



РАСЧЕТ ЗМЕЕВИКОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ РАДИУСОМ ИЗГИБА ВИНТОВОЙ СПИРАЛИ

Крутова И.А., Золотоносов Я.Д.

Казанский государственный архитектурно-строительный университет, г. Казань,
Россия

iraida_knyazeva@mail.ru

Резюме: АКТУАЛЬНОСТЬ исследования заключается в разработке методики инженерного расчета современных змеевиковых теплообменных аппаратов на базе инновационных теплообменных элементов виде пружинно-витого канала. ЦЕЛЬ. Проведение расчетов змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали на базе пружинно-витых каналов и оценка энергетической эффективности таких аппаратов по сравнению с гладкостенными аналогами. МЕТОДЫ. В рамках работы скорректирован инженерный расчет конического змеевикового аппарата, основанный на теоретических исследованиях и решении сопряженной задачи теплообмена, и включает в себя уравнения модифицированного поправочного коэффициента Иешке, критериальные уравнения для расчета теплообмена с нагревающейся (горячей) и нагреваемой (холодной) водой, определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи через теплообменную поверхность. Предложенные коэффициенты критериального уравнения позволяют с высокой точностью проводить сравнительный анализ эффективности змеевиковых теплообменных аппаратов на базе пружинно-витых каналов, учитывая разнообразие их конфигураций. РЕЗУЛЬТАТЫ. В змеевиковом теплообменнике с пружинно-витыми трубами температура нагреваемого теплоносителя выше на 8,88°C (60,98°C против 52,1°C) по сравнению с гладкостенными трубами. Коэффициент теплопередачи у пружинно-витых труб (1543 Вт/(м²·К)) выше за счет турбулентности и вторичных потоков. Превосходство пружинно-витых каналов подтверждается более высоким значением критерия Кирпичева (17,83) по сравнению с гладкостенными аналогами (14,77), что характеризует их улучшенные энергетические показатели. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Были проведены расчеты змеевиковых теплообменников типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба спирали на базе двух вариантов теплообменных элементов: пружинно-витого-канала и гладкой трубы. Полученные данные согласуются с результатами математического моделирования и подтверждают техническую и энергетическую целесообразность замены гладких трубок на пружинно-витые в конструкциях теплообменных аппаратов. Это позволяет повысить тепловую производительность системы и снизить эксплуатационные энергозатраты на перемещение теплоносителя, что приводит к значительному увеличению общей энергоэффективности системы.

Ключевые слова: теплообмен; гидродинамика; змеевиковый теплообменный аппарат; пружинно-витой канал; инженерный расчет.

Для цитирования: Крутова И.А., Золотоносов Я.Д. Расчет змеевиковых теплообменников с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 1. С. 179-194. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-1-179-194.

CALCULATION OF COIL HEAT EXCHANGERS WITH VARIABLE BENDING RADIUS OF A HELICAL SPIRAL

Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D.

Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia

iraida_knyazeva@mail.ru

Abstract: *RELEVANCE.* Due to the significant variety of configurations of heat exchange elements and designs of heat exchangers, coefficients of the criterion equation are proposed, which allows for a more accurate comparative evaluation of the efficiency of coil heat exchangers based on spring-twisted channels. *THE PURPOSE.* Carrying out calculations of coil heat exchangers of the "pipe in a pipe" type with a variable bending radius of a helical spiral based on spring-twisted channels and evaluating the energy efficiency of such devices in comparison with smooth-walled analogues. *OBJECT* of this study is a conical apparatus with coaxially mounted coil tubes. In this case, the inner tube is made in the form of a spring-twisted channel of circular cross-section, and the outer one is made of smooth pipe. *METHODS.* As part of the work, the engineering calculation of the conical coil apparatus has been adjusted, based on theoretical research and solving the related heat exchange problem, and includes the equations of the modified Ieshke correction factor, criterion equations for calculating heat exchange with heated (hot) and heated (cold) water, and the determination of heat transfer and heat transfer coefficients through the heat exchange surface. *RESULTS.* In a coil heat exchanger with spring-wound pipes, the temperature of the heated coolant is 8.88°C (60.98°C versus 52.1°C) higher than in smooth-walled pipes. The thermal efficiency of such structures is higher: the power is 25.6 kW at a drop of 20.7°C versus 23.5 kW and 20.4°C, respectively. Heat transfer coefficient of spring-twisted pipes (1543 W/(m²·K)) higher due to turbulence and secondary flows. Hydrodynamic analysis shows a reduction in the cost of pumping heat carriers based on spring-twisted channels to 1,438 Watts compared with 1,590 watts for smooth-walled structures. This is due to the shorter required length of the heat exchange element. The superiority of spring-twisted channels is confirmed by a higher value of the Kirpichev criterion (17,83) compared to smooth-walled analogues (14,77), which characterizes their improved energy performance. *CONCLUSION.* Calculations of coil heat exchangers of the "pipe in a pipe" type with a variable bending radius of the spiral were carried out on the basis of two variants of heat exchange elements: a spring-twisted channel and a smooth pipe, the data obtained are consistent with the results of mathematical modeling. The results of the calculation confirm the technical and energy feasibility of replacing smooth tubes with spring-twisted tubes in the designs of heat exchangers. This modification makes it possible to simultaneously increase the thermal performance of the system and reduce the operational energy consumption for moving the coolant, which leads to a significant increase in the overall energy efficiency of the system. Thus, the use of spring-wound elements in heat exchangers is an innovative solution that improves the efficiency and reliability of heat exchange technology.

Keywords: heat transfer; hydrodynamics; coil heat exchanger; spring-twisted channel; engineering calculation.

For citation: Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D. Calculation of coil heat exchangers with variable bending radius of a helical spiral. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2026; 28 (1): 179-194. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-1-179-194.

Введение (Introduction)

Теплообменное оборудование занимает значительную часть в структуре основных фондов предприятий химической, нефтехимической отраслей и жилищно-коммунального хозяйства, достигая в среднем 25-60%. За двадцатилетний период износ основных фондов в сфере жилищно-коммунального хозяйства составляет порядка 60%.

В этих условиях вопрос модернизации теплообменных аппаратов приобретает особую значимость. Центральное место в решении данной проблемы занимает поиск и внедрение способов интенсификации теплообмена, оптимальных с позиций технико-экономической эффективности. Представляется целесообразным рассматривать совершенствование теплообменной техники как комплексную задачу, требующую сбалансированного учёта эксплуатационных характеристик и экономической целесообразности применяемых решений.

Для решения поставленной задачи авторами был разработан целый класс теплообменных элементов на базе пружинно-витого канала различной конфигурации, описанные в работе [1]. Это и прямой пружинно-витой канал, и пружинно-итого канала типа «конфузор-диффузор». Также для интенсификации теплообмена авторами предложено установить между витками спиральный интенсификатор или модифицировать проточную часть пружинно-витой трубы путём формирования чередующихся выступов и лысок, расположенных с определённым шагом. Кроме того, предлагается выполнить проточную часть пружинно-витого теплообменного элемента на

конус.

Разработанные конфигурации теплообменных элементов могут быть применены как в существующих конструкциях кожухотрубчатых теплообменных аппаратах, так и быть центральным элементом инновационных теплообменных аппаратов.

Авторами в работе [1] предложены конструкции теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» на базе пружинно-витых каналов: цилиндрической, конической и сферической формы.

Они отличаются небольшими массогабаритными размерами и высокой эффективностью процессов теплообмена.

