

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 66.045.123

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-6-10

К. О. Занина¹, И. Ю. Голованов², М. Г. Лагуткин¹, Д. Д. Даянова¹

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВУХТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПУТЕМ ИХ СНАБЖЕНИЯ РАЗЛИЧНЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА

¹ **Московский политехнический университет, Москва, Россия**

² **МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия**

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

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

В статье представлены результаты компьютерного моделирования работы двухтрубных теплообменников типовой и ряда новых конструкций, снабженных интенсификаторами теплообмена в межтрубном пространстве. На основании результатов моделирования показано, что предлагаемые конструкции теплообменников обеспечивают энергосбережение процесса теплообмена в сравнении с типовой конструкцией. Полученные данные позволили уточнить эмпирические коэффициенты уравнения для определения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве новых конструкций двухтрубных теплообменников в диапазоне значений критерия Рейнольдса 4000–16000. Уточненные уравнения позволяют прогнозировать работу новых теплообменников и производить их технологический расчет.

Ключевые слова: теплообмен, гидродинамика, двухтрубный теплообменник, межтрубное пространство, компьютерное моделирование, коэффициент теплоотдачи, эмпирические коэффициенты, энергосбережение

K. O. Zanina¹, I. Yu. Golovanov², M. G. Lagutkin¹, D. D. Dayanova¹

IMPROVEMENT OF TWO-TUBE HEAT EXCHANGERS BY SUPPLYING VARIOUS HEAT EXCHANGE PROCESS INTENSIFIERS

¹ **Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia**

² **MIREA – Russian technological university, Moscow, Russia**

The article presents the results of computer simulation of the operation of standard double-tube heat exchangers and a number of new designs equipped with heat exchange intensifiers in the inter-tube space. Based on the modeling results, it is shown that the proposed designs of heat exchangers ensure energy saving of the heat exchange process, in comparison with the standard design. The data obtained made it possible to refine the empirical coefficients of the equation for determining the heat transfer coefficient in the inter-tube space of new designs of two-tube heat exchangers in the range of values of the Reynolds criterion 4000–16000. The refined equations make it possible to predict the operation of new heat exchangers and perform their technological calculations.

Keywords: heat transfer, hydrodynamics, two-tube heat exchanger, inter-tube space, computer modeling, heat transfer coefficient, empirical coefficients, energy saving

Предложение решений по повышению энергосбережения на промышленных объектах – актуальное направление исследований, включающее разработку усовершенствованных конструкций оборудования и оценку эффективности их работы.

В настоящее время рекуперативные теплообменные аппараты широко распространены

во всех отраслях промышленности. Такие аппараты сопровождают технологические процессы, охлаждая или нагревая рабочие среды, используются в качестве основного оборудования, например, для испарительного охлаждения, а также с помощью них может обеспечиваться полезное использование тепла, получаемого в ходе производства.

Рассмотрим одну из применяемых в промышленности конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов – двухтрубный теплообменник (рис. 1) [1].

Повышение интенсивности и энергосбережения процесса теплообмена в теплообменнике может быть достигнуто путем снабжения поверхности его теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена – элементами в виде выступов на пути движения потока теплоносителя, обеспечивающими его турбулизацию

с одновременным увеличением площади поверхности теплопередачи.

В работах [2–4] показано, что наличие интенсификаторов теплообмена существенно влияет на эффективность работы теплообменников.

При этом в работах [5; 6] отмечается, что форма интенсификаторов теплообмена, выполненных в виде цельнометаллических стержней, также в значительной степени определяет энергосбережение процесса теплообмена.

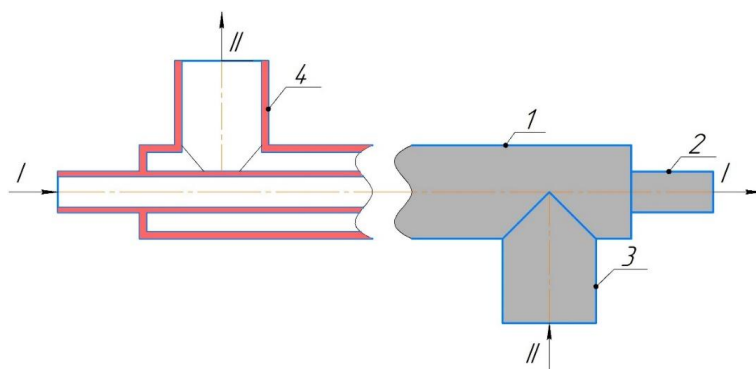


Рис. 1. Конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе»: 1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода теплоносителя межтрубного пространства; 4 – патрубок вывода теплоносителя межтрубного пространства; I – теплоноситель трубного пространства; II – теплоноситель межтрубного пространства

