



МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНОГО ПРЯМОУГОЛЬНОГО ОРЕБРЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В ДВУХТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Н.Ф. Тимербаев¹, А.К. Али², О.А.М. Альмохаммед¹, А.Р. Корякин³

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

²Инженерный колледж университета Анбар, Республика Ирак

³Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

ORCID*: <https://orcid.org/0000-0001-9209-2085>, omeralhayaly1@yahoo.com

Резюме: В статье проводится математическое моделирование двухтрубного теплообменника, имеющего продольные прямоугольные оребрения размером (2*3*1000) мм, установленные на внешней поверхности внутренней трубки теплообменника. В данной работе математически обосновано преимущество применения такой конструкции при передаче тепла между жидкостями, протекающими через теплообменник, и влияние установки продольных прямоугольных оребрений на эффективность работы теплообменника. Проведенные исследования позволяют проводить расчет оптимальных конструктивных параметров теплообменников.

Диаметр внешней трубы (34,1 мм), а диаметр внутренней трубы (16,05 мм). Толщина стенок труб составляет (1,5 мм), а длина системы (1 м). Горячая вода течет через внутреннюю трубу параллельно с холодной водой, которая проходит через внешнюю трубу. Температура горячей и холодной воды на входе составляет (75 °С и 30 °С) соответственно. Массовый расход внутри центральной трубы составляет (0,1 кг / с), а кольцевая труба несет (0,3 кг / с). Для исследований была использована компьютерная программа ANSYS Workbench 15.0, с целью расчета и визуализации поведения жидкостей внутри теплообменника и получения результатов.

Ключевые слова: эффективность, теплопередача, продольные прямоугольные оребрения, теплообменник, оптимальный дизайн, давление.

Для цитирования: Тимербаев Н.Ф., Али А.К., Альмохаммед О.А.М., Корякин А.Р. Моделирование влияния продольного прямоугольного оребрения на эффективность теплообмена // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №4. С.48-57. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-4-48-57.

SIMULATION OF THE EFFECTIVENESS OF LONGITUDINAL RECTANGULAR FINS ON THE EFFICIENCY OF THE DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER

N.F. Timerbaev¹, A.K. Ali², O.A. M. Almohammed¹, A.R. Koryakin³

¹Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

²Engineering College of Anbar University, Republic of Iraq

³Moscow State Technical University N.E. Bauman, Moscow, Russia

Abstract: In this article, a mathematical simulation of a double pipe heat exchanger is carried out, having the longitudinal rectangular fins with the dimension of (2*3*1000) mm, mounted on the outer surface of the inner tube of the heat exchanger. In this paper, the advantage of using of that type of fins and its effect on the effectiveness of the heat exchanger are studied with the help of the computer program. The carried out research allows making the calculation to find the optimum design parameters of heat exchangers.

The outer tube diameter is (34.1mm) while the inner tube diameter is (16.05mm). The tubes wall thickness is (1.5mm) and the model length was (1 m). The hot water is flowing through the inner tube in parallel with the cold water that passing the outer tube. The hot and cold water temperature at the inlet is (75°C & 30°C) respectively. The mass flow rate inside the central pipe

is (0.1 kg/s) while the annular pipe carrying (0.3 kg/s). In the present work, the program ANSYS Workbench 15.0 was used to find out the results of heat transfer as well as the behavior of liquids inside the heat exchangers.

Keywords: efficiency, heat transfer, longitudinal rectangular fins, heat exchanger, optimum design, pressure

For citation: Timerbaev NF, Ali AK, Almohammed OAM, KoryakinAR. Simulation of the effectiveness of longitudinal rectangular fins on the efficiency of the double pipe heat exchanger . *Power engineering: research, equipment, technology*.2019; 21(4):48-57. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-4-48-57.

Введение

Одним из факторов при конструировании теплообменников является величина теплопередачи, влияющая на размеры теплообменника и позволяющая их минимизировать. Для снижения расхода используемых при производстве теплообменников материалов необходимо повышать эффективность теплообмена. Простейшим устройством, которое передает тепло от горячей жидкости к холодной, является двухтрубный теплообменник. Одно из преимуществ этой системы – низкая стоимость. Однако пространство, которое он занимает, относительно велико по сравнению с другими типами теплообменников [1].

Для повышения эффективности теплообменников используются два метода. Первый метод – активный. Он включает в себя улучшение передачи тепла за счет управления потоком, вибрации и пульсации потока путем периодического изменения давления в системе. Пассивный метод– это метод повышения теплопроводности за счет увеличения поверхности теплообмена, изменения типа используемого материала либо шероховатости поверхности. Предлагаемый в статье пассивный метод улучшения теплопередачи в двухтрубном теплообменнике включает в себя установку продольных прямоугольных оребрений на теплообменных поверхностях для увеличения эффективности теплообмена и уменьшения его размера. В работе изучено влияние расширения площади внутренней трубы в двухтрубном теплообменнике противоточного типа на эффективность работы теплообменника. Для решения этой задачи в источнике [2] предлагается использовать углубления на внутренней трубке для улучшения теплообмена, однако такое решение снижает механическую прочность системы. Анализ экспериментальных и расчетных данных, полученных авторами, показал хорошую сходимость с данными, приведенными в работах [3–5], в которых использовали спиральный перфорированный плавник на трубке для увеличения эффективности теплопередачи.

Математическое моделирование процесса теплопереноса в двухтрубном теплообменнике с оребрением

В каждом теплообменнике имеются две жидкости, протекающие в разных условиях и направлениях. Соотношение между отношением холодной и горячей теплоемкости ограничивает форму профиля температуры в теплообменнике[6], как показано на рис.1.

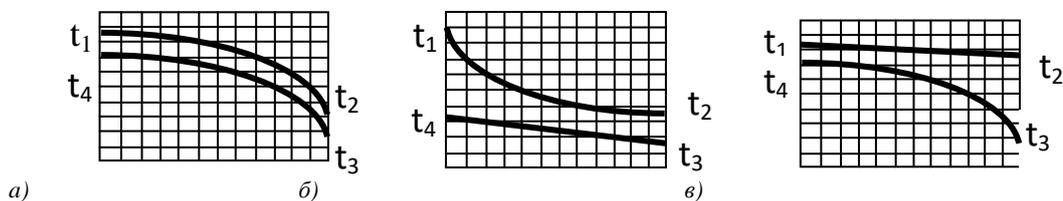


Рис. 1. Профиль температуры

На рис.1 t_1 – температура на входе в горячую жидкость; t_2 – температура выходящей горячей жидкости; t_3 и t_4 – входная и выходная температуры холодной жидкости. Первый случай (a) происходит, когда коэффициент теплоемкости

$$CR_{\text{горячий}} \approx CR_{\text{холодный}} \longrightarrow CR_{\text{минимум}}/CR_{\text{максимум}} \approx 1;$$

второй случай (б) – когда коэффициент теплоемкости

$$CR_{\text{холодный}} > CR_{\text{горячий}} \longrightarrow CR_{\text{минимум}}/CR_{\text{максимум}} \approx 0,25;$$

последний случай (в) – когда коэффициент теплоемкости горячей жидкости больше, чем коэффициент теплоемкости холодной воды:

$$CR_{\text{горячий}} \gg CR_{\text{холодный}} \implies CR_{\text{минимум}}/CR_{\text{максимум}} \approx 0,$$

где CR – коэффициент теплоемкости [7], который равен

$$CR = \dot{m} C_p, \quad (1)$$

где \dot{m} – массовый расход, кг/с; C_p – удельная теплота жидкости, кДж/кг $^{\circ}$ С.

Эффективность теплообменника определяется как способность передавать тепло от одной жидкости к другой [8], и зависит от коэффициента теплоемкости жидкости при постоянном давлении (CR), который показывает способность жидкости поглощать тепло. Коэффициент (CR) связывает количество тепла с разностью температур жидкости, как показано ниже:

$$Q = CR \Delta t, \quad (2)$$

где Q – количество поглощенного тепла, Вт; Δt – разность температур, $^{\circ}$ С.

