



РЕШЕНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ КОНИЧЕСКИХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Крутова И.А., Золотоносов Я.Д.

Казанский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Казань, Россия
iraida_knyazeva@mail.ru

Резюме: *АКТУАЛЬНОСТЬ* Статья посвящена вопросам разработки новых конструкций теплообменных аппаратов и оценки эффективности их работы. По мнению авторов, в настоящее время особый интерес представляют трубчатые теплообменные аппараты, поэтому объектом исследования в данной работе является змеевиковый теплообменный аппарат в форме усечённого конуса на базе пружинно-витого канала. Применение в производственной сфере предлагаемых теплообменных элементов и аппаратов требует проведения дополнительных исследований. *ЦЕЛЬ* исследования заключается в разработке методики постановки и решения сопряженной задачи теплообмена для конических змеевиковых теплообменных аппаратов с теплообменным элементом в форме пружинно-витого канала, анализ полученных результатов и оценка эффективности по сравнению с коническим и цилиндрическим теплообменными аппаратами на базе гладкостенных теплообменных элементов. *МЕТОДЫ.* Для численного решения сопряженной задачи теплообмена применялся МКЭ, реализованный в программе Ansys Fluent. *РЕЗУЛЬТАТЫ.* Основные результаты настоящего исследования представляют собой математическую модель геометрии поверхности исследуемого теплообменного аппарата и алгоритм расчёта конических змеевиковых трубчатых теплообменников, реализованные в программе Ansys Fluent. В ходе работы были определены теплогидродинамические показатели змеевиковых аппаратов. Также было проведено сравнение змеевиковых теплообменных аппаратов: конического на базе пружинно-витого канала с коническим и цилиндрическим с гладкостенным теплообменным элементом. Результаты расчетов показали, что замена гладкостенной трубы на пружинно-витой канал значительно повышает эффективность теплообменного оборудования. *ЗАКЛЮЧЕНИЕ.* Важность полученных результатов заключается в том, что они могут быть использованы для разработки более компактного и эффективного теплообменного оборудования, которое необходимо в современных производственных процессах. По результатам расчетов конический теплообменник показал более высокие результаты по сравнению с цилиндрическим с теплообменным элементом в виде гладкой трубы, так как для достижения одинаковой температуры на выходе нагреваемого теплоносителя потребовалась меньшая площадь теплообменной поверхности.

Ключевые слова: теплообмен; гидродинамика; змеевиковый теплообменный аппарат; пружинно-витой канал; Ansys Fluent.

Для цитирования: Крутова И.А., Золотоносов Я.Д. Решение сопряженной задачи теплообмена для конических теплообменных аппаратов // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2024. Т. 26. № 6. С. 214-226. doi: 10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226.

SOLUTION OF THE CONJUGATE HEAT EXCHANGE PROBLEM FOR CONICAL HEAT EXCHANGERS

Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D.

Kazan State University of Architecture and Civil Engineering, Kazan, Russia
iraida_knyazeva@mail.ru

Abstract: *RELEVANCE* The article is devoted to the development of new designs of heat exchangers and evaluating the efficiency of their operation. According to the authors, currently of particular interest are conical heat exchangers of the "pipe-in-pipe" type, so the object of research in this paper is a heat exchanger in the form of a truncated cone based on a spring-twisted channel. The introduction of the proposed heat exchange elements and apparatuses into the industry

requires additional research. To assess the effectiveness of the application of the considered TA, it is proposed to evaluate its performance in comparison with conical and cylindrical TA based on a smooth-walled pipe. Due to this, two hypotheses will be tested at once: the use of a conical coil heat exchanger is more efficient than a cylindrical one, and the replacement of a smooth-walled pipe with a spring-twisted channel increases the efficiency of the heat exchanger. **OBJECT.** The aim of the research is to develop a method for setting and solving the conjugate heat exchange problem for a heat exchanger in the form of a truncated cone with a heat exchange element in the form of a spring-twisted channel, analyze the results obtained and evaluate the efficiency in comparison with conical and cylindrical heat exchangers based on smooth-walled heat exchange elements. **METHODS.** For the numerical solution of the conjugate heat transfer problem, the FEM implemented by means of Ansys was used Fluent. **RESULTS.** The main results consist in the fact that the authors developed a model and algorithm for calculating conical coil heat exchangers of the pipe-in-pipe type, implemented in the Ansys program, and determined the thermal and hydrodynamic parameters of coil devices. A comparison of coil heat exchangers was also made: a conical one based on a spring-twisted channel with a conical one and a cylindrical one with a smooth-walled heat exchange element. The calculation results showed that replacing a smooth-walled pipe with a spring-wound channel significantly increases the efficiency of heat exchange equipment. **CONCLUSION.** The significance of the obtained results lies in the possibility of using modern, more efficient and compact heat exchange equipment for technological needs and in the justification of this choice. Thus, with equal initial data, conical heat exchangers are more efficient than cylindrical ones with a heat exchange element in the form of a smooth tube, since they need a smaller heat exchange surface to achieve the necessary thermal and hydrodynamic parameters. The results of calculations prove the prospects of using a conical TA based on a spring-twisted channel and show the need for further study of the influence of the geometric characteristics of both the coil itself and the heat exchange element on the thermal and hydrodynamic characteristics of the proposed HE.

Keywords: heat exchange; hydrodynamics; coil heat exchanger; spring-twisted channel; Ansys Fluent.

For citation: Krutova I.A., Zolotonosov Ya.D. Solution of the conjugate heat exchange problem for conical heat exchangers. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2024; 26 (6): 214-226. doi:10.30724/1998-9903-2024-26-6-214-226.

Введение (Introduction)

Теплообменные аппараты (ТА) широко используются в промышленности, поэтому крайне важно, чтобы они соответствовали современным требованиям. В связи с этим возникают задачи по совершенствованию и модернизации уже существующего парка оборудования, а также по внедрению новых видов теплообменников.

В настоящее время существует множество типов ТА. Независимо от конструкции, функционального назначения и особенностей эксплуатации теплообменного оборудования, к нему предъявляются определенные требования: конструкция ТА должна быть технологичной и надежной на протяжении всего срока службы, обеспечивать проектный уровень тепловой эффективности. Кроме того, конструкция должна отвечать требованиям безопасности при изготовлении и эксплуатации, также быть ремонтпригодной. В конструкции ТА необходимо предусмотреть возможность регулярного технического обслуживания, включающего очистку поверхностей теплообмена и проведение плановых осмотров.

В условиях рыночной экономики и высокой конкуренции на рынке теплообменного оборудования современные ТА должны иметь максимальную производительность при компактных размерах, простоте конструкции и удобстве эксплуатации.

При разработке и конструировании ТА необходимо обеспечить легкий доступ к теплообменным элементам для их осмотра и обслуживания, возможность разборки рабочей части аппарата, но в тоже время герметичность системы и высокие коэффициенты теплопередачи за счет повышения скорости движения рабочей среды при минимальных гидравлических потерях.

На этапе проектирования следует решать вопрос о распределении теплоагентов между трубным и межтрубным пространством, наиболее загрязнённые теплоагенты обычно подаются в проточную часть теплообменного элемента [1].

Подбор конструктивных параметров и режимов работы теплообменника должен быть направлен на минимизацию образования отложений на теплопередающих поверхностях и увеличение межсервисных интервалов.

Теплообменники типа "труба в трубе" демонстрируют высокую эффективность в промышленных применениях. Низкое гидравлическое сопротивление позволяет достигать скоростей теплоносителя до 3 м/с, обеспечивая максимальную теплоотдачу при экономном расходовании рабочих сред. Модульная конструкция предоставляет возможности масштабирования теплообменной поверхности добавлением секций [2,3].

Традиционно методы интенсификации теплообмена делятся на две группы: активные и пассивные. Активные методы интенсификации включают в себя как механическое воздействие на поверхность теплообмена, так воздействие на поток полем различной природы, пульсациями давления, изменение расхода теплоносителей. Воздействие на поток формой поверхности теплообмена лежит в основе пассивных методов интенсификации. К таким методам относится применение вставных интенсификаторов, оребрение поверхности теплообмена и др [4]. Но в настоящее время появляются новые методы, например, описанный в работе [5] способ интенсификации теплообмена на основе интеллектуального управления режимными характеристиками теплообменного оборудования.

В рамках исследования был создан новый метод идентификации теплообмена, который основан на интеллектуальном управлении характеристиками теплообменников.

Особенностью этого метода является его способность не только поддерживать заданные параметры теплообменника, но и адаптировать управляющие воздействия в зависимости от изменений внешних факторов и режимных характеристик оборудования.

Такой подход позволяет обеспечивать энергоэффективный теплообмен с минимальными затратами, так как не требуется замена теплообменной поверхности или изменение геометрических характеристик оборудования.

Кроме этого, анализ научно-технической литературы показывает, что интенсификация теплообмена происходит за счет закрутки потока, которая усиливает конвективный теплообмен, внося вихрь в объемный поток и разрушая пограничный слой на поверхности теплообменного элемента.

В работе [6] показано, что применение различных по геометрии интенсификаторов в змеевиковых ТА способствует ускорению потока. В случае с кольцевыми и «винтовыми» интенсификаторами ускорение наблюдается по всему сечению. Также в работе был сделан вывод, что кольцевые интенсификаторы они одновременно характеризуются высокой эффективностью и высоким коэффициентом гидравлического сопротивления, что следует учитывать при разработке теплотехнических систем. В целом, использование рассмотренных в работе [6] турбулизаторов приводит к увеличению интенсивности теплообмена с ростом гидравлического сопротивления.

В связи с вышеизложенным представляет научный и практический интерес исследование процессов гидродинамики и теплообмена, происходящих в каналах с изменяющейся поверхностью.

К таким каналам можно отнести разработанный авторами пружинно-витой канал. Он образуется намоткой на цилиндр проволоки круглого сечения, витки которой прочно соединены между собой с помощью лазерной сварки [7]. В работе [8] рассмотрены различные формы теплообменных элементов, созданных на основе пружинно-витых каналов.

В последнее время наблюдается рост количества публикаций, посвященных изучению процессов теплообмена в змеевиковых конических и цилиндрических ТА. Как показывают исследования [9-11], конические ТА демонстрируют более высокую эффективность по сравнению с цилиндрическими аналогами.

Идея замены цилиндрических змеевиковых ТА на конические заключается в том, что уже на первых витках змеевика температура нагреваемой воды повышается, её кинематическая вязкость снижается и, соответственно, число Рейнольдса возрастает, что приводит к повышению коэффициента теплоотдачи. В связи с этим появляется возможность сокращения площади теплообмена (габаритных размеров теплообменного аппарата). Кроме этого, с уменьшением радиуса осевой винтовой спирали происходит рост кривизны змеевика, что также приводит к росту коэффициента теплоотдачи.

Обобщая всё вышеизложенное, авторы считают, что в настоящее время особый интерес представляют конические змеевиковые ТА типа «труба в трубе». Именно поэтому в данной статье рассматриваются характеристики ТА в форме усеченного конуса с внутренней трубой в виде пружинно-витого канала.

Целью настоящего исследования является уточнение значения скоростей и температур в проточной части конического пружинно-витого канала путем его геометрического моделирования и решения сопряженной задачи теплообмена в аппарате.

Научная значимость исследования состоит в разработке методики постановки и решения сопряженной задачи теплообмена, что даст возможность исследовать другие конструкции змеевиковых ТА на базе пружинно-витых каналов.

Для оценки эффективности змеевикового конического ТА на базе пружинно-витого канала, авторы работы предлагают сравнить температуру на выходе для нагреваемого теплоагента для трех различных конфигураций змеевиков: один цилиндрический змеевик с гладкостенным теплообменным элементом и два конических змеевика, один из которых выполнен на основе гладкой трубы, а другой на основе пружинно-витого канала. По результатам сравнения можно будет сделать выводы о том, как форма теплообменного аппарата и теплообменного элемента влияет на процессы гидродинамики и теплообмена.

Для разработки и эффективного использования современных ТА необходимо глубоко исследовать процессы, происходящие в них, а также разработать и внедрить методики для расчёта их характеристик.

Известно, что характеристики конвективного теплообмена в каналах определяются геометрическими параметрами и теплофизическими свойствами материала теплообменных элементов и теплоносителей.

Всю эту взаимосвязь позволяет учесть сопряжённая постановка задач теплообмена, которая предполагает определение температурного поля на стенке и в теплоагентах в результате совместного решения уравнений движения, неразрывности, энергии и теплопроводности. При таком подходе важно определить условия на границе раздела между жидкостью и твёрдым телом, так как они должны быть получены путём решения уравнений распространения тепла в твёрдом теле и жидкости совместно с уравнениями движения, учитывающих форму канала и трёхмерную модель распределения тепла. Для этого на границе между твёрдым телом и жидкостью должны быть заданы условия сопряжения, то есть условия равенства температур и тепловых потоков.

Материалы и методы (Materials and methods)

Решение сопряжённой задачи теплообмена представляет собой комплекс последовательных шагов. Рассмотрим их подробнее.

На первом этапе необходимо определить геометрические параметры змеевика, толщину стенок труб, расстояния между трубами и другие характеристики конструкции, происходит описание и построение 3D модели изучаемого объекта.

В настоящее время, благодаря развитию и применению вычислительной техники, широкое распространение получил аналитический метод описания поверхностей, который позволяет относительно легко анализировать их свойства и количественные физические характеристики, такие как объём, площадь, момент инерции и другие.

Одним из наиболее простых способов создания поверхности является вращение прямой или плоской кривой, вокруг пространственной оси или перемещение объекта, такого как отрезок, кривая или ломаная, вдоль некоторой линии в пространстве. Такие поверхности называются поверхностями вращения и закручивающимися поверхностями соответственно [8].

Пружинно-витые каналы относятся к нелинейчатым поверхностям, образованным движением непрерывной замкнутой кривой, вдоль некоторой криволинейной направляющей [8]. В данной работе в качестве непрерывной замкнутой кривой выступает окружность, а в качестве криволинейной направляющей – винтовая линия с изменяющимся радиусом изгиба.

Подробно метод математического описания поверхности прямого пружинно-витого канала описан в работах [8,12,13].

В случае конического теплообменного элемента на базе пружинно-витого канала направляющей кривой служит биспираль, расположенная на поверхности круглого конуса с нижним основанием R [13].

Положение точек поверхности можно определить по формуле (1):

$$\vec{r}(t, \varphi) = \vec{r}(t) + \rho(t, \varphi) (\vec{v}(t) + \vec{\beta}(t)), \quad (1)$$

В рассматриваемом случае поверхность пружинно-витого канала описывается следующей системой уравнений:

$$\vec{r}(t) = \begin{pmatrix} ((R - bt \cdot \tan \varphi + r \cdot \cos \omega t) \cdot \cos t) \\ ((R - bt \cdot \tan \varphi + r \cdot \cos \omega t) \cdot \sin t) \\ bt + r \cdot \sin \omega t \end{pmatrix}, \quad 0 \leq t \leq 2\pi n; \quad (2)$$

$$\vec{\rho}(t, \varphi) = r_0 (\cos \varphi \vec{v}(t) + \sin \varphi \vec{\beta}(t)), \quad 0 \leq \varphi \leq 2\pi, \quad (3)$$

где R – радиус нижнего основания змеевика, r – средний радиус пружинно-витого канала, r_0 – радиус образующей окружности (провода) пружинно-витого канала, n – число витков двойной винтовой линии, ω – число витков биспирали, приходящихся на один виток центральной винтовой линии змеевика.

Параметрические уравнения поверхности конического змеевикового пружинно-витого канала можно получить, вычисляя единичные векторы касательной, нормали и бинормали по формулам (4) и подставляя полученные выражения в формулу (1),

$$\vec{\tau} = \frac{d\vec{r}/dt}{|d\vec{r}/dt|}, \quad \vec{v} = \frac{d\vec{\tau}/dt}{|d\vec{\tau}/dt|}, \quad \vec{\beta} = \vec{\tau} \cdot \vec{v}, \quad (4)$$

$$\vec{r}(t, \varphi) = \begin{pmatrix} ((R - bt \cdot \tan \varphi) + r \cdot \cos \omega t) \cos t \\ ((R - bt \cdot \tan \varphi) + r \cdot \cos \omega t) \sin t \\ bt + r \cdot \sin \omega t \end{pmatrix} + r_0 \cos \varphi \cdot \vec{v}(t) + r_0 \sin \varphi \cdot \vec{\beta}(t), \quad (5)$$

С целью проверки соответствия уравнения (5) геометрии рассматриваемого змеевикового пружинно-витого канала построена поверхность в SpaceClaim, (рис. 1).



Рис. 1. Модель конического змеевикового пружинно-витого канала, построенная в SpaceClaim

Fig. 1. A model of a conical coil spring-twisted channel built in SpaceClaim

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

Внешний вид исследуемого ТА показан на рисунке 2 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.

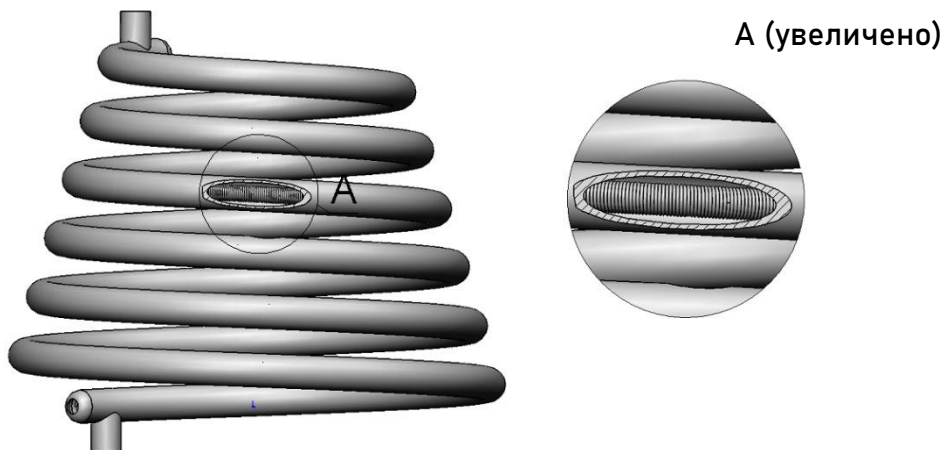


Рис. 2. Конический змеевиковый аппарат с теплообменным элементом в виде пружинно-витого канала

Fig. 2. 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

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

Конический змеевиковый теплообменник работает следующим образом: при противоточной схеме движения нагреваемый теплоагент поступает в трубное пространство, одновременно в межтрубное пространство подается греющий теплоагент.

При такой схеме движения теплоагенты (жидкость) движутся по сложным траекториям. Во-первых, по виткам проточной части теплообменного элемента, где реализуется закрученное течение жидкости по впадинам пружинно-витого канала, и, во-

вторых, по винтовой линии с изменяющимся радиусом изгиба, определяемой геометрией самого змеевика [2].

Греющий теплоноситель, подаваемый в межтрубное пространство, из-за внешнего винтового оребрения теплообменного элемента также совершает закрученное движение, характеризующееся сложной трехмерной вихревой структурой потока, что благоприятно влияет на теплообменные процессы, протекающие в межтрубном пространстве, и снижает скорость солеотложения.

Благодаря наличию поперечных составляющих скорости – тангенциальной и радиальной, усиливается конвективный перенос импульса, энергии, изменяется вихревая структура внутренних закрученных потоков, что является предпосылкой для интенсификации теплообмена.

На следующем этапе происходит математическое описание процессов гидродинамики и теплообмена: задаются уравнения движения, неразрывности, энергии, а также определяются граничные условия.

Теплообменный элемент представляет собой пружинно-витой канал с однородной, непроницаемой стенкой переменной толщины δ , постоянным коэффициентом теплопроводности λ .

В начальном сечении теплообменного элемента профиль осевой скорости прямолинейный: $V_z = u_0$ (u_0 – начальная скорость). Скорости в радиальном и тангенциальном направлении в этом сечении равны нулю.

На стенках канала выполняются условия прилипания жидкости. С учётом особенностей геометрии канала принимаем компоненту $V_y = 0$. Тогда в уравнениях движения и энергии компоненты, содержащие функцию V_z и производные от этой функции равны нулю.

Чтобы задача была сформулированной необходимо уравнения движения дополнить системой краевых условий.

Граничные условия для заданной задачи следующие:

– на входе в канал: для скорости $V|_{x=0} = V_0$, для температуры жидкости $T_{\text{ж}} = T_0 = 5^\circ\text{C}$, для температуры стенки $T_{\text{с}} = T_0$;

– на всех боковых поверхностях задаются условия прилипания:

$$v = 0; T_{\text{ж}} = T_{\text{ст}}; \lambda_{\text{ж}} \frac{\partial t_{\text{ж}}}{\partial n} = \lambda_{\text{с}} \frac{\partial t_{\text{с}}}{\partial n},$$

где n – нормаль к стенке;

$$\lambda_{\text{с}} \frac{\partial t_{\text{с}}}{\partial n} = \alpha_{\text{ж}} (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}),$$

где $t_{\text{ж}}$ – температура жидкого теплоносителя.

Имеет место равенство тепловых потоков от стенки канала и омывающей его жидкости.

В рамках современных исследований, представленных в работе [13], была предложена математическая модель сопряжённой задачи теплообмена, разработанная на основе полных уравнений движения, неразрывности, энергии и теплопроводности стенки.

Данная модель, основанная на дифференциальных уравнениях, позволила провести анализ сложной тепло-гидродинамической обстановки и процесса теплообмена в змеевиковых аппаратах с изменяющимся радиусом изгиба винтовой трубы.

Для оценки эффективности применения рассматриваемого ТА предлагается провести оценку его работы в сравнении с коническим и цилиндрическим ТА на базе гладкостенной трубы. Благодаря этому будут проверены сразу две гипотезы: применение конического змеевикового теплообменного аппарата эффективнее цилиндрического, замена гладкостенной трубы на пружинно-витой канал повышает эффективность работы теплообменного аппарата.

Геометрические размеры конических ТА полностью совпадают, цилиндрический ТА берется диаметром равным диаметру нижнего основания конического ТА, шаг между витками остается таким же, высота ТА определяется исходя из равенства площади теплообмена цилиндрического и конического ТА с теплообменными элементами в виде гладких труб (рис. 3).

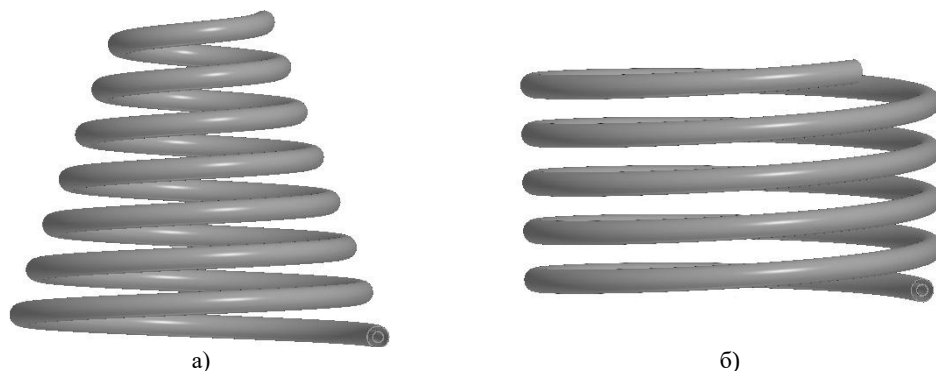


Рис. 3. 3D модели змеевиковых гладкостенных ТА типа «труба в трубе»: а) конический, б) цилиндрический

Fig. 3. 3D models of smooth-walled coil structures of the "pipe in a pipe" type: a) conical, b) cylindrical

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

В рамках настоящего исследования численная реализация сопряженной задачи теплообмена производилась в программе Ansys Fluent. Для расчета были предварительно заданы следующие характеристики:

– геометрические размеры ТА представлены в таблице 1;

Таблица 1
Table 1

Геометрические размеры теплообменных аппаратов
Geometrical parameters of heat exchangers

№	Параметр	Цилиндрический ТА с гладкостенной трубой	Конический ТА с гладкостенной трубой	Конический ТА с пружинно-витым каналом
1	Число витков	4,8	7	7
2	Внутренний диаметр теплообменного элемента, мм	15	15	15
3	Внутренний диаметр трубы внешнего змеевика, мм	32	32	32
4	Шаг змеевика, мм	70	70	70
5	Диаметр нижнего основания, мм	600	600	600
6	Диаметр верхнего основания, мм	600	248	248
7	Высота теплообменника, мм	372	526	526
8	Толщина стенок внешнего змеевика, мм	3	3	3
9	Толщина стенок теплообменного элемента, мм	2	2	-
10	Диаметр проволоки пружинно-витого канала, мм	-	-	2
11	Средний диаметр пружинно-витого канала, мм	-	-	17

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

– параметры теплоносителей идентичны для всех вариантов рассматриваемых ТА и указаны в таблице 2;

Таблица 2
Table 2

Параметры горячего и холодного теплоносителя
Hot and cold coolant parameters

№	Параметр	Значение
1	Температура горячей воды на входе, °C	70
2	Температура холодной воды на входе, °C	5
3	Расход горячей воды, кг/час	803
4	Расход холодной воды, кг/час	400

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

Расчетная сетка для модели строилась гексаэдрическая для твердых тел и тетраэдрическая для жидкостей с использованием программы Ansys Meshing с измельчением на границах между телами.

На рисунке 4 представлена расчетные сетки, использованные в работе при моделировании змеевиковых теплообменников.

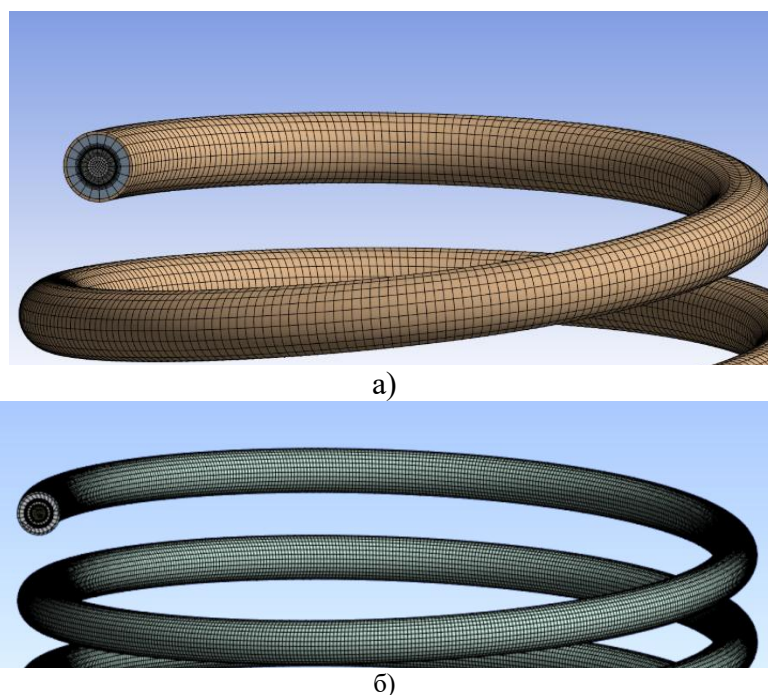


Рис. 4. Расчетная сетка а) для модели конического змеевикового теплообменника б) для модели цилиндрического змеевикового теплообменника

Fig. 4. Calculation grid a) for the model of a conical coil heat exchanger b) for the cylindrical coil heat exchanger model

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

Для решения поставленной задачи был выбран решатель Pressure-Based, подключено уравнение энергии, задавалась модель турбулентности $k-\omega$ SST, на стенках задавалось условие прилипания, алгоритм численного решения SIMPLEC.

Результаты (Results)

Исследование заключалось в решении стационарной задачи для разных геометрических моделей змеевикового теплообменника. В таблице 3 представлены полученные результаты.

Таблица 3
Table 3

Результаты расчетов Calculation results			
Форма теплообменного аппарата	Цилиндрический на базе гладкостенной трубы	Конический на базе гладкостенной трубы	Конический на базе пружинно-витого канала
Температура греющей воды на выходе, °C	47,5	45,8	39,8
Температура нагреваемой воды на выходе, °C	48,1	49,8	58,6
Скорость в трубном пространстве, м/с	0,64	0,64	0,66
Скорость в межтрубном пространстве, м/с	0,43	0,43	0,45

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

В таблице 3 представлены средние по сечению значения температур греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе из ТА.

Адекватность полученных результатов подтверждается результатами расчета теплового баланса.

Также в таблице 3 представлены средние значения скоростей нагреваемого и греющего теплоагента для всех трех вариантов ТА.

По данным таблицы наиболее эффективным вариантом ТА для исходных данных является конический змеевиковый ТА на базе пружинно-витого канала. Температура нагреваемого теплоагента на выходе для данного варианта на 10°C выше, чем для вариантов с гладкой трубой. Если отдельно рассматривать варианты гладкостенных ТА, то разница температур нагреваемого теплоагента на выходе в коническом и цилиндрическом ТА составляет 1,7°C. Данный результат подтверждает, что конические ТА эффективнее

цилиндрических, но также требует проведения отдельных исследований по определению диапазонов оптимальных характеристик конических ТА.

Кроме сравнения конечных результатов расчета интерес представляет анализ изменения температуры по длине теплообменного элемента. Чтобы отследить скорость изменения температуры по длине канала были получены средние значения температур в нескольких сечениях и построены графики, рисунок 5.

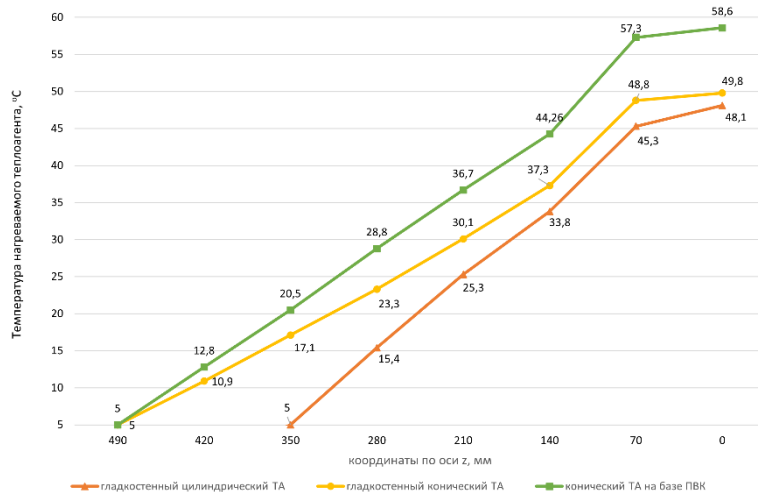


Рис. 5. Распределение температуры нагреваемого теплоносителя по длине змеевика
*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

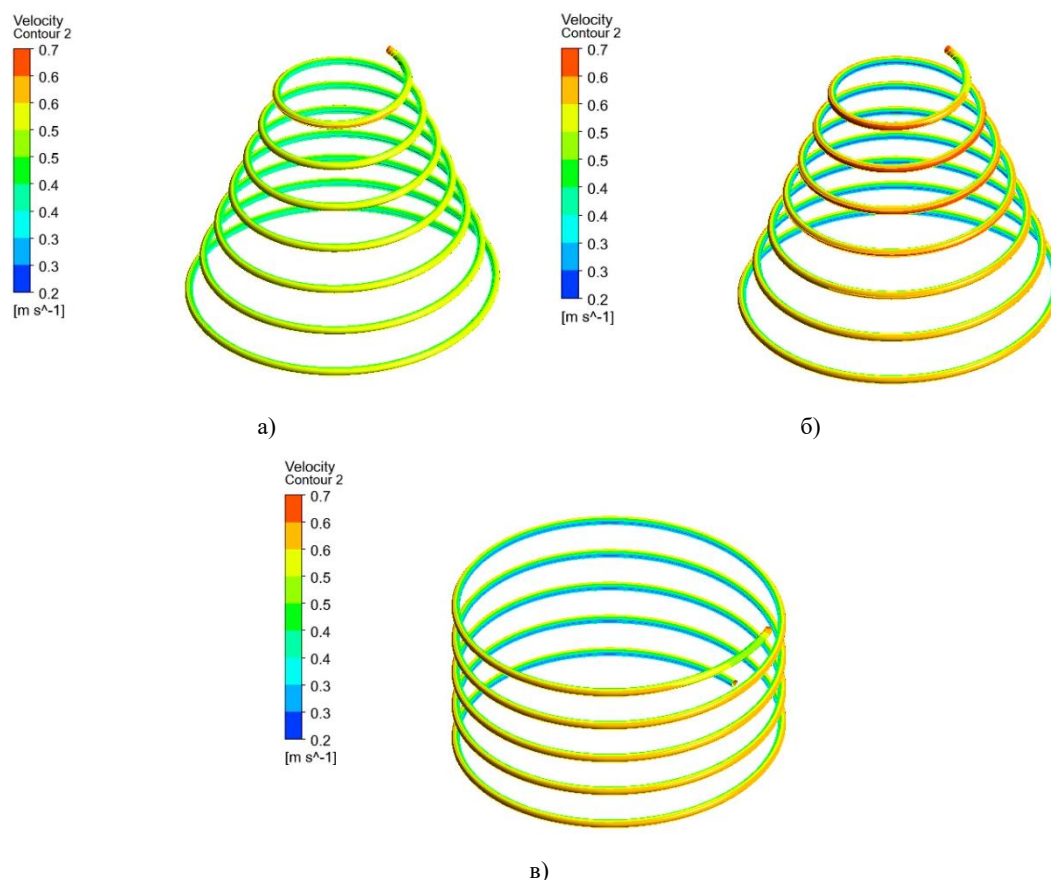


Рис. 6. Распределение скорости потоков по длине змеевика: а) конический ТА на базе пружинно-витого канала, б) конический ТА на базе гладкостенной трубы, в) цилиндрический ТА на базе гладкостенной трубы
*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

На графиках рисунка 5 показана динамика изменения температуры по длине канала, так как нагреваемый теплоагент подается в трубное пространство со стороны верхнего основания, то и начальная координата по оси z указана 490 (ось трубного пространства), далее теплоагент движется вниз по змеевику, соответственно координата z уменьшается до 0. Цилиндрический теплообменный аппарат по высоте ниже, поэтому его график начинается с координаты 350. По графикам видно, что на первых витках угол наклона цилиндрического ТА и конического ТА на базе ПВК практически одинаков, но на предпоследнем витке у конических ТА происходит резкий рост температуры, в то время как для цилиндрического ТА скорость прироста температуры не изменяется. Исходя из этого можно сделать вывод, что изменение диаметра последних двух витков оказало значительное влияние на процесс теплообмена.

Это предположение доказывают и данные рисунка 6, на котором видно, что скорость на внутренней части змеевика потока для гладкой трубы меньше, чем в других частях теплообменных элементов. Это обусловлено центробежной силой, возникающей при течении [15]. Также стоит отметить, что для пружинно-витого канала распределение температуры между внутренней и внешней стороной змеевика более равномерна, что может свидетельствовать о более интенсивном перемешивании.

Движение теплоносителей в криволинейной траектории змеевика создает неравномерные центробежные силы по сечению канала [8,9]. Максимальные значения центробежных сил наблюдаются во внешней части змеевика при пиковых скоростях потока. Влияние центробежного эффекта уменьшается к центру змеевика пропорционально снижению скорости теплоносителя. Неравномерное распределение сил формирует поперечную вторичную циркуляцию в сечении змеевикового канала [10]. Вторичная циркуляция проявляется независимо от режима течения - ламинарного или турбулентного.

Поперечная циркуляция значительно усиливает энергообмен между ядром потока и ламинарным подслоем возле стенки канала, вызывая резкий рост гидравлического сопротивления. Повышенный нагрев периферийной части приводит к изменению плотности теплоносителя. Центральные слои с большей плотностью вытесняют нагретые периферийные массы, формируя устойчивую циркуляцию.

Распределение скоростей в цилиндрическом теплообменном аппарате (ТА) остается постоянным на всех витках. Скорость потока в конических ТА увеличивается на внешней части змеевика при уменьшении диаметра, что подтверждается экспериментальными данными.

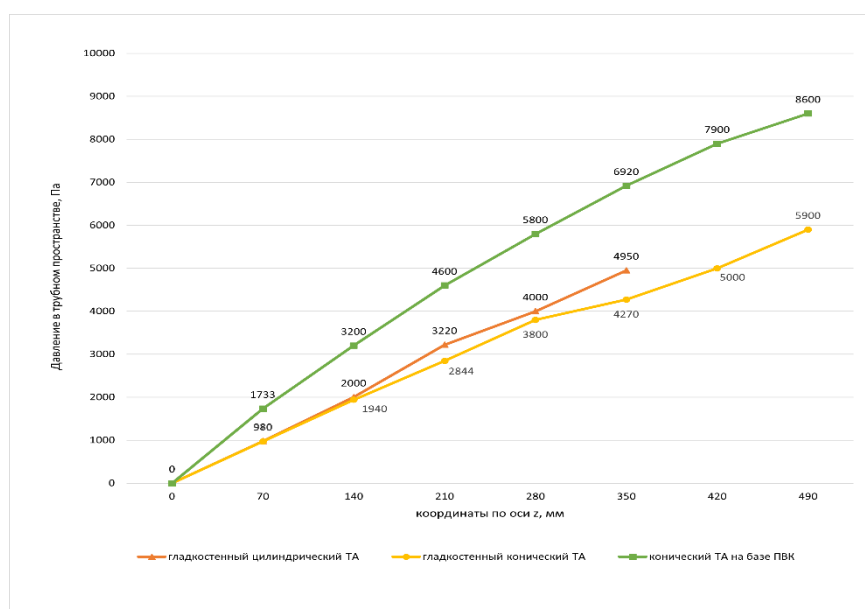


Рис. 7. Сравнение распределения давления по длине каналов разной конфигурации

Fig. 7. Comparison of pressure distribution along the length of channels of different configurations

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

Графики давлений, (рис. 7), показывают минимальный градиент давления по потоку в цилиндрическом ТА с гладкими трