heat transfer, increase in heat transfer surface, dimensions, hydraulic resistance, energy consumption, computer modeling, design, research

Практически ни одно современное производство химической, пищевой и легкой промышленности не обходится без рекуперативных теплообменных аппаратов. Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» позволяют за счет изменения площади проходного сечения каждого теплоносителя обеспечить максимальные возможные значения коэффициентов тепло-

передачи, причем соизмеримые по величине (рис. 1). Данные аппараты хорошо зарекомендовали себя за счет высокой надежности (длительного срока безотказной работы), простоты конструкции и способности эксплуатироваться с различными теплоносителями в большом диапазоне рабочих температур и давлений.

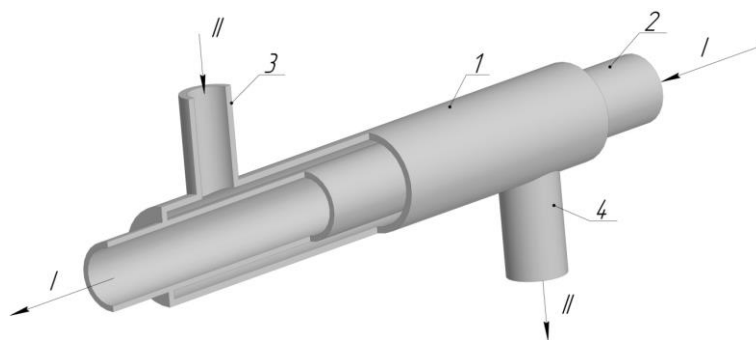


Рис. 1. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе»:
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства;
I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

Совершенствование конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе», направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи, является актуальной задачей.

Эффективность процесса теплопередачи в теплообменных аппаратах типа «труба в тру-

бе» определяется в соответствии с основным уравнением теплопередачи [1]:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где Q – количество передаваемого тепла в аппарате, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F – площадь поверхности теплопере-

дачи, м^2 ; Δt – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$.

Величина коэффициента теплопередачи K , используемого в уравнении (1), зависит от величины коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 и определяется из уравнения [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}, \quad (2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи трубного пространства, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; α_2 – коэффициент теплоотдачи межтрубного пространства, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки теплообменной трубы, м ; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменной трубы, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $R_{\text{заг}}$ – термическое сопротивление загрязнений на стенке теплообменной трубы, $(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$.

Из уравнения (2) следует, что величина коэффициента теплопередачи K всегда меньше, чем величина меньшего из коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 . Следовательно, рационально повышать величину лимитирующего коэффициента теплоотдачи.

При движении потока теплоносителя в теплообменной трубе и межтрубном пространстве критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи в общем случае имеет вид [1]:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}), \quad (3)$$

где $\text{Nu} = \alpha \cdot d / \lambda_{\text{ст}}$ – критерий Нуссельта (α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; d – диаметр теплообменной трубы и эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м ; $\text{Re} = V \cdot d \cdot \rho / \mu$ – критерий Рейнольдса (V – скорость теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$; ρ – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – динамическая вязкость теплоносителя, $\text{Па} \cdot \text{с}$); $\text{Pr} = c \cdot \mu / \lambda_{\text{ст}}$ – критерий Прандтля (c – теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$).

С ростом скорости теплоносителя повышается величина критерия Рейнольдса Re и в соответствии с уравнением (3) увеличивается критерий Нуссельта Nu и коэффициент теплоотдачи α .

Для проведения сравнительного анализа различных конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» необходимо учитывать также потери энергии на перекачивание теп-

лоносителей в процессе их эксплуатации [1]:

$$W = V_{\text{т}} \cdot \Delta P_{\text{т}} + V_{\text{мт}} \cdot \Delta P_{\text{мт}}, \quad (4)$$

где W – потери энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт ; $V_{\text{т}}$ – объемный расход теплоносителя в трубном пространстве, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta P_{\text{т}}$ – гидравлическое сопротивление в трубном пространстве, Па ; $V_{\text{мт}}$ – объемный расход теплоносителя в межтрубном пространстве, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta P_{\text{мт}}$ – гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве, Па .

Таким образом, для повышения эффективности процесса теплопередачи в теплообменном аппарате можно идти по одному из трех направлений: 1) увеличение площади поверхности теплопередачи F ; 2) повышение лимитирующего коэффициента теплоотдачи α ; 3) снижение величины отношения потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q .