В случае идеального теплообменника тепло, отводимое из горячей жидкости, будет поглощаться холодной жидкостью так, что $Q_{\text{горячий}} = Q_{\text{холодный}}$,

$$Q_{\text{горячий}} = CR_{\text{горячий}} (t_{\text{вход}} - t_{\text{выход}})_{\text{горячий}}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{холодный}} = CR_{\text{холодный}} (t_{\text{выход}} - t_{\text{вход}})_{\text{холодный}} \quad (4)$$

В идеальном теплообменнике жидкость, которая имеет минимальный коэффициент теплоемкости, должна иметь максимальную разность температур (т. е. разницу между температурой входа холодных и горячих жидкостей), что обеспечит максимальную теплопередачу и называется идеальным количеством теплопередачи (Q_{ideal}) [9]. В связи с отсутствием идеальной системы, эффективность системы определяется по следующему соотношению:

$$\text{Эффективность} = \frac{\text{фактическое тепло, переданное системой}}{\text{тепло, переданное идеальной системой}}$$

Производительность теплообменников зависит от их функционального назначения: для обогрева либо для охлаждения. В случае, если теплообменник используется для нагрева, эффективностью является соотношение между

$$\varepsilon_h = \frac{Q_{\text{фактический}}}{Q_{\text{теоретический}}} = \frac{CR_{\text{холодный}} (t_{\text{выход}} - t_{\text{вход}})_{\text{холодный}}}{CR_{\text{минимум}} (t_{hi} - t_{ci})}, \quad (5)$$

где ε_h – эффективность в случае нагрева теплообменником; $CR_{\text{минимум}}$ – коэффициент теплоемкости жидкости, которая имеет максимальную разность температур

t_{hi} – температура на входе горячей жидкости; t_{ci} – температура на входе холодной жидкости.

В случае, если теплообменник используется для охлаждения, эффективностью является соотношение между

$$\varepsilon_c = \frac{Q_{\text{фактический}}}{Q_{\text{теоретический}}} = \frac{CR_{\text{горячий}} (t_{\text{вход}} - t_{\text{выход}})_{\text{горячий}}}{CR_{\text{минимум}} (t_{hi} - t_{ci})}, \quad (6)$$

где ε_c – эффективность в случае охлаждения теплообменником.

Численный анализ

Численное моделирование системы проводилось для системы, которая включает в себя трубку диаметром 16,05 мм и толщиной стенок 1,5 мм, помещенную во внутреннюю полость трубки большего размера диаметром 34,1 мм. Исследование учитывает изменение площади поверхности внутренней трубки за счет установки продольного прямоугольного оребрения. Размеры оребрений показаны на рис.2. При моделировании проводилось

сравнение системы с оребрением и систем, не имеющих его. На рис.2показаны прототипы моделей, для которых проводилось моделирование.

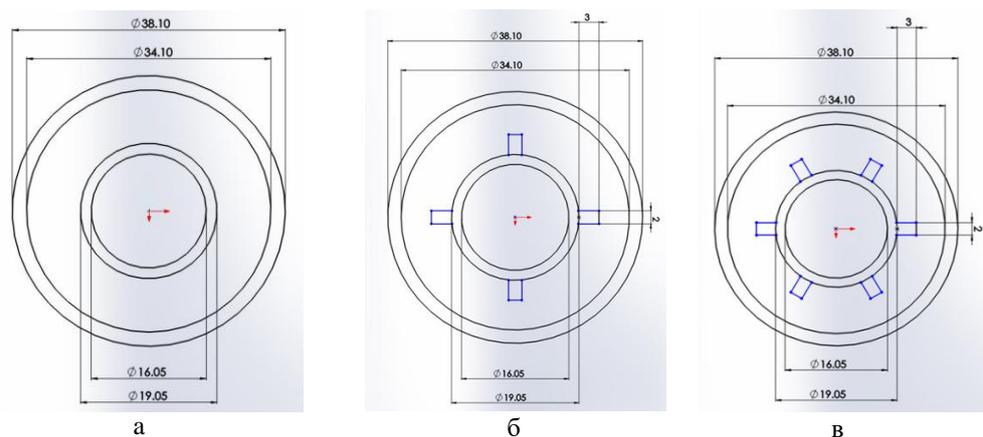


Рис. 2. Размеры поперечного сечения продольных вставок

В теплообменнике протекает жидкость, расчетная скорость которой должна быть не менее 0,5 м/с и не более 1,5 м/с. Для достижения данного диапазона скоростей массовый расход горячей воды внутри внутренней трубки составляет 0,1 кг/с и холодной воды во внешней – 0,3 кг/с.

На рис. 3 показана сетка в среде *ANSYSWorkbench* 15.0, которая использовалась для расчета моделей. Программа может создавать различные количества ячеек, что влияет на скорость вычислений. Достоверность полученных результатов при моделировании напрямую зависит от заданных количества ячеек [11]. В данной работе тест сцепления включает тестирование результатов путем изменения количества ячеек до 1000000. Полученные результаты моделирования показывают, что изменения после 500000 заданных ячеек практически отсутствуют, что приводит к меньшему расчету времени программы.

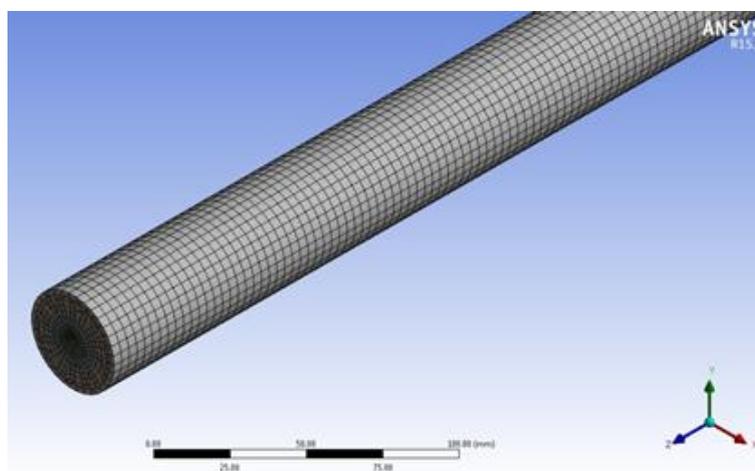


Рис. 3. Дизайн теплообменника

Для достижения оптимального дизайна теплообменника различные модели должны анализироваться программой [12]. Каждая система имеет различное количество продольных прямоугольных оребрений, в то время как температура на входе горячей и холодной жидкостей постоянна.

Численное моделирование

В работе использовалась модель турбулентности К-эпсилон (k-ε). При моделировании характеристик среднего потока в условиях турбулентности в данной модели использовались уравнения вычислительной гидродинамики (*CFD*) и уравнения переноса (*PDEs*) с целью улучшения моделирования длины смешения, а также в поиске альтернативы алгебраически заданным масштабам турбулентной длины в потоках средней и высокой сложности. Метод *CFD* основан на использовании коммерческого программного обеспечения *ANSYS FLUENT* 15.0. Поправочный коэффициент для всех зависимых

переменных указан как 0,0001. Коэффициенты теплопередачи также получены с использованием методов *CFD*.

Результаты

Эффективность двухтрубного теплообменника была достигнута за счет увеличения площади контакта внутренней трубки при помощи продольных прямоугольных ребрений. Размеры ребрений составляли (2*3*100) мм. В данное исследование было охвачено семь моделей. Отличия между моделями заключались в числе ребрений: первая модель не имеет ребрений, а последующие имеют 4, 6, 8, 10, 13 и 16 ребрений соответственно. Поток горячей жидкости проходит через внутреннюю трубу, а холодной – через внешнюю. Массовый расход холодной жидкости составлял 0,3 и горячей – 0,1 кг/с. Для иллюстрации процесса теплопередачи распределение температуры в трех сечениях выполняется для трех моделей, как показано на рис.4. Первое сечение (а) находится у входа холодного потока жидкости, второе (б) – в середине системы и третье (в) – на выходе холодной жидкости из теплообменника.

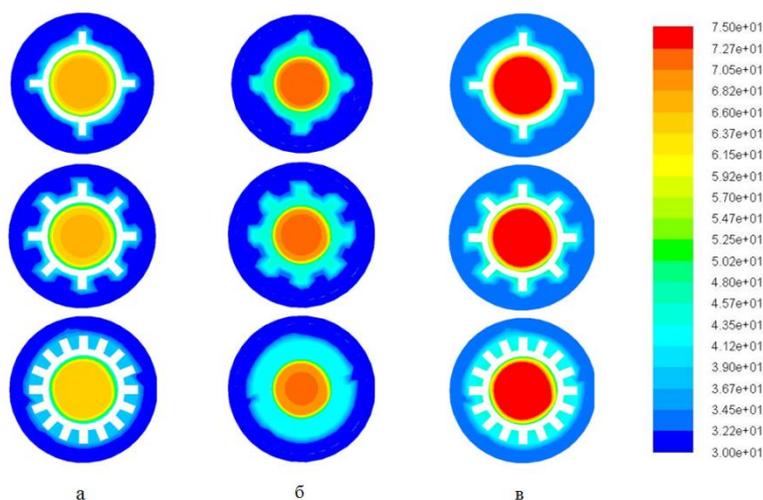


Рис. 4. Распределение температуры

На рис. 5 показано распределение температуры по внутренней трубе. Понятно, что труба с продольным прямоугольным ребрением рассеивает больше тепла, из чего следует, что положение кривой для трубки без ребрения находится выше всех кривых. Существует прямая связь между количеством ребрений и средней температурой воды внутри внутренней трубки [13]. Ребра в трубке будут увеличивать нагрев для передачи тепла из одной стороны в другую, но в то же время будут сопротивляться потоку жидкости из-за увеличения трения [14]. Это сопротивление приведет к росту мощности, необходимой для прокачки жидкости.