Как показывают исследования [2, 3], конические ТА демонстрируют более высокую эффективность по сравнению с цилиндрическими аналогами.

В работах [4-6] были проведены исследования и представлены результаты решения сопряженной задачи теплообмена для конических теплообменных аппаратов.

Было установлено, что замена гладкой трубы на пружинно-витой канал является перспективным направлением. Разница температур нагреваемого теплоагента на выходе из теплообменных аппаратов на базе гладких труб требует дополнительного изучения влияния геометрических параметров змеевика на теплообменные процессы.

Также было установлено, что распределение скорости по сечению теплообменного элемента наиболее равномерно при применении пружинно-витого канала, что свидетельствует о наличии поперечной циркуляции в канале. Благодаря возникающей поперечной циркуляции фактическая скорость жидкости в изогнутой трубе значительно превышает среднюю скорость осевого потока. Это приводит к существенному росту обмена энергией между ядром потока и ламинарным подслоем и, как следствие, к увеличению интенсивности теплообмена.

Целью исследования данной работы является проведение расчетов змеевиковых теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали на базе пружинно-витых каналов и оценка энергетической эффективности таких аппаратов.

Научная значимость исследования состоит в том, что на основе теоретических исследований и решения сопряженной задачи теплообмена предложен алгоритм инженерного расчета змеевикового аппарата с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали с уравнениями модифицированного поправочного коэффициента Иешке, критериальные уравнения для нагревающейся (горячей) и нагреваемой (холодной) воды. Определены коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи через теплообменную поверхность. Отклонением теоретических значений от расчетных по критериальным уравнениям не превышает $\pm 12\%$.

Практическая значимость исследования заключается в том, что ввиду значительного разнообразия конфигураций теплообменных элементов и конструкций теплообменных аппаратов предложены коэффициенты критериального уравнения, что позволяет с большей точностью проводить оценочный сравнительный анализ эффективности работы змеевиковых теплообменных аппаратов на базе пружинно-витых каналов.

Литературный обзор (Literature Review)

В последние годы учёные активно используют численные методы для анализа процессов теплопередачи в различных теплообменных аппаратах, уделяя особое внимание змеевиковым теплообменникам, которые находят применение в различных отраслях промышленности.

В рамках этих исследований изучаются тепловые и гидравлические характеристики змеевиковых теплообменников. Особое внимание уделяется получению уравнений для определения числа Нуссельта, коэффициента трения и общего коэффициента теплопередачи. Эти уравнения играют ключевую роль в инженерных расчётах при проектировании таких теплообменников.

В работе [7] выполнено трёхмерное моделирование процессов теплопередачи и гидродинамики при турбулентном и ламинарном режимах течения воды в межтрубном пространстве конических теплообменников типа «труба в трубе».

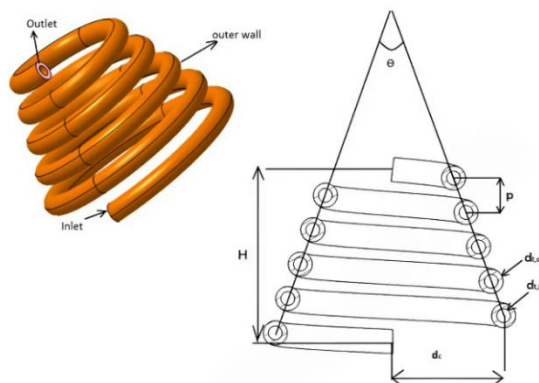


Рис. 1. Модель теплообменного аппарата с его геометрическими характеристиками

Fig. 1. The modeled heat exchanger with its geometrical characteristics

*Источник: [7] Source: [7].

Для исследования влияния турбулентных эффектов на процессы теплообмена была использована стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности. В результате анализа было установлено, что при увеличении угла конусности с 0° до 90° значения коэффициента гидравлического сопротивления и числа Нуссельта возрастают на 15,51% и 37,17% соответственно. Также было установлено, что при увеличении отношения диаметра внешней трубы к диаметру внутренней трубы на 50% происходит рост числа Нуссельта на 39,11% и снижение коэффициента гидравлического сопротивления на 23,29%. Соотношение диаметров внешней трубы и диаметра змеевика оказывает меньшее влияние на процессы теплообмена. При увеличении отношения диаметра внешней трубы к максимальному диаметру змеевика на 50% коэффициент трения и число Нуссельта увеличиваются на 4,47% и 8,38% соответственно. На основании полученных данных предложены новые зависимости для расчёта коэффициента гидравлического сопротивления (f) и числа Нуссельта (Nu) в межтрубном пространстве теплообменника.

$$Nu = 0,0224 Re_t^{0,8113} Pr^{0,389} \left(\frac{d_{t,0}}{d_{c,max}} \right)^{0,1079} \left(\frac{d_{t,0}}{d_{t,i}} \right)^{2,15} (360 - \theta)^{-0,208},$$

$$f = 19,496 Re_t^{-0,262} \left(\frac{d_{t,0}}{d_{c,max}} \right)^{0,1985} \left(\frac{d_{t,0}}{d_{t,i}} \right)^{-0,654} \left(\frac{p}{d_{c,max}} \right)^{0,0625} (360 - \theta)^{-0,456},$$

где θ – угол при вершине конуса, $d_{t,0}$ – внешний диаметр межтрубного пространства, $d_{t,i}$ – внутренний диаметр межтрубного пространства, $d_{c,max}$ – наибольший диаметр основания конуса, p – шаг между витками.

Разработанные уравнения могут быть использованы для инженерных расчётов при проектировании подобных теплообменных аппаратов.

Кроме этого, в работе [8] были проведены экспериментальные исследования тепловых и гидродинамических характеристик конического спирального теплообменника типа «труба в трубе» (ТТССНЕ) с целью улучшения его тепловых характеристик. В рамках исследования были изучены эффекты различных конструктивных параметров: степень скручивания спирали (λ), углы наклона (α) теплообменного аппарата относительно горизонтальной оси, число Дина (Dn) и схемы движения жидкости как внутри трубы, так и в межтрубном пространстве.

Были спроектированы, изготовлены и испытаны три тестовых образца с различными значениями шага между витками. Также исследовались три различных угла наклона спирали (α): 0° , 45° и 90° .

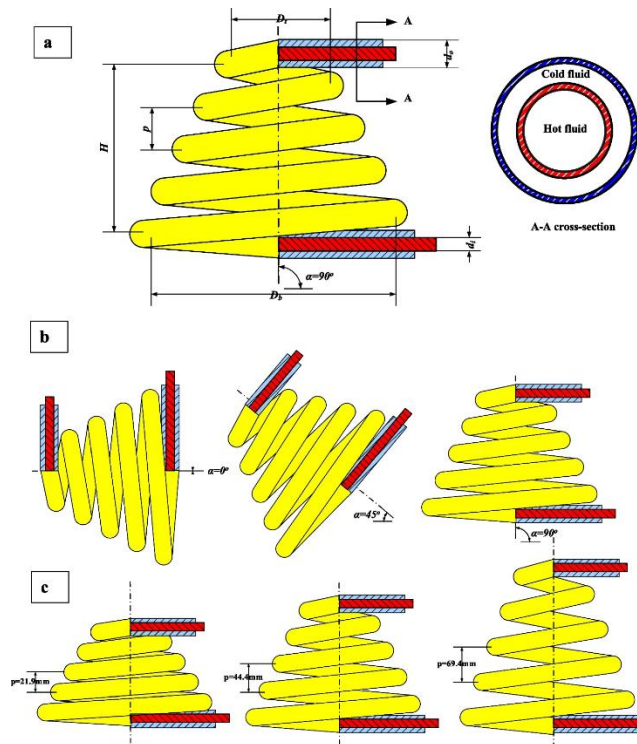


Рис. 2. Принципиальная схема ТТССНЕ: a) физические размеры, b) различные углы наклона α и c) различные значения степени скручивания спирали λ

*Источник: [8] Source: [8].