В настоящее время метод компьютерного моделирования широко распространен для прогнозирования и оценки работы новых конструкций оборудования. Получаемые результаты показывают высокую точность, что отмечается во множестве исследований. Например, в работах [7–9] подтверждена высокая точность метода для трубных теплообменников с гладкими трубами и с интенсификаторами теплообмена путем сопоставления результатов натурных экспериментов и компьютерного моделирования (расхождения в результатах составили 3–15 %).

Проведем анализ технологических параметров двухтрубного теплообменника, изготовленного согласно нормативному документу [10]: кожуховая труба диаметром 57×4 мм и длиной 1400 мм; теплообменная труба диаметром 25×3 мм и длиной 1500 мм; патрубки ввода второго теплоносителя из трубы диаметром 32×4 мм и длиной 155 мм; материал теплообменника – сталь марки 08X18H10T.

Для проведения анализа используем компьютерное моделирование в программном комплексе «SolidWorks». Зададимся исходными данными для моделирования: теплоносители

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 на входе в трубное пространство – 1,0 м/с. Скорость на входе в межтрубное пространство будем изменять от 0,5 м/с до 2,0 м/с с шагом 0,3 м/с, что будет соответствовать диапазону значений критерия Рейнольдса 4000–16000.

Далее снабдим наружную поверхность теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней, вписанных в поперечном сечении в окружность диаметром 6 мм и расположенных по всей длине теплообменной трубы с расстоянием между их центрами равным 50 мм. Примем высоту стержней равной 6 мм, что будет составлять половину расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы. Поперечное сечение теплообменника с интенсификаторами теплообмена представлено на рис. 2 [1].

Рассмотрим шесть форм поперечного сечения стержней (рис. 3) [1; 11; 12].

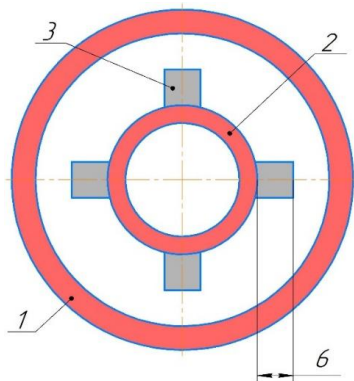


Рис. 2. Поперечное сечение двухтрубного теплообменника с интенсификаторами теплообмена:
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба;
3 – стержни оребрения

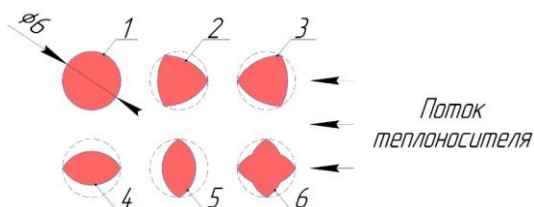


Рис. 3. Поперечное сечение интенсификаторов теплообмена [1; 11; 12]:

1 – круглые; 2 – треугольники Рело с вершиной навстречу потоку; 3 – треугольники Рело с вершиной против потока; 4 – ромбические из двух треугольников Рело, параллельно потоку; 5 – ромбические из двух треугольников Рело, перпендикулярно потоку; 6 – крестообразные из четырех треугольников Рело

Таким образом, анализ технологических параметров будем проводить для типовой конструкции и шести – с интенсификаторами теплообмена.

При расчете двухтрубных теплообменников основным показателем их эффективности является количество передаваемого тепла [1]:

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

где Q – количество передаваемого тепла в теплообменном аппарате типа «труба в трубе», Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплопередачи, м²; Δt – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, К.

Энергосбережение при работе теплообменников будем оценивать через отношение количества передаваемого тепла к суммарным потерям мощности на перекачивание теплоносителей [1]:

$$\Delta W = \frac{Q}{W}, \quad (2)$$

где ΔW – удельные потери мощности при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт/Вт;

W – потери мощности на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт.

Суммарные потери мощности W можно определить по следующей формуле [1]:

$$W = V_T \cdot \Delta P_T + V_{MT} \cdot \Delta P_{MT}, \quad (3)$$

где V_T – объемный расход теплоносителя трубного пространства, м³/с; ΔP_T – гидравлическое сопротивление при перекачивании теплоносителя трубного пространства, Па; V_{MT} – объемный расход теплоносителя межтрубного пространства, м³/с; ΔP_{MT} – гидравлическое сопротивление при перекачивании теплоносителя межтрубного пространства, Па.

Наличие стержней-интенсификаторов отразится на проходном сечении межтрубного пространства. Для определения степени его изменения предлагается использовать эквивалентный диаметр, который может быть определен через отношение свободного объема межтрубного пространства в конструкции с интенсификаторами теплообмена к свободному объему межтрубного пространства в типовой конструкции.

По данным компьютерного моделирования и с использованием эквивалентного диаметра построен график зависимости удельных потерь мощности при эксплуатации рассматриваемых двухтрубных теплообменников от значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве в диапазоне 4000–16000 (рис. 4).

По представленным на рис. 4 данным можно заключить, что наличие интенсификаторов теплообмена на внешней поверхности теплообменной трубы в двухтрубных теплообменниках повышает энергосбережение теплообменного процесса в сравнении с типовой конструкцией. Положительный эффект с интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней с поперечным сечением круглой формы, в форме треугольников Рело (с вершиной навстречу и против потока теплоносителя), ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно и перпендикулярно потоку теплоносителя) достигается при диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве 4000–11000. При использовании стержней-интенсификаторов крестообразной формы из четырех треугольников Рело положительный эффект наблюдаются на всем рассматриваемом диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве (4000–16000).

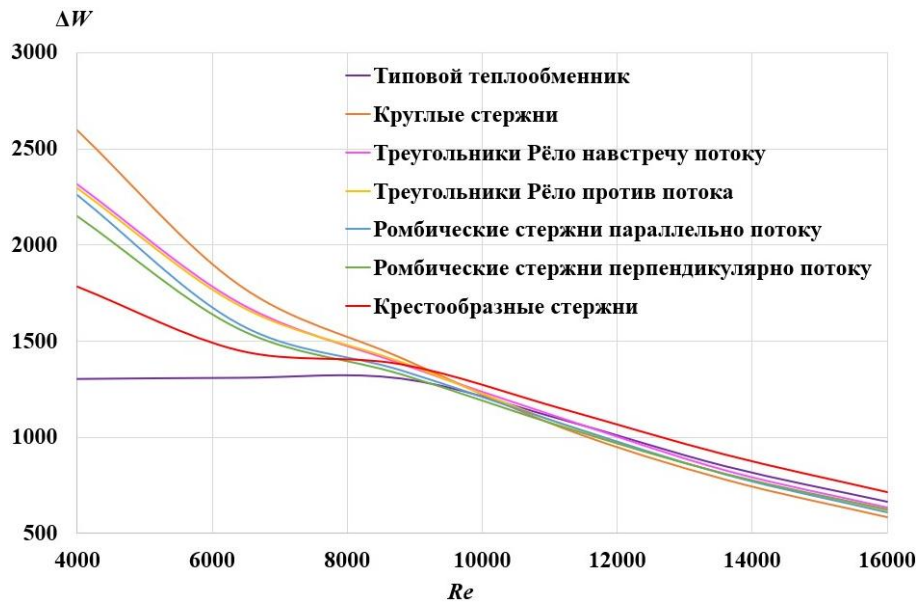


Рис. 4. Зависимость удельных потерь мощности на перекачивание теплоносителей в двухтрубных теплообменниках от величины критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве

На основании данных компьютерного моделирования и с использованием эквивалентного диаметра получены уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи межтрубного пространства с уточненными эмпирическими коэффициентами, позволяющие проводить технологический расчет рассмотренных конструкций двухтрубных теплообменников с интенсификаторами теплообмена.

Для стержней круглого поперечного сечения:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля, Pr_{cm} – критерий Прандтля при температуре стенки.

Для стержней с поперечным сечением в форме треугольников Рело с вершиной навстречу потоку теплоносителя:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,827} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

Для стержней с поперечным сечением в форме треугольников Рело с вершиной против потока теплоносителя:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,831} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

для стержней с поперечным сечением ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно потоку теплоносителя):

$$Nu = 0,016 \cdot Re^{0,831} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Для стержней с поперечным сечением ромбической формы из двух треугольников Рело (перпендикулярно потоку теплоносителя):

$$Nu = 0,029 \cdot Re^{0,775} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Для стержней с поперечным сечением крестообразной формы из четырех треугольников Рело:

$$Nu = 0,0046 \cdot Re^{0,985} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (9)$$

Отклонения в результатах при технологическом расчете теплообменников по представленным уравнениям от результатов компьютерного моделирования не превышает 5 %. Представленные результаты компьютерного моделирования позволяют рекомендовать в качестве замены типовой конструкции двухтрубного теплообменника конструкции с интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней на внешней поверхности теплообменной трубы.

Выводы

1. Для конструкций двухтрубных теплообменников с интенсификаторами теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы, представлены данные о удельных потерях мощности на перекачивание теплоносителей,

позволяющие оценить энергосбережение процесса теплообмена.

2. С использованием данных компьютерного моделирования подтверждено, что наличие интенсификаторов теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы повышает энергосбережение процесса теплообмена в двухтрубных теплообменниках, в сравнении с типовой конструкцией. В диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве 4000–11000 рекомендуются стержни с поперечным сечением круглой формы, в форме треугольников Рело (с вершиной навстречу и против потока теплоносителя), ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно и перпендикулярно потоку теплоносителя). Для диапазона 4000–16000 рекомендуются стержни с поперечным сечением крестообразной формы из четырех треугольников Рело.

3. Представлены уточненные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве двухтрубных теплообменников с различными интенсификаторами теплообмена, позволяющие проводить технологический расчет теплообменников с высокой точностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Занина, К. О. Анализ вариантов оребрения двухтрубного теплообменного аппарата для повышения эффективности процесса / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 3 (48). – С. 19–25. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2024-3-48-19-25>.
2. Голованов, И. Ю. Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования / И. Ю. Голованов, А. М. Силин, К. О. Занина [и др.] // Промышленные процессы и технологии. – 2024. – Т. 4, № 3 (13). – С. 90–111. [https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3\(13\)-90-111](https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3(13)-90-111).
3. Marzouk, S. A. A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers / S. A. Marzouk, M. M. Abou Al-Sood, E. M. S. El-Said [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2023. – Vol. 148, № 15. – Pp. 7539–7578. <http://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3>.
4. Коновалов, В. И. Исследование процесса теплообмена в оребренном трубчатом рекуператоре / В. И. Коновалов, Е. В. Романова, А. Н. Колиух // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2012. – Т. 18, № 4. – С. 876–880.
5. Чернявская, В. В. Оценка влияния интенсификаторов теплообмена на энергомассовую эффективность кристаллизаторов / В. В. Чернявская, В. Б. Сапожников, И. Ю. Голованов, М. А. Угольников // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2025. – Т. 52, № 1. – С. 22–30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2025-52-1-22-30>.
6. Бурцев, С. А. Выбор рациональных интенсификаторов теплообмена в теплообменном оборудовании / С. А. Бурцев, Ю. А. Виноградов, Н. А. Киселев [и др.] // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2016. – № 12. – С. 35–56. <https://doi.org/10.7463/1216.0852444>.
7. Романова, Е. В. Применение пакета Ansys при исследовании гидравлического сопротивления оребренного рекуператора / Е. В. Романова, А. Н. Колиух, Е. А. Лебедев // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2017. – Т. 23, № 3. – С. 420–427. <https://doi.org/10.17277/vestnik.2017.03.pp.420-427>.
8. Jaganathan, S. Experimental investigation of the performance of silver nanofluid as a coolant in a helical shell and tube heat exchanger / S. Jaganathan, N. B. Devaraj, V. Ravikumar [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2024. – Vol. 149. – Pp. 439–451. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12722-z>.
9. Kadhim, S. A. Critical review of the use of TiO₂ nanofluid as a heat transfer fluid in the double-pipe heat exchanger / S. A. Kadhim, O. A. A.-M. Ibrahim, M. K. S. Al-Ghezi [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2025. – Vol. 150. – Pp. 11995–12015. <https://doi.org/10.1007/s10973-025-14531-y>.
10. ТУ 3612-014-00220302-99. Теплообменники труба в трубе. Технические условия. Москва: Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения АО «ВНИИНЕФТЕМАШ», 1999. – 109 с.
11. П. м. № 226381, МПК F28D 7/10. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов; опубл. 31.05.2024. Бюл. № 16.
12. П. м. № 227391, МПК F28D 7/10; F28F 1/124. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / Р. В. Бакулин, И. Ю. Голованов, К. О. Занина [и др.]; опубл. 18.07.2024. Бюл. № 20.