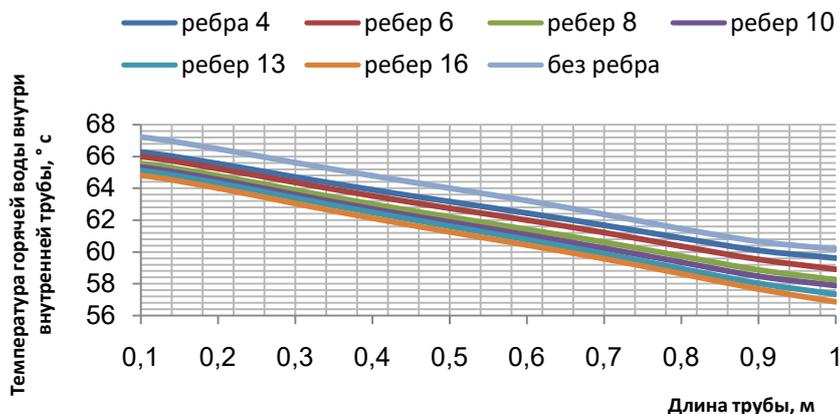


Рис. 5. Температура жидкости внутри центральной трубки вдоль теплообменника

Анализ эффективности работы системы должен учитывать эффективность улучшения теплообменника [15]. Как показано в данном исследовании, эффективность теплообменника в случае нагрева отличается от эффективности в случае охлаждения. В случае нагрева поглощенное холодной жидкостью тепло, в то время как в случае охлаждения это функция тепла, отдаваемого горячей жидкостью [16]. На рис. 6 показана зависимость между эффективностью теплообмена и числом ребер.

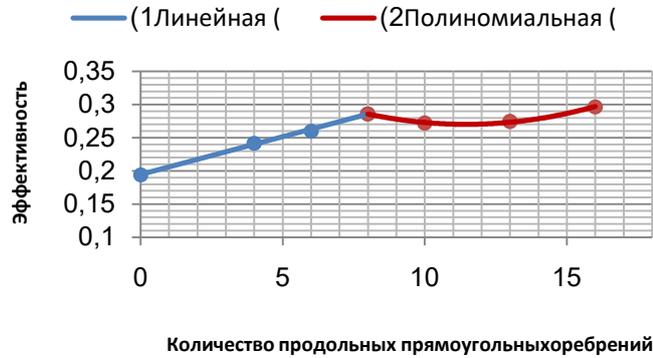


Рис. 6. Зависимость эффективности теплообмена от числа продольных прямоугольных ребер

На рис.6 первая часть графика, начинающаяся с одного и заканчивающаяся четырьмя ребрами, представляет собой линейную функцию. В этой части соотношение между эффективностью и числом ребер является прямой зависимостью. Уравнение, представляющее эту пропорцию, показано ниже:

$$\epsilon = 113n + 0,195, \quad (7)$$

где ϵ – эффективность; n – количество ребер.

Вторая часть, начинающаяся с четырех и заканчивающаяся семью ребрами, является полиномиальной. Следующее уравнение иллюстрирует взаимосвязь между переменными в этом разделе:

$$\epsilon = 0,0013n^2 - 0,0295n + 0,44. \quad (8)$$

Причиной изменения эффективности во втором разделе является скорость жидкости. Увеличение числа ребер привело к уменьшению пространства между трубами теплообменника [17]. Поскольку массовый расход холодной воды постоянный, это означает, что скорость жидкости будет повышаться. Время протекания холодной воды по горячей поверхности зависит от ее скорости, так что быстрота протекания позволит свести к минимуму количество поглощаемого тепла [18].

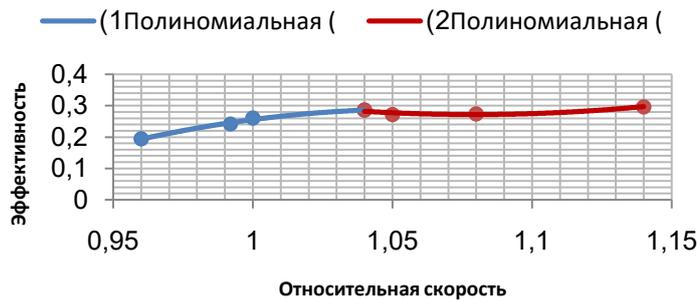


Рис. 7. Эффективность с относительной скоростью движения холодной воды

На рис. 7 относительная скорость является скоростью холодной воды, деленной на скорость горячей воды, так что величина будет являться безразмерной ($U_{c.w.} / U_{h.w.}$).

Кривая (1) является функцией, в которой величина эффективности возрастала. Следующее уравнение показывает это соотношение:

$$\varepsilon = -9,9962n^2 + 21,153n - 10,9 \quad (9)$$

Вторая кривая дает уравнение многочлена, но в этом случае величина эффективности незначительно уменьшается, как показано на рис. 7. Это соотношение представлено выражением

$$\varepsilon = 6,6864n^2 - 14,43n + 8,0576. \quad (10)$$

Дополнительные оребрения приводят к изменению скорости жидкости и увеличивают падение давления через внешнюю трубку. Другим фактором падения давления является следствие трения с проточными стенками [19]. Все вышеизложенное вызывает увеличение падения давления и, следовательно, система нуждается в дополнительной мощности для прокачки жидкости. Следующая кривая и ее уравнение показывают соотношение между количеством оребрений и дополнительной мощностью для прокачки жидкости, необходимой на холодной стороне теплообменника [20] (рис. 8).



Рис. 8. Кривая расчет дополнительной прокачки

Функция, описывающая кривую на рис. 8:

$$w = 10^{-5} n^3 - 10^{-4} n^2 + 0,0067n - 0,0009 \quad (11)$$

где w – дополнительная мощность накачки, Вт, и рассчитывается по формуле:

$$P_a = P_f - P_w, \quad (12)$$

где P_a – дополнительная мощность накачки, Вт; P_f – мощность накачки в случае оребренной трубки, Вт; P_w – мощность накачки в случае трубки без ребер, Вт.

При анализе экономической эффективности наиболее важным фактором, который играет большую роль, является коэффициент роста производительности системы (рис. 9). Этот коэффициент отражает величину потерь перед приростом. В этой модели произошло увеличение тепловой энергии, но потерей механической энергии. Следующий рисунок иллюстрирует эту пропорцию.

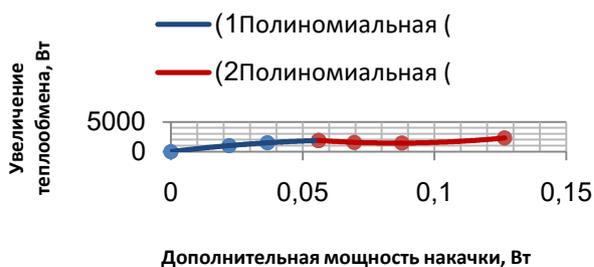


Рис. 9. Коэффициент роста производительности

Уравнение, показывающее первую часть этого соотношения:

$$Q = -377286 w^2 + 54704 w + 0,3894, \quad (13)$$

где Q – увеличение теплообмена, Вт.

Точка экстремума возникает на четвертом шаге, где изменение направления кривой приводит к новому поведению системы, из чего следует другая формула:

$$Q = 514344 w^2 - 87913 w + 5181,8. \quad (14)$$

Увеличение эффективности теплообмена находится через:

$$H_a = H_f - H_w, \quad (15)$$

где H_a – тепловая прибыль, Вт; H_f – тепло, переданное в случае оребренной трубки, Вт; H_w – тепло, переданное от трубки без ребер, Вт.

Дискуссия и выводы

На эффективность теплообменника влияют две переменные: количество продольных прямоугольных оребрений и скорость жидкости. Увеличение количества оребрений увеличивает площадь поверхности контакта, но в то же время уменьшается пространство между трубками теплообменника, что приводит к увеличению скорости жидкости и падению давления.