Экспериментальные работы проводились при значениях числа Рейнольдса (Re) для внутренней поверхности трубы $12300 \leq Re_i \leq 62600$ и для межтрубного пространства в диапазоне чисел $2500 \leq Re_o \leq 18500$.

Результаты исследования показали, что наименьший шаг между витками приводит к значительному увеличению числа Нуссельта как для трубного, так и для межтрубного пространства, на 40,9% и 32,2% соответственно. Угол наклона змеевика, равный 90° оказывает заметное влияние на увеличение числа Нуссельта для трубного и межтрубного пространства по сравнению с углом 45° , на 23,7% и 21,6% соответственно. При этих геометрических параметрах достигаются максимальные критерии термогидравлической эффективности.

Также в работе [8] были разработаны новые корреляционные зависимости для прогнозирования числа Нуссельта (Nu) и коэффициента гидравлического сопротивления (f) как для трубного, так и для межтрубного пространства.

Уравнения для трубного пространства имеют следующий вид:

$$Nu_i = 13,177 Dn_i^{0,569} Pr_i^{-2,575} \lambda^{-0,347}$$

$$f_i = 0,241 \cdot Dn_i^{-0,2668} \lambda^{-0,0754}$$

Данные уравнения справедливы для следующих диапазонов параметров $2000 \leq Dn_i \leq 10833$, $3,19 \leq Pr_i \leq 4,08$, $0,035 \leq \lambda \leq 0,111$ и $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$.

Уравнения для межтрубного пространства записаны как:

$$Nu_o = 4,093 Dn_o^{1,238} Pr_o^{-3,849} \lambda^{-0,225}$$

$$f_o = 0,121 Dn_o^{-0,1877} \lambda^{0,0979}$$

Приведенные уравнения справедливы для следующих диапазонов параметров $430 \leq Dn_o \leq 3200$, $4,8 \leq Pr_o \leq 6,3$, $0,035 \leq \lambda \leq 0,111$, $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$.

В рамках исследования [9] были изучены рабочие характеристики трёхконического трубчатого теплообменника (ТТССНЕ) с применением экспериментальных и численных методов. Новая конструкция теплообменника разработана на основе двухконического трубчатого теплообменника (ДТССНЕ) путем внедрения дополнительного канала для циркуляции жидкости, внешний вид ТТССНЕ представлен на рисунке 3. Основной целью исследования являлось определение тепловых характеристик ТТССНЕ при различных значениях ключевых параметров, включая число Рейнольдса для воды, изменение входной температуры воды, схемы потока, углы наклона и соотношение шагов змеевика.

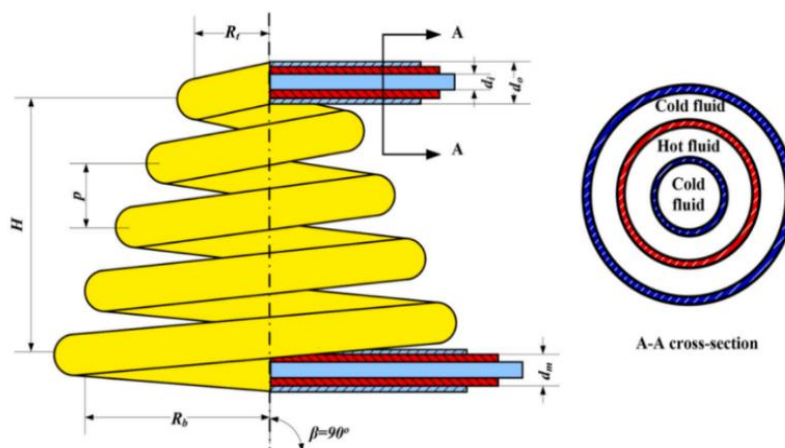


Рис. 3. Принципиальная схема TTCCHE: Fig. 3. Schematic diagram of a TTCCHE: а) физические размеры, б) различные углы наклона α и в) различные значения степени скручивания спирали λ

*Источник: [8] Source: [8].

Экспериментальные исследования проводились в диапазоне числа Дина от 450 до 6200, что соответствует числам Рейнольдса от 2750 до 35 050.

В работе [9] были предложены следующие уравнения для числа Нуссельта (Nu), коэффициента трения (f) и эффективности (ϵ) теплообменника:

$$Nu_h = 1,303 Dn_h^{0,488} Pr_h^{0,762} \lambda^{0,0246}$$

$$f_h = 17,85 e^{-2} Dn_h^{-0,2055} Pr_h^{0,1607} \lambda^{0,00902}$$

$$\epsilon = 3,848 Dn_h^{-0,28} Pr_h^{0,2563} \lambda^{0,00716}$$

В [10] представлен комплексный обзор, посвященный пассивным методам интенсификации теплообмена в змеевиковых теплообменных аппаратах. В статье подробно анализируются такие методы интенсификации как: оребрение труб, установка внутренних вставок, модификация геометрии каналов и применение перегородок.

В результате обзора (более 150 источников) авторы проводят оценку существующих пассивных методов и выделяют следующие основные моменты:

- применение оребрения увеличивает площадь теплопередачи и турбулентность потока, что приводит к повышению коэффициента теплопередачи до 30%.

- при всех пассивных методах коэффициент теплопередачи возрастает с увеличением массового расхода и числа Рейнольдса.

- установка спирально-винтовой ленты, по сравнению с витой лентой, способствует увеличению скорости теплообмена за счёт более интенсивного завихрения потока и более длительного периода пребывания жидкости в зоне интенсивного теплообмена.

- существующие исследования сосредоточены на экспериментальных и численных методах улучшения теплопередачи в зонах интенсивного теплообмена. Однако, существует проблема негативного влияния роста перепада давления (ΔP) на прочностные характеристики стенки труб, необходимо проводить исследования в этом направлении.

- повышение эффективности теплопередачи в змеевиковых теплообменниках является перспективным направлением исследований, особенно в контексте стремления промышленных предприятий к созданию более эффективных систем терморегулирования.

- изучение влияния различных методов обработки поверхности (нанесение нанопокровов или создание микронеровностей) на скорость теплопередачи является важным направлением в области теплопередачи.

- использование технологий быстрого прототипирования позволяет создавать специально разработанные спиральные витки, которые улучшают теплопередачу благодаря лучшему перемешиванию жидкостей.

- геометрические изменения поверхностей труб в змеевиковых теплообменных аппаратах имеют важное значение для будущих применений. Например, установка различных турбулизаторов и перегородок, что изменяет траекторию потока от осевой до

вихревой. Были протестированы различные формы турбулизаторов потока, включая одиночные трапецевидные, прямоугольные, треугольные, конические, пилообразные и множественные турбулизаторы. Также проведено сравнение эффекта от ориентации дефлекторов, таких как трапецевидные и пилообразные, при турбулентном потоке. Результаты показали, что увеличение числа турбулизаторов приводит к повышению среднего значения числа Нуссельта со стороны межтрубного пространства при росте перепада давления.

– для оптимизации конструктивных параметров змеевиковых теплообменников, таких как диаметр змеевика и шаг, рекомендуется использовать передовые методы компьютерного моделирования.