Так как все пути повышения эффективности процесса теплопередачи связаны между собой, наилучшей конструкцией теплообменного аппарата является та, при эксплуатации которой будут одновременно наблюдаться положительные изменения по каждому из направлений при сохранении исходных габаритных размеров или их уменьшении.

Одним из направлений совершенствования конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», когда коэффициент теплопередачи лимитируется коэффициентом теплоотдачи со стороны межтрубного пространства, является снабжение теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена – стержнями, трубами, спиральными лентами и ребрами [2–6]. Наличие интенсификаторов теплообмена на внешней поверхности теплообменной трубы увеличивает как площадь поверхности теплопередачи F , так и коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства α_2 . Альтернативным решением для достижения подобных результатов является изменение профиля теплообменной трубы, например, по патенту [7].

Для проведения сравнительного анализа эффективности процесса теплопередачи в различных теплообменных аппаратах в качестве типовой конструкции рассмотрим теплообменник

$$\frac{\text{ТТОН-1-25/57-1,6/1,6}}{1,6\text{-Г-МЗ-У}} \text{ ТУ 3612-014-00220302-99 [8],}$$

который является однопоточным и неразборным. Кожуховая и теплообменная трубы вы-

полнены гладкими, из стали марки 08X18H10T (AISI 304) [9].

Проведем анализ технологических параметров данного аппарата с использованием компьютерного моделирования. При моделировании зададимся следующими исходными данными: теплоноситель трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °С; скорость воды в патрубках ввода в трубное и

межтрубное пространства – 1,0 м/с. Длина патрубков межтрубного пространства в компьютерной модели теплообменника принималась равной 155 мм для уменьшения турбулентности потока теплоносителя на входе и выходе из аппарата.

На рис. 2 представлено графическое изображение распределения температуры теплоносителей в поперечном сечении теплообменного аппарата по центру длины труб.

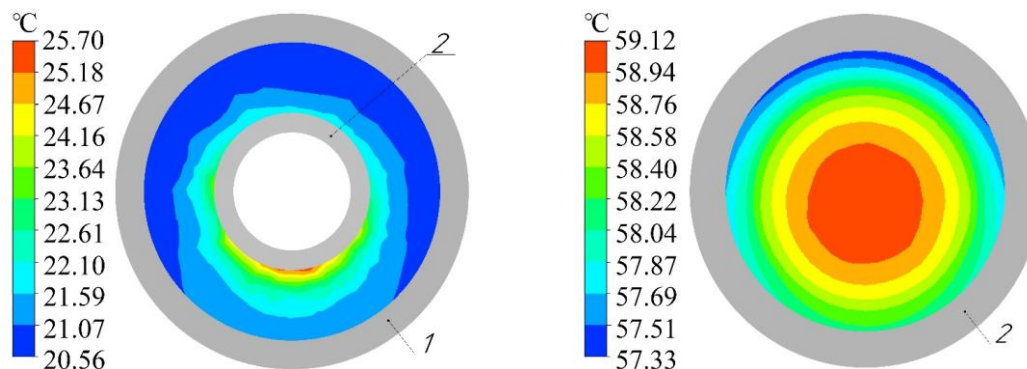


Рис. 2. Распределение температуры теплоносителей в типовой конструкции теплообменного аппарата (поперечное сечение по центру длины труб):
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба

Из результатов компьютерного моделирования процесса теплопередачи в типовом теплообменном аппарате типа «труба в трубе», представленном на рис. 2, следует, что температура потока в поперечном сечении межтрубного пространства распределяется неравномерно, что приводит к уменьшению эффективности процесса теплопередачи.

По результатам проведенного компьютерного моделирования получены следующие данные: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,64 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,04 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 869 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1137 Па; объемный расход воды в трубном пространстве V_T – $2,824 \cdot 10^{-4}$ м³/с; объемный расход воды в межтрубном пространстве V_{MT} – $4,506 \cdot 10^{-4}$ м³/с; количество передаваемого тепла Q – 3879,5 Вт; коэффициент теплопередачи K – 579,3 Вт/(м²·°С).

Из полученных данных следует, что отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q в типовой конструкции теплообменного

аппарата типа «труба в трубе» составляет $1,954 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

Дальнейшее моделирование конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» будем проводить с аналогичными исходными данными.

В первую очередь проведем компьютерное моделирование запатентованной конструкции теплообменного аппарата [5] (рис. 3), которая подробно рассмотрена в статье [10].

Теплообменная труба в данной конструкции теплообменного аппарата снабжена интенсификаторами теплообмена – стержнями цилиндрической формы. Причем стержни могут располагаться как на внутренней, так и на внешней поверхностях теплообменной трубы. Длина, диаметр и количество стержней может быть любым.

Для проведения компьютерного моделирования зададим диаметр стержней равным 6 мм. Стержни расположены по всей длине теплообменной трубы, расстояние между центрами стержней – 50 мм. Моделирование проведем для двух вариантов оребрения теплообменной трубы: только при наружном (рис. 4, А) и при наружном и внутреннем (рис. 4, Б).

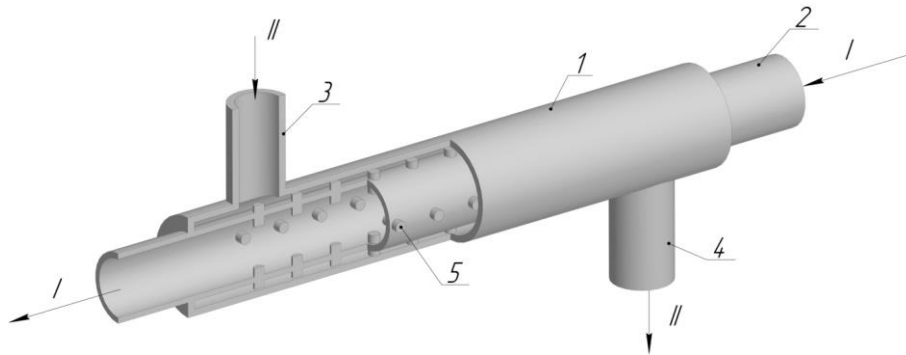


Рис. 3. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» по патенту [5]:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства; 5 – стержни-интенсификаторы теплообмена; I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

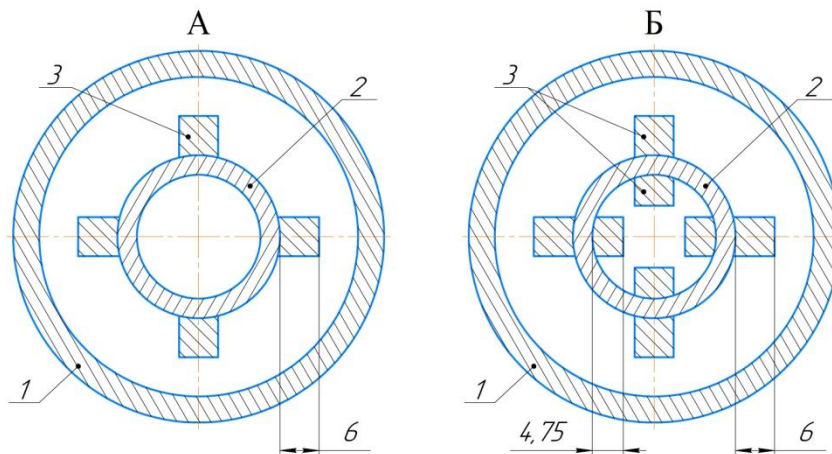


Рис. 4. Поперечное сечение теплообменного аппарата по патенту [5]:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – стержни-интенсификаторы теплообмена; А – наружное оребрение теплообменной трубы; Б – наружное и внутреннее оребрение теплообменной трубы

Высота стержней в межтрубном пространстве (6 мм) равна половине расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы. В трубном пространстве высота стержней (4,75 мм) равна половине расстояния от внутренней поверхности теплообменной трубы до ее оси.

Графическое изображение распределения температуры теплоносителей в поперечном сечении данного теплообменного аппарата по центру длины труб представлено на рис. 5.

Полученные данные по распределению температур в межтрубном пространстве новой конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», приведенные на рис. 5, показывают, что в поперечном сечении происходит

выравнивание температур теплоносителей, что повышает эффективность процесса теплопередачи по сравнению с типовой конструкцией.

По результатам компьютерного моделирования получены следующие данные при наружном оребрении теплообменной трубы: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,31 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,26 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве $\Delta P_{\text{т}}$ – 869 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве $\Delta P_{\text{мт}}$ – 1261 Па; количество передаваемого тепла Q – 4268,4 Вт; коэффициент теплопередачи K – 634,4 Вт/(м²·°С). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q равно $1,907 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

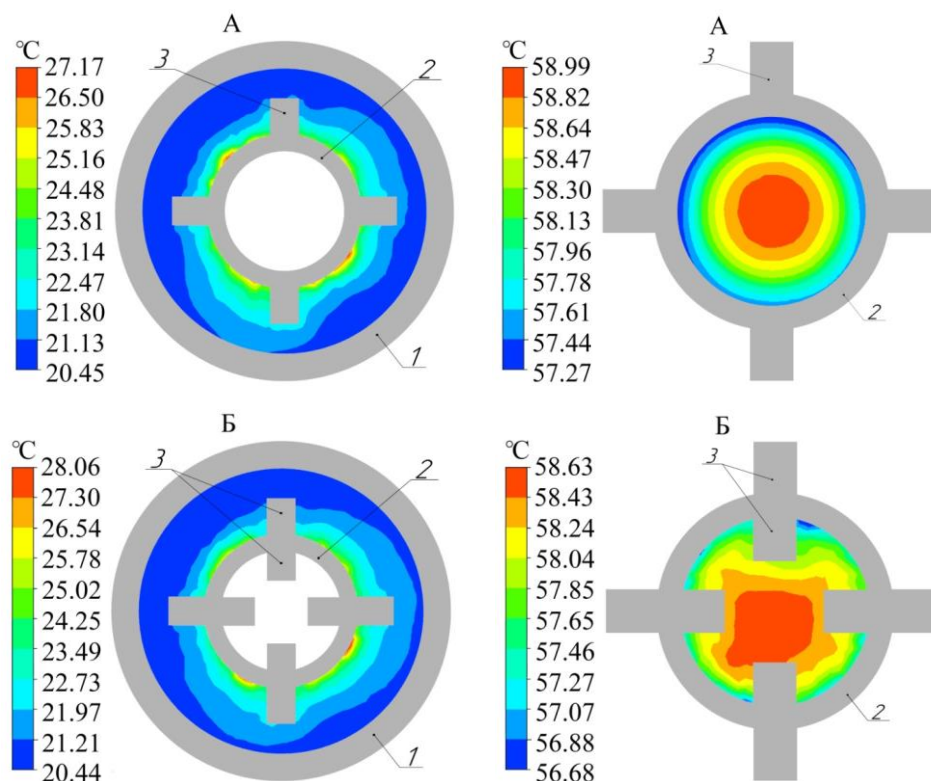


Рис. 5. Распределение температуры теплоносителей в конструкции теплообменного аппарата по патенту [5] (поперечное сечение по центру длины труб):
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – стержни-интенсификаторы теплообмена;
А – наружное оребрение теплообменной трубы; Б – наружное и внутреннее оребрение теплообменной трубы

При наружном и внутреннем оребрении теплообменной трубы получены следующие результаты: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,16 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,37 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 7420 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1261 Па; количество передаваемого тепла Q – 4476,5 Вт; коэффициент теплопередачи K – 610,1 Вт/(м²·°С). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q составляет $5,951 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

При сравнении результатов варианта конструкции теплообменного аппарата с наружным оребрением теплообменной трубы с результатами типовой конструкции можно сделать выводы о повышении эффективности процесса теплопередачи в запатентованной конструкции:

- 1) количество передаваемого тепла Q увеличилось на 9,11 %;
- 2) коэффициент теплопередачи K увеличился на 8,68 %;
- 3) отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству переда-

ваемого тепла Q уменьшилось на 2,36 %, несмотря на увеличение энергетических затрат на перекачивание теплоносителя в межтрубном пространстве.

Для варианта наружного и внутреннего оребрения показатели эффективности процесса теплопередачи будут следующие:

1) количество передаваемого тепла Q увеличилось на 13,34 % в сравнении с типовой конструкцией, и на 4,65 % в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы;

2) коэффициент теплопередачи K выше на 5,04 % в сравнении с типовой конструкцией, однако на 3,83 % ниже в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы;

3) отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q увеличилось на 67,18 % в сравнении с типовой конструкцией и на 67,95 % в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы.

Следовательно, при выборе воды (жидкостей) в качестве теплоносителей можно рекомендовать запатентованную конструкцию теп-

лообменного аппарата при варианте только наружного оребрения теплообменной трубы, что позволит повысить эффективность процесса теплопередачи в сравнении с типовой конструкцией теплообменного аппарата типа «труба в трубе», а именно увеличить количество передаваемого тепла Q и уменьшить отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q .

В статье [10] запатентованная конструкция рекомендована с наружным и внутренним оребрением при выборе воздуха в качестве теплоносителя в трубном и межтрубном пространствах, что очевидно, поскольку вязкость газа намного меньше, чем у жидкости.

Стоит отметить, что предложенное решение по снабжению теплообменной трубы для развития площади ее поверхности без увеличения габаритов теплообменного аппарата может найти свое применение не только в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе», но и в других аппаратах химической и смежных отраслей промышленности. К примеру, аппаратами, перспективными к использованию для очистки воды и концентрирования некоторых продуктов (в том числе для организации безотходного производства натуральных продуктов питания), являются криоконцентраторы емкостного типа. Пример одной из современных конструкций такого аппарата представлен в патенте [11]. Эффективность работы данных аппаратов зависит от площади поверхности используемых теплопередающих труб, что подробно показано в статьях [12; 13].

Выводы

1. Эффективность процесса теплопередачи теплообменного аппарата типа «труба в трубе» может быть повышена за счет снабжения теплообменной трубы стержнями-интенсификаторами теплообмена.

2. Проведенные исследования с использованием компьютерного моделирования технологических параметров теплообменного аппарата типа «труба в трубе» показали, что при жидком теплоносителе в теплообменной трубе целесообразно располагать стержни-интенсификаторы теплообмена только на ее наружной поверхности.

3. Расположение стержней-интенсификаторов теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы повышает эффективность процесса теплопередачи от жидкого теплоноси-

теля в сравнении с типовой конструкцией теплообменного аппарата типа «труба в трубе», а именно обеспечивает большее количество передаваемого тепла и уменьшает отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей к количеству передаваемого тепла (несмотря на увеличение энергетических затрат на перекачивание теплоносителя в межтрубном пространстве).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Оборудование нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств: учебник / А. С. Тимонин [и др.]: под. общ. ред. А. С. Тимониной. – 2-е изд., перераб., испр. и доп. – Москва; Вологда : Инфа-Инженерия, 2022. – 948 с.
2. Патент РФ на изобретение № 2042910, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / Б. А. Ишков. Оpubл. 27.08.1995. Бюл. № 17.
3. Патент РФ на изобретение № 2502931, МПК F28F 1/42. Теплообменник труба в трубе / И. В. Холодков и др. Оpubл. 27.12.2013. Бюл. № 36.
4. Патент РФ на полезную модель № 125319, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / В. Н. Чернов, И. Б. Николаев. Оpubл. 27.02.2013. Бюл. № 6.
5. Патент РФ на полезную модель № 135101, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / Е. В. Романова, А. Н. Колиух. Оpubл. 27.11.2013. Бюл. № 33.
6. Патент РФ на полезную модель № 181284, МПК F28D 7/10, F28F 1/42. Устройство трубы для теплообменных аппаратов / А. И. Николаев, И. А. Николаев. Оpubл. 09.07.2018. Бюл. № 19.
7. Патент РФ на полезную модель № 222588, МПК F28D 7/10, F28F 1/06. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / Н. И. Шувиков, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов. Оpubл. 11.01.2024. Бюл. № 2.
8. ТУ 3612-014-00220302-99 Теплообменники труба в трубе. Введ. 01.10.1999. – Москва : АООТ «ВНИИНЕФТЕМАШ», 1999. – 109 с.
9. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с изменениями № 1, 2). Введ. 01.01.1998. – Москва : ИПК издательство стандартов, 1998. – 11 с.
10. Коновалов, В. И. Исследование процесса теплообмена в оребренном трубчатом рекуператоре / В. И. Коновалов, Е. В. Романова, А. Н. Колиух // Вестник ТГТУ. – 2012. – Т. 18, № 4. – С. 876–880.
11. Патент РФ на полезную модель № 219187, МПК B01D 9/04. Емкостной криоконцентратор / М. А. Угольникова, В. Б. Сапожников, В. В. Чернявская, И. Ю. Голованов. Оpubл. 04.07.2023. Бюл. № 19.
12. Ugolnikova, M. A. Dynamics of Water Ice Formation during the Operation of Vessel Cryoconcentrators / M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57. – P. 561–566.
13. Sapozhnikov, V. B. Evaluating the Performance of Low-Temperature Liquid Separation Devices with Two-Stage Refrigeration and Pre-Cooling / V. B. Sapozhnikov, M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59. – P. 134–138.