Увеличение скорости потока жидкости сократит время теплообменного процесса, что повлияет на эффективность системы. Падение давления происходило в результате трения с поверхностью и количеством оребрений в первом случае, а во втором – с увеличением скорости потока жидкости (рис. 7). Увеличение перепада давления требует большей мощности нагнетания жидкости в теплообменник (рис. 8). Исследуемая конструкция оребренного теплообменника имеет сравнительно низкое гидравлическое сопротивление и более эффективный теплообмен, что позволяет снизить затраты при его эксплуатации.

Литература

1. ShivaKumar., K. VasudevKaranth., KrishnaMurthy. Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger // World Journal of Modelling and Simulation. V. 11. 2015. N1. pp.43-54.
2. Chen. J., Muller-SteinhagenH., DuffyG. Heat transfer enhancement in dimpled tubes // Applied Thermal Engineering. 2001. V.21 .N5. pp. 535–547.
3. LiaoM., XinD. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with 3-d internal extended surfaces and twisted tape inserts. Chemical Engg. 2000. V.78. N2. pp. 95–105.
4. EiamsaS., EiamsaP., ThianpongC. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tape // Experimental thermal & fluid science. 2009. V.34. N1. pp. 53–62.
5. BhuiyaM., ChowdhuryM., et al. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2013. V.46. pp. 49–57.
6. Chaudhari N.R., Adroja F.N. A Review on Design & Analysis of Double Pipe Heat Exchanger // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). 2014. V. 3. № 2. pp. 2502–2505.
7. Saud Ghani, Seifelislam Mahmoud Ahmad Gamaledin, Mohammed MohammedRashwan, Muataz Ali Atieh. Experimental investigation of double-pipe heat exchangers in air conditioning applications // Energy and Buildings. 2018.
8. OjhaPranod Kailash, ChoudharyBishwajeet N.K., GajeraUmang B., PrajapatSumit B., Karangiya Gopal A. Design and experimental analysis of pipe in pipe heat exchanger // International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER). 2015
9. Emad M.S., El-Said, Mohamed Abdulaziz, Mohamed M. Awad. A numerical investigation on heat transfer enhancement and the flow characteristics in a new type plate heat exchanger using helical flow duct. Cogent Engineering. 2017.
10. Bhanvase B.A., Sayankar S.D., Kapre A.H., et al. Experimental investigation on intensified convective heat transfer coefficient of water based PANI nanofluid in vertical helical coiled heat exchanger // Applied Thermal Engineering. 2018. V.128. pp.134–140.
11. Jian-Fei Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Pt I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles // International Journal of Heat and Mass Transfer 52. 2009. pp. 5371–5380.
12. Jiangfeng Guo, Lin Cheng, Mingtian Xu. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm // Applied Thermal Engineering. 2009. pp. 2954–2960.
13. Guo Z.Y., Liu X.B, Tao W.Q., Shah R.K. Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010. pp. 2877–2884.

14. Dehankar P. B., Pandhare K. K., Vagare M. J., Nerlekar V. M. A Double Pipe Heat Exchanger – Fabrication and Standardization For Laboratory Scale // *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*. 2015. V.3. N 4. P.27.
15. Dehankar P.B., Patil N.S. Heat Transfer Augmentation – A Review for Helical Tape Insert // *International Journal of Scientific Engineering and Technology*. 2014. V. N 3. 10. pp. 1236-1238.
16. Zohir A.E., Habib M.A., Nemitallah M.A. Heat transfer characteristics in a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires. *Experimental Heat Transfer*. 2015. pp. 531–545.
17. Yingshuang Wang, Zhichun Liu, Suyi Huang. Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles. *Heat Mass Transfer*. 2011. V.47. pp.833–839.
18. Reza Aghayari., Heydar Maddah., MaliheZarei., et al. Heat Transfer of Nanofluid in a Double Pipe Heat Exchanger, Hindawi Publishing Corporation, *International Scholarly Research Notices*. 2014. P 7.
19. Rao R.V., Patel V.K. Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm // *International Journal of Thermal Sciences*. 2010. pp. 1712-1721.
20. Snehal S. Pachegaonkar, Santosh G. Taji, Narayan Sane. Performance Analysis of Double Pipe Heat Exchanger with Annular Twisted Tape Insert // *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)* 2014. V. 3. N3. pp. 402-406.

Авторы публикации

Тимербаев Наиль Фаритович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Возобновляемые источники энергии» Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). *oteralhayaly1@yahoo.com*

Асаад Камел Али – магистр инженерного колледжа университета Анбар, Республика Ирак. *oteralhayaly1@yahoo.com*

Омар Абдулхади Мустафа Альмохаммед – аспирант Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). *oteralhayaly1@yahoo.com*

Корякин Аркадий Романович – студент Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана. *oteralhayaly1@yahoo.com*

Referents

1. Shiva Kumar, K. VasudevKaranth, Krishna Murthy. Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger. *World Journal of Modelling and Simulation*. 2015 11(1):43-54.
2. ChenJ., Muller-SteinhagenH., DuffyG. Heat transfer enhancement in dimpled tubes. *Applied Thermal Engineering*. 2001;21(5):535–547.
3. LiaoM, XinD. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with 3-d internal extended surfaces and twisted tape inserts. *Chemical Engg*. 2000;78(2): 95–105.
4. EiamsaS., EiamsaP., ThianpongC. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tape. *Experimental thermal & fluid science*. 2009;34(1):53–62.
5. BhuiyaM., ChowdhuryM., et al. Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. . *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2013;46: 49–57.
6. ChaudhariNR, AdrojaFN. A Review on Design & Analysis of Double Pipe Heat Exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2014;3(2):2502–2505.
7. Saud Ghani, Seifelislam Mahmoud Ahmad Gamaledin, Mohammed MohammedRashwan, Muataz Ali Atieh. Experimental investigation of double-pipe heat exchangers in air conditioning applications. *Energy and Buildings*. 2018.
8. OjhaPrmod Kailash, ChoudharyBishwajeet NK., GajeraUmang B., PrajapatSumit B., Karangiya Gopal A. Design and experimental analysis of pipe in pipe heat exchanger. *International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER)*. 2015.
9. Emad MS., El-Said, Mohamed Abdulaziz, Mohamed M. Awad. A numerical investigation on heat transfer enhancement and the flow characteristics in a new type plate heat exchanger using helical flow duct. *Cogent Engineering*. 2017.
10. Bhanvase BA., Sayankar SD., Kapre A., Fule PJ., Sonawane SH. Experimental investigation on intensified convective heat transfer coefficient of water based PANI nanofluid in vertical helical coiled heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2018;128:134–140.
11. Jian-Fei Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles . Pt I: Numerical model and results

of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009;52:5371–5380.

12. JiangfengGuo, Lin Cheng, Mingtian Xu. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*. 2009. P. 2954–2960.

13. GuoZY., LiuXB., TaoWQ, ShahRK. Effectiveness–thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. P. 2877–2884.

14. Dehankar PB., PandhareKK., Vagare MJ., Nerlekar VM. A Double Pipe Heat Exchanger – Fabrication and Standardization For Laboratory Scale. *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*. 2015;3(4): 27.

15. Dehankar PB., Patil NS. Heat Transfer Augmentation – A Review for Helical Tape Insert. *International Journal of Scientific Engineering and Technology*. 2014;3(10):1236-1238.

16. Zohir AE., Habib MA., Nemitallah MA. Heat transfer characteristics in a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires. *Experimental Heat Transfer*. 2015. pp. 531–545.

17. Yingshuang Wang, Zhichun Liu, Suyi Huang. *Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles*. *Heat Mass Transfer*. 2011;47:833–839. doi 10.1007/s00231-010-0590x.

18. Reza Aghayari, Heydar Maddah, MaliheZarei, Mehdi Deghani, and Sahar GhanbariKaskariMahalle. Heat Transfer of Nanofluid in a Double Pipe Heat Exchanger. *Hindawi Publishing Corporation, International Scholarly Research Notices*. 2014. P 7.

19. Rao RV., Patel VK., Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm. *International Journal of Thermal Sciences*. 2010. pp.1712-1721.

20. Snehal S. Pachegaonkar, Santosh G. Taji, Narayan Sane. Performance Analysis of Double Pipe Heat Exchanger with Annular Twisted Tape Insert. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)* 2014;3(3):402-406.

Authors of the publication

Nail F. Timerbaev – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.
omerallhayaly1@yahoo.com.

Asaad Kamel Ali – Engineering College of Anbar University, Republic of Iraq.
omerallhayaly1@yahoo.com.

Omar Abdulhadi Mustafa Almohamed – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia
omerallhayaly1@yahoo.com.

Arkady R.Koryakin – student Moscow State Technical Universityth. N.E.Bauman.
omerallhayaly1@yahoo.com.

Поступила в редакцию

12 марта 2019 г.