– нанесение покрытий на трубы высокого давления является важным аспектом, который выбирается в зависимости от рабочей температуры и условий эксплуатации. Вопросы, связанные с методами нанесения покрытий (в полевых условиях или в мастерской), а также их отверждением (при нагревании или при комнатной температуре), требуют дальнейшего изучения. Обычно используются эпоксидно-фенольные, эпоксидно-новолачные смолы и бисфенол-А. В состав покрытий входят политетрафторэтилен (тефлон), пигменты на основе углерода, чистые фторполимеры и другие пигменты для улучшения антиадгезионных свойств.

В работе [11] также указывается, что применение интенсификаторов в змеевиковых ТА способствует ускорению потока. В случае с кольцевыми и «винтовыми» интенсификаторами увеличение скорости движения теплоагента наблюдается по всему сечению канала.

Применение рассмотренных в работе [11] турбулизаторов приводит к увеличению интенсивность теплообмена с ростом гидравлического сопротивления. Авторы отмечают необходимость определения оптимальных геометрических размеров интенсификаторов при разработке теплотехнических систем.

Материалы и методы (Materials and methods)

Внешний вид исследуемого ТА показан на рисунке 4 и представляет собой конический аппарат с коаксиально установленными змеевиковыми трубами. При этом внутренняя труба выполнена в виде пружинно-витого канала круглого сечения, а внешняя – из гладкой трубы.

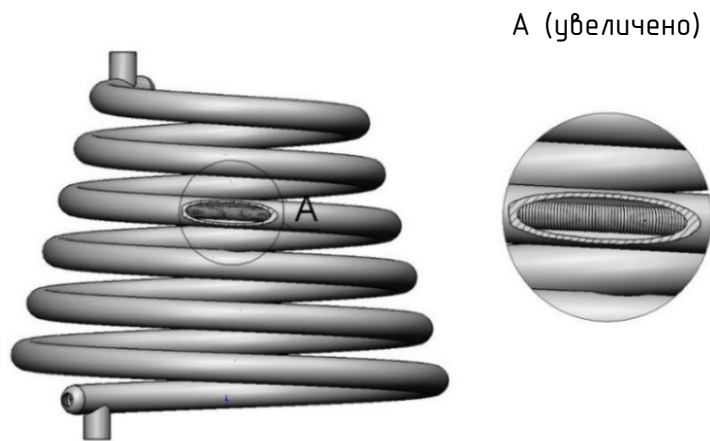


Рис. 4. Конический змеевиковый аппарат с теплообменным элементом в виде пружинно-витого канала

*Источник: [4] Source: [4].

Fig. 4. A coil apparatus of the "pipe in a pipe" type, made on a cone with a heat exchange element in the form of a spring-twisted channel

В работе [12] был проведен расчет и оценка эффективности змеевиковых аппаратов с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали для однострунных и секционных змеевиков с гладкой трубой, их сравнение с цилиндрическим змеевиковым теплообменником. Было установлено, что металлоемкость конических змеевиков снижается на 8-15% по сравнению с цилиндрическими.

На основании ранее проведенных исследований предлагается совершенствование теплообменного оборудования путем его модернизации и замены на теплообменные аппараты типа «труба в трубе» с теплообменным элементом на базе пружинно-витого канала, имеющего двухстороннее ребрение.

Тем не менее, чтобы предложить оборудование такого рода необходимо провести оценку эффективности его работы по сравнению с уже известными аналогами. С этой целью произведем инженерный расчет теплообменных аппаратов и определим их теплогидродинамические характеристики.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов базируется на фундаментальных принципах теплового баланса и теплопередачи, однако их практическое применение сопряжено с определенными вычислительными сложностями. В аппаратах типа «жидкость-жидкость» расчет среднего температурного напора требует знания предельных температурных разностей, которые изначально неизвестны ввиду того, что температура одного из теплоносителей на выходе определяется из уравнения теплового баланса через значение температуры на выходе другого теплоносителя, которая заранее неизвестна. Данное обстоятельство обуславливает необходимость итерационного подхода при заданных площадях теплообменных поверхностей, существенно усложняя инженерные расчеты.

Специфика змеевиковых теплообменников с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали заключается в том, что коэффициенты теплоотдачи в трубах непостоянны по длине канала и зависят от значений радиуса изгиба. Вследствие этого распределение температуры теплоносителей вдоль труб отклоняется от классического профиля, характерного для случаев с условно постоянным средним коэффициентом теплопередачи.

Аналитическое решение задачи теплообмена при турбулентных течениях в змеевиковых теплообменниках типа «труба в трубе» позволяет получить данное распределение как частный случай. Разработанная математическая модель описывает температурный профиль теплоносителя посредством интегральных выражений, учитывающих продольную вариацию как коэффициента теплопередачи, так и геометрических параметров змеевиковых конструкций.

В результате возникновения вторичных потоков в поперечных сечениях змеевиковых труб увеличивается коэффициент теплоотдачи α_m от жидкости к стенке. Математически это явление можно записать в следующем виде:

$$\alpha_m = \varepsilon \cdot \alpha_{m0},$$

где α_{m0} – коэффициент теплоотдачи в прямолинейных трубах; ε – коэффициент Иешке, величина которого для змеевиков с постоянным радиусом определяла согласно формуле:

$$\varepsilon = 1 + 3,54 \frac{d_m}{2R}, \quad (1)$$

где d_m – внутренний диаметр труб, R – радиус изгиба змеевиковых труб.

При изменяющемся радиусе изгиба змеевиковых труб значение коэффициента Иешке также меняется вдоль этой кривой, и тогда вместо (1) следует использовать обобщенную формулу, предложенную авторами [13]:

$$\varepsilon(\tau) = 1 + 3,54 \frac{d_m}{2\rho(\tau)} \quad (2)$$

где τ – параметр параметрически заданной кривой; $\rho(\tau)$ – радиус кривизны центральной осевой линии этих труб.

Полный вывод уравнения для определения кривизны центральной осевой линии $\rho(\tau)$ в случае змеевикового конического теплообменного приведен в работе [13], окончательно оно принимает следующий вид:

$$\rho(\tau) = \frac{\left(\sqrt{\left(\frac{D_2 - D_1}{2t_{\max}} \right)^2 + \left(\frac{D_1 + D_2 - D_1}{2} \tau \right)^2} + b^2 \right)^3}{\sqrt{\left(\frac{D_1 + D_2 - D_1}{2} \tau \right)^2 + \left(\frac{D_2 - D_1}{2t_{\max}} \right)^2} b^2 + \left(\left(\frac{D_2 - D_1}{2t_{\max}} \right)^2 + \left(\frac{D_1 + D_2 - D_1}{2} \tau \right)^2 \right)^2}, \quad (3)$$

где D_1 – верхний диаметр змеевикового теплообменного аппарата, м; D_2 – нижний диаметр змеевикового теплообменного аппарата, м; t_{\max} – параметр винтовой линии, задаваемый количеством витков змеевика.

Для определения коэффициентов теплообмена при турбулентном движении жидкости в коническом змеевиковом теплообменном аппарате типа «труба в трубе» на базе пружинно-витого канала использовался метод наименьших квадратов.

Предполагая, что критериальное уравнение может быть записан в виде:

– для трубного пространства:

$$Nu = A Re^n Pr^m \varepsilon_{sh},$$

– для межтрубного пространства:

$$Nu = A Re^n Pr^m \left(\frac{D}{d_{экс}} \right)^p \varepsilon_{sh},$$

где ε_{sh} – поправочный коэффициент на искусственную шероховатость труб.

Были проанализированы результаты, полученные в ходе решения сопряженной задачи, подробно методика решения описана в работе [4].

Для нахождения поправочного коэффициента на искусственную шероховатость труб применяется следующая формула [14]:

$$\varepsilon_{sh} = 1,04 Pr^{0,04} \text{Exp} \left[0,85 \frac{s_{pr}}{13} \right],$$

где s_{pr} – относительный шаг искусственной шероховатости труб,

$$s_{pr} = \frac{d_{pr}}{h_{pr}},$$

d_{pr} – диаметр проволоки, м; h_{pr} – высота выступа искусственной шероховатости с учетом толщины стенки пружинно-витой трубы δ_{pr} , образованной сваркой проволоки.

$$h_{pr} = \frac{(d_{pr} - \delta_{pr})}{2}.$$

Результаты вычислений приведены в таблице 1, где греющая вода обозначена как ГВ, а нагреваемая вода НВ, далее в расчетах для греющей воды будет применяться индекс $i=h$, а для нагреваемой $i=c$.

Таблица 1
Table 1

Результаты математического моделирования
Results of mathematical modeling

| | Наименования параметров и переменных | Расход воды G_i , кг/с | Температура воды на входе t_{in} , °C | Температура воды на выходе t_{out} , °C | Средняя температура воды t_f , °C | Температура стенки t_{ct} , °C | Средняя температура стенки, t_{ct} , °C |
|---|--------------------------------------|--------------------------|---|---|-------------------------------------|----------------------------------|---|
| 1 | ГВ, гладкая круглая труба | 0,22 | 70 | 43,20 | 59,5 | 49,75 | 46,81 |
| | НВ, гладкая круглая труба | 0,11 | 5 | 52,1 | 39,1 | 43,86 | |
| 2 | ГВ, пружинно-витой канал | 0,22 | 70 | 43,00 | 60,39 | 53,50 | 49,92 |
| | НВ, пружинно-витой канал | 0,11 | 5 | 60,98 | 39,70 | 46,34 | |

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Для обработки результатов была использована программа обработки электронных таблиц Microsoft Excel. Авторами статьи были получены следующие критериальные уравнения:

– для трубного пространства пружинно-витого канала:

$$Nu = 0,019 Re^{0,78} Pr^{0,45} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,3} \varepsilon_{sh},$$

– для межтрубного пространства:

$$Nu = 0,017 Re^{0,79} Pr^{0,32} \left(\frac{D}{d_{экс}} \right)^{0,26} \varepsilon_{sh}.$$

Приведенные выше уравнения справедливы в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 12000 до 26000.

Авторами ранее была предложена формула для определения эквивалентного диаметра пружинно-витого канала:

$$d_{\text{экв}} \approx \left(\frac{d}{2}\right) k \frac{-3\pi^5 k - 6\pi^3 k^3 + 6\pi k^4 - 3\pi k^5 + 6\pi^2 k^4 (2+k^2) + \pi^4 (6+4k^2)}{3\pi^3 (\pi^2 + k^2)^{1/2} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \left(1 + \left(\frac{k}{\pi}\right)^2 - k \cos v\right) \sqrt{1 + 2\left(\frac{k}{\pi}\right)^2 + k \cos(2v)} dv} \quad (4)$$

где v, k – геометрический параметр поверхности, $k = d / D$; $d/2$ – расстояние от центральной винтовой линии – оси проволоки до центра трубы.

Результаты (Results)

Проведем инженерный расчет конического теплообменного аппарата с учетом вышеприведенных формул и используя результаты математического моделирования:

Модель представляет собой теплообменный аппарат типа «труба в трубе», внешняя труба с внутренним диаметром $D_{in}=32$ мм и толщиной стенки $\delta=2$ мм, теплообменный элемент представляет собой пружинно-витой канал со средним диаметром $d_{cp}=17$ мм, выполненный из проволоки диаметром 2 мм, вторым рассматриваемым вариантом является гладкая труба с внешним диаметром $d_{ou}=19$ мм и внутренним диаметром $d_{in}=15$ мм. В трубное пространство со стороны нижнего основания подается холодный теплоноситель (вода) с начальной температурой $t_{cin}=5^\circ\text{C}$, расход нагреваемой воды составляет $G_c = 400$ кг/ч. Через штуцер, установленный на верхнем основании, в межтрубное пространство подается горячий теплоноситель (вода) с начальной температурой $t_{hin}=70^\circ\text{C}$, расход греющей воды составляет $G_h = 802$ кг/ч. Схема движения теплоносителей – противоточная (рис. 5).

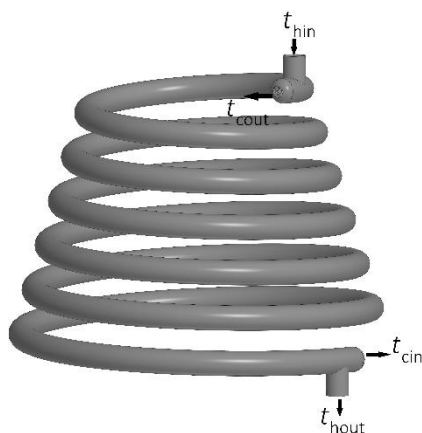


Рис. 5. Схема движения теплоносителей в коническом змеевиковом аппарате с теплообменным элементом в виде пружинно-витого канала

Fig. 5. Scheme of the movement of heat carriers in a conical coil apparatus with a heat exchanger element in the form of a spring-twisted channel

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

1. Находим разности температур теплоносителей на входе и выходе из аппарата:

а) при использовании гладких круглых труб

$$\Delta t_{\text{ex}} = \Delta t_{\text{max}} = t_{\text{hou}} - t_{\text{cin}} = 43,2 - 5 = 38,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{вых}} = \Delta t_{\text{min}} = t_{\text{hin}} - t_{\text{cou}} = 70 - 52,1 = 17,9^\circ\text{C}$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\Delta t_{\text{ex}} = \Delta t_{\text{max}} = t_{\text{hou}} - t_{\text{cin}} = 43 - 5 = 38^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{вых}} = \Delta t_{\text{min}} = t_{\text{hin}} - t_{\text{cou}} = 70 - 60,98 = 9,02^\circ\text{C}$$

2. Находим общее количество тепла, переданного через теплообменную поверхность из уравнения теплового баланса

а) при использовании гладких круглых труб

$$Q_h = G_h c_p (t_{\text{hin}} - t_{\text{hou}}) = 0,223 \cdot 4190 \cdot (70,0 - 43,2) = 25004,1 \text{ Вт};$$

$$Q_c = G_c c_p (t_{\text{cou}} - t_{\text{cin}}) = 0,111 \cdot 4190 \cdot (52,1 - 5,0) = 21943,5 \text{ Вт};$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$Q_{hpr} = G_h \cdot c_p \cdot (t_{hin} - t_{houpr}) = 0,223 \cdot 4190 \cdot (70,0 - 43,0) = 25228,3 \text{ Вт};$$

$$Q_{cpr} = G_c \cdot c_p \cdot (t_{coupr} - t_{cin}) = 0,111 \cdot 4190 \cdot (60,98 - 5,0) = 26035,74 \text{ Вт};$$

3. Средние температуры теплоносителей были определены при проведении математического моделирования в программе Ansys Fluent и приведены в таблице 1.

Физические свойства воды при данных температурах приведены в таблице 2.

Таблица 2

Table 2

Физические свойства воды в трубном и межтрубном пространстве
Physical properties of water in the tubular and intertubular space

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | Pr | $\nu, \text{м}^2/\text{с}$ | $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ |
|---------------------|-----------------------|-------|----------------------------|--|
| 40 | 992 | 3,309 | $0,66 \cdot 10^{-6}$ | 0,653 |
| 60 | 983 | 4,74 | $0,46 \cdot 10^{-6}$ | 0,629 |

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

4. Находим скорости потоков, кинематическую вязкость и другие теплофизические характеристики по таблицам для теплоносителей и стенки при их средних температурах.

Скорость нагревающего теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$w_h = \frac{4G_h}{\rho_h \pi (D_{in}^2 - d_{ou}^2)} = \frac{4 \cdot 0,223}{983 \cdot 3,14 \cdot (0,032^2 - 0,019^2)} = 0,436 \text{ м/с};$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$w_{hpr} = \frac{4G_h}{\rho_h \pi (D_{in}^2 - d_{ouзв}^2)} = \frac{4 \cdot 0,223}{983 \cdot 3,14 \cdot (0,032^2 - 0,0166^2)} = 0,386 \text{ м/с};$$

Скорость нагреваемого теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$w_c = \frac{4G_c}{\rho_c \pi d_{in}^2} = \frac{4 \cdot 0,111}{992 \cdot 3,14 \cdot 0,015^2} = 0,634 \text{ м/с};$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$w_{cpr} = \frac{4G_c}{\rho_c \pi d_{inpr}^2} = \frac{4 \cdot 0,111}{992 \cdot 3,14 \cdot (0,0164)^2} = 0,531 \text{ м/с};$$

5. Находим числа Рейнольдса для теплоносителей.

– для нагревающего теплоносителя:

а) при использовании гладких круглых труб

$$Re_h = \frac{w_h (D_{in} - d_{out})}{\nu_h} = \frac{0,436 \cdot (0,032 - 0,019)}{0,469 \cdot 10^{-6}} = 12053,57;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$Re_{hpr} = \frac{w_{hpr} (D_{in} - d_{outpr})}{\nu_{hpr}} = \frac{0,386 \cdot (0,032 - 0,0166)}{0,463 \cdot 10^{-6}} = 12827,612;$$

– для нагреваемого теплоносителя:

а) при использовании гладких круглых труб

$$Re_c = \frac{w_c d_{in}}{\nu_c} = \frac{0,634 \cdot 0,015}{0,669 \cdot 10^{-6}} = 14186,82;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$Re_{cpr} = \frac{w_{cpr} d_{inpr}}{\nu_{cpr}} = \frac{0,531 \cdot 0,0164}{0,663 \cdot 10^{-6}} = 13141,89;$$

6. Находим числа Нуссельта для теплоносителей, режим течения греющей воды турбулентный, соответственно числа рассчитываются по следующим формулам:

– для нагревающего теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$Nu_h = 0,017 Re_h^{0,82} Pr_h^{0,4} \left(\frac{Pr_h}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \left(\frac{D_{in}}{d_{ou}} \right)^{0,18},$$

$$Nu_h = 0,017 \cdot 12053,57^{0,82} 3,37^{0,4} \left(\frac{3,37}{4,25}\right)^{0,25} \left(\frac{0,032}{0,019}\right)^{0,18} = 52,69;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$Nu_{hpr} = 0,017 \cdot Re_{hpr}^{0,79} Pr_{hpr}^{0,32} \left(\frac{D_{in}}{d_{ouЭКВ}}\right)^{0,26} \varepsilon_{sh},$$

$$\varepsilon_{sh} = 1,04 Pr^{0,04} Exp\left[0,85 \frac{S_{pr}}{13}\right] = 1,04 \cdot 3,309^{0,04} Exp\left[0,85 \frac{0,002}{0,0005 \cdot 13}\right] = 1,41,$$

$$Nu_{hpr} = 0,017 \cdot 12827,61^{0,79} 3,309^{0,32} \left(\frac{0,032}{0,0166}\right)^{0,26} 1,41 = 73,37;$$

– для нагреваемого теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$Nu_c = 0,021 Re_c^{0,8} Pr_c^{0,43} \left(\frac{Pr_c}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 12053,57^{0,8} 4,78^{0,43} \left(\frac{4,78}{4,25}\right)^{0,25} = 88,84;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$Nu_{cpr} = 0,019 \cdot Re_{cpr}^{0,78} Pr_c^{0,45} \left(\frac{Pr_c}{Pr_{ст}}\right)^{0,3} \varepsilon_{sh},$$

$$\varepsilon_{sh} = 1,04 Pr^{0,04} Exp\left[0,85 \frac{S_{pr}}{13}\right] = 1,04 \cdot 4,75^{0,04} Exp\left[0,85 \frac{0,002}{0,0005 \cdot 13}\right] = 1,43,$$

$$Nu_{cpr} = 0,019 \cdot 13141,89^{0,78} 4,75^{0,45} \left(\frac{4,75}{4,04}\right)^{0,3} 1,43 = 93,76;$$

7. Находим коэффициенты теплоотдачи для теплоносителей

Коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d};$$

Так как движение теплоносителей происходит по сложной траектории и возникают вторичные потоки в поперечных сечениях змеевиковых труб, то коэффициент теплоотдачи рассчитывается с учетом поправочного коэффициента (Иешке) по формуле (2), с учетом значений, полученных с применением формулы (3).

– для нагревающего теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$\alpha_h = \varepsilon(\tau) \cdot Nu_h \cdot \frac{\lambda}{(D_{in} - d_{ou})} = 1,112 \cdot 52,69 \cdot \frac{0,65}{(0,032 - 0,019)} = 2942 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\alpha_{hpr} = \varepsilon(\tau)_{pr} \cdot Nu_{hpr} \cdot \frac{\lambda}{(D_{in} - d_{oupr})} = 1,12 \cdot 73,37 \cdot \frac{0,65}{(0,032 - 0,017)} = 3335 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

– для нагреваемого теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$\alpha_c = \varepsilon(\tau) \cdot Nu_c \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} = 1,112 \cdot 88,84 \cdot \frac{0,63}{0,015} = 4139 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\alpha_{cpr} = \varepsilon(\tau)_{pr} \cdot Nu_{cpr} \cdot \frac{\lambda}{d_{inpr}} = 1,12 \cdot 93,76 \cdot \frac{0,63}{0,0164} = 4025 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

8. Находим коэффициент теплопередачи по формуле

а) при использовании гладких круглых труб

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_c}} = \frac{1}{\frac{1}{2942} + \frac{0,002}{15} + \frac{1}{4139}} = 1399 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$K_{pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{hpr}} + \frac{\delta_{cpr}}{\lambda_{cpr}} + \frac{1}{\alpha_{cpr}}} = \frac{1}{\frac{1}{3335} + \frac{0,0015}{15} + \frac{1}{4025}} = 1543 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

9. Находим требуемую величину поверхности теплообмена

Так как в рассматриваемых случаях:

а) при использовании гладких круглых труб

$$\frac{t_{hin} - t_{cou}}{t_{hou} - t_{cin}} = \frac{70-52,1}{43,2-5} = 0,46 < 1,5;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\frac{t_{hinpr} - t_{coupr}}{t_{houpr} - t_{cinpr}} = \frac{70-60,98}{43,0-5} = 0,24 < 1,5,$$

то с достаточной степенью точности можно вести расчет по среднеарифметической разности температур [15], в этом случае плотность теплового потока будет равна:

а) при использовании гладких круглых труб

$$q = K \cdot \Delta t_a = 1399 \cdot (59,5 - 39,1) = 28538,1 \text{ Вт/м}^2.$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$q_{pr} = K_{pr} \cdot \Delta t_{apr} = 1543 \cdot (60,39 - 39,7) = 31914,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева равна:

а) при использовании гладких круглых труб

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{23492,46}{28538,1} = 0,82 \text{ м}^2;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$F_{pr} = \frac{Q_{pr}}{q_{pr}} = \frac{25645,05}{31914,7} = 0,8 \text{ м}^2;$$

10. Находим требуемую длину змеевиковых труб

а) при использовании гладких круглых труб

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{in}} = \frac{0,82}{3,14 \cdot 0,015} = 17,47 \text{ м};$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$L_{pr} = \frac{F_{pr}}{\pi \cdot d_{inpr}} = \frac{0,8}{3,14 \cdot 0,0164} = 15,59 \text{ м},$$

11. Расчет гидравлических потерь

Перепад давления ΔP по длине теплообменных труб можно определить согласно соотношению

$$\Delta P = \xi \frac{\rho_f w^2}{2} \frac{L}{d},$$

где для развитого турбулентного режима течения для вычисления среднего коэффициента сопротивления трению ξ используется формула Блазиуса для гидравлически гладких труб

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

При значениях относительной шероховатости от $0,08 \cdot 10^{-3}$ м до $12,5 \cdot 10^{-3}$ м и числах Рейнольдса больше $4 \cdot 10^3$ коэффициенты сопротивления с достаточной точностью описываются приближенной формулой [16]:

$$\xi_{pr} = 0,1 \left(1,46 \frac{h_{pr}}{d_{pr}} + \frac{100}{Re_{pr}} \right)^{0,25}.$$

– для нагревающего теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$\Delta P_h = \frac{0,3164 \rho_f w^2}{Re^{0,25}} \frac{L}{2 (D_{in} - d_{ou})} = \frac{0,3164}{12053,57^{0,25}} \frac{983,5 \cdot 0,435^2}{2} \frac{17,47}{(0,032 - 0,019)} = 3783,78 \text{ Па};$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\xi_{hpr} = 0,1 \left(1,46 \frac{h_{pr}}{d_{pr}} + \frac{100}{Re_{hpr}} \right)^{0,25} = 0,1 \left(1,46 \frac{0,0005}{0,0016} + \frac{100}{12827,61} \right)^{0,25} = 0,048,$$

$$\Delta P_{hpr} = \xi_{hpr} \frac{\rho f w_{cpr}^2}{2} \frac{L_{pr}}{d_{oupr}} = 0,048 \frac{983 \cdot 0,385^2}{2} \frac{15,59}{0,0166} = 3282,06 \text{ Па.}$$

– для нагреваемого теплоносителя

а) при использовании гладких круглых труб

$$\Delta P_c = \frac{0,3164 \rho_f w^2}{Re^{0,25}} \frac{L}{2 d_{in}} = \frac{0,3164}{14186,82^{0,25}} \frac{993 \cdot 0,633^2}{2} \frac{17,47}{0,015} = 6724,07 \text{ Па;}$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$\xi_{cpr} = 0,1 \left(1,46 \frac{h_{pr}}{d_{pr}} + \frac{100}{Re_{cpr}} \right)^{0,25} = 0,1 \left(1,46 \frac{0,0005}{0,0016} + \frac{100}{13141,89} \right)^{0,25} = 0,048,$$

$$\Delta P_{cpr} = \xi_{cpr} \frac{\rho f w_{cpr}^2}{2} \frac{L_{pr}}{d_{inpr}} = 0,048 \frac{992 \cdot 0,531^2}{2} \frac{15,59}{0,0164} = 6357,15 \text{ Па.}$$

12. Мощность, затрачиваемая на прокачку жидкости в области гидравлически гладких труб

а) при использовании гладких круглых труб

$$N = \Delta P_h G_h + \Delta P_c G_c = 3783,78 \cdot 0,223 + 6724,07 \cdot 0,111 = 1590,91 \text{ Вт;}$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$N_{pr} = \Delta P_{hpr} G_{hpr} + \Delta P_{cpr} G_{cpr} = 3282,06 \cdot 0,223 + 6357,15 \cdot 0,111 = 1438,25 \text{ Вт.}$$

13. Определим энергетическую эффективность рассматриваемых теплообменных аппаратов по критерию Кирпичева

а) при использовании гладких круглых труб

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{23492,46}{1590,91} = 14,77;$$

б) при использовании пружинно-витых труб

$$E_{pr} = \frac{Q_{pr}}{N_{pr}} = \frac{25645,05}{1438,26} = 17,83.$$

Обсуждение (Discussions)

Проведенное сравнительное исследование теплообменников с пружинно-витыми и гладкими трубками выявило существенное превосходство первых по ключевым эксплуатационным параметрам.

При использовании пружинно-витых теплообменных труб в рассматриваемом змеевиковом теплообменнике конечная температура нагреваемого теплоносителя превышает соответствующую при использовании гладких труб на величину $\Delta t_a = t_{coupr} - t_{cou} = 60,98 - 52,1 = 8,88^\circ\text{C}$.

Тепловая эффективность пружинно-витых конструкций характеризуется повышенной мощностью (25,6 кВт против 23,5 кВт) при сопоставимых температурных перепадах (20,7°C и 20,4°C соответственно). Определяющим фактором выступает увеличенный коэффициент теплопередачи пружинно-витых теплообменных элементов (1543 Вт/(м²·К)) относительно гладкостенных аналогов (1399 Вт/(м²·К)), обусловленный интенсификацией турбулентного режима и формированием вторичных потоков в межтрубном пространстве.

Гидродинамический анализ демонстрирует снижение затрат мощности на прокачку теплоносителя теплообменных аппаратах на базе пружинно-витых каналов до 1438 Вт по сравнению с 1590 Вт для гладкостенных конструкций, что обусловлено наименьшей требуемой длиной теплообменного элемента. Превосходство пружинно-витых каналов подтверждается более высоким значением критерия Кирпичева (17,83 против 14,77), характеризующим их улучшенные энергетические показатели.

Заключение (Conclusions)

Интенсификация теплообмена в теплообменниках с пружинно-витыми трубками достигается за счет развития вторичных течений и увеличения турбулентности потока, что подтверждается более высокими значениями критерия Нуссельта (Nu) и соответствующего коэффициента теплоотдачи (α).

Исходя из полученных результатов видно, что при одних и тех же исходных данных конический змеевиковый теплообменный аппарат на базе пружинно-витого канала требует меньшую длину змеевиковых труб по сравнению с таким же теплообменником, но с

гладкостенным теплообменным элементом. Снижение требуемой длины теплообменных элементов ведет к сокращению затрат на материалы, и соответственно, является предпосылкой к снижению стоимости теплообменного аппарата.

Результаты проведенного расчета подтверждают техническую и энергетическую целесообразность замены гладких трубок на пружинно-витые в конструкциях теплообменных аппаратов. Такая модификация позволяет одновременно повысить тепловую производительность системы и сократить эксплуатационные энергозатраты на перемещение теплоносителя. В результате возникает значительное увеличение общей энергоэффективности системы. Таким образом, использование пружинно-витых элементов в теплообменниках является инновационным решением, которое способствует повышению эффективности и надежности теплообменной техники.

Литература

1. Багоутдинова, А.Г., Золотоносов Я.Д. Змеевиковые теплообменники. Моделирование, расчет. / А.Г. Багоутдинова, Я.Д. Золотоносов - Казань- КГАСУ, 2016.-245 с.
2. Sheeba, A., Akhil, R., Prakash, J.: Heat Transfer and Flow Characteristics of a Conical Coil Heat Exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 110, 268-276 (2020).
3. Khurana, Hitesh & Majumdar, Rudrodip & Saha, Sandip. (2021). Numerical investigation on the performance of the helical and conical coil heat exchanger configurations in the dynamic mode of heat extraction. 10.1063/5.0134122.
4. Крутова, И. А. Решение сопряженной задачи теплообмена для конических теплообменных аппаратов / И. А. Крутова, Я. Д. Золотоносов // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. – 2024. – Т. 26, № 6. – С. 214-226. – DOI 10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226. – EDN MIDCGA.
5. Крутова И. А., Золотоносов Я. Д. Компьютерное моделирование гидродинамики и теплообмена в конических змеевиковых теплообменниках типа «труба в трубе» // *Известия КГАСУ*. 2020. № 3 (53). С. 65–73.
6. Solution of conjugate problem in a conical coil heat exchanger Iraida Krutova and Yakov Zolotonosov IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 890 (2020) 012156 IOP Publishing
7. Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Iskander, T. (2019). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114545>
8. Abdelmagied, M. Investigation of a tube in tube conically coil heat exchanger thermal and fluid flow performance characteristics. *Int. J. Air-Cond. Ref.* 33, 7 (2025). <https://doi.org/10.1007/s44189-025-00071-5>
9. Mahmoud Mohammed Abdelmagied, Investigation of the triple conically tube thermal performance characteristics, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 119, 2020, ISSN 0735-1933, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104981>.
10. Md Atiqur Rahman, Review on heat transfer augmentation in helically coiled tube heat exchanger, *International Journal of Thermofluids*, Volume 24 (2024). <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100937>
11. Муравьев А.В., Кожухов Н.Н., Прутских Д.А., Ильин В.К. Исследование теплогидравлических характеристик криволинейного канала с кольцевыми турбулизаторами // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2024. Т. 16. № 1 (61). С. 102-116.
12. Крутова, И. А. Змеевиковые теплообменники типа "труба в трубе" на базе пружинно-витых каналов / И. А. Крутова, Я. Д. Золотоносов // *Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета*. – 2019. – № 4(50). – С. 297-304. – EDN WOQIJW.
13. Золотоносов, Я. Д. Аналитическое Решение задачи теплообмена при течении вязких жидкостей в змеевиковых теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» / Я. Д. Золотоносов, Е. К. Вачагина // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. – 2023. – № 3(771). – С. 95-109. – DOI 10.32683/0536-1052-2023-771-3-95-109. – EDN B10HEV.
14. П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. *Справочник по теплообменным аппаратам*. – М.: Машиностроение, 1989, 368 с. стр. 193
15. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. *Теплопередача*. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
16. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. РТМ 24.031.05-72. руководящий технический материал. Министерство тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения Москва. стр.67

Авторы публикации

Крутова Ираида Александровна – аспирант Казанского государственного архитектурно-строительного университета, г. Казань, Россия. *ORCID**: <https://orcid.org/0000-0001-9485-3116>. iraida_knyazeva@mail.ru

Золотосов Яков Давидович – д-р техн. наук, профессор Казанского государственного архитектурно-строительного университета, г. Казань, Россия. *ORCID**: <https://orcid.org/0000-0002-1773-8605>. zolotonosov@mail.ru

References

1. Bagoutdinova, A.G., Zolotonosov, Ya.D. Coil heat exchangers. Modeling, calculation. / A.G. Bagoutdinova, Ya.D. Zolotonosov - Kazan- KGASU, 2016.-245 p.
2. Sheeba, A., Akhil, R., Prakash, J.: Heat Transfer and Flow Characteristics of a Conical Coil Heat Exchanger. International Journal of Refrigeration, 110, pp.268-276 (2020).
3. Khurana, Hitesh & Majumdar, Rudrodip & Saha, Sandip. (2021). Numerical investigation on the performance of the helical and conical coil heat exchanger configurations in the dynamic mode of heat extraction. 10.1063/5.0134122.
4. Krutova, I. A. Solution of the conjugate problem of heat exchange for conical heat exchangers / I. A. Krutova, Ya. D. Zolotonosov // News of higher educational institutions. Energy problems. – 2024. – Vol. 26, No. 6. – pp. 214-226. – DOI 10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226. – EDN MIDCGA
5. Krutova I. A., Zolotonosov Ya. D. Computer modeling of hydrodynamics and heat transfer in conical coil heat exchangers of the "pipe in a pipe" type // Izvestiya KGASU. 2020. No. 3 (53). pp. 65-73.
6. Solution of conjugate problem in a conical coil heat exchanger Iraida Krutova and Yakov Zolotonosov IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 890 (2020) 012156 IOP Publishing
7. Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Iskander, T. (2019). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114545>
8. Abdelmagied, M. Investigation of a tube in tube conically coil heat exchanger thermal and fluid flow performance characteristics. Int. J. Air-Cond. Ref. 33, 7 (2025). <https://doi.org/10.1007/s44189-025-00071-5>
9. Mahmoud Mohammed Abdelmagied, Investigation of the triple conically tube thermal performance characteristics, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 119, 2020, ISSN 0735-1933, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104981>.
10. Md Atiqur Rahman, Review on heat transfer augmentation in helically coiled tube heat exchanger, International Journal of Thermofluids, Volume 24 (2024). <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100937>
11. Muravyov A.V., Kozhukhov N.N., Prutskikh D.A., Ilyin V.K. Investigation of the thermohydraulic characteristics of a curved channel with annular turbulators // Bulletin of Kazan State Power Engineering University. 2024. Vol. 16. No. 1 (61). pp. 102-116.
12. Krutova, I. A. Serpentine heat exchangers of the "pipe in a pipe" type based on spring-twisted channels / I. A. Krutova, Ya. D. Zolotonosov // Proceedings of the Kazan State University of Architecture and Civil Engineering. – 2019. – № 4(50). – Pp. 297-304. – EDN WOQIJW.
13. Zolotonosov, Ya. D. Analytical solution of the problem of heat exchange during the flow of viscous liquids in pipe-in-pipe type coil heat exchangers / Ya. D. Zolotonosov, E. K. Vachagina // News of higher educational institutions. Construction. – 2023. – № 3(771). – Pp. 95-109. – DOI 10.32683/0536-1052-2023-771-3-95-109. – EDN BIOHEV.
14. P.I. Bazhan, G.E. Kanevets, V.M. Seliverstov. Handbook of heat exchangers. – M.: Mashinostroenie, 1989, 368 p. p. 193
15. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Heat transfer. Moscow: Energoizdat, 1981. 416 p.
16. Methodology and dependencies for the theoretical calculation of heat transfer and hydraulic resistance of heat exchange equipment of nuclear power plants. RTM 24.031.05-72. technical guidance material. Ministry of Heavy, Energy and Transport Engineering Moscow. p.67

Authors of the publication

Iraida A. Krutova – Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia. *ORCID**: <https://orcid.org/0000-0001-9485-3116>. iraida_knyazeva@mail.ru

© Крутова И.А., Золотонос Я.Д.

Yakov D. Zolotonosov – Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia.
ORCID*: <https://orcid.org/0000-0002-1773-8605>. zolotonosov@mail.ru

Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено **30.11.2025 г.**

Отредактировано **28.01.2026 г.**

Принято **15.02.2026 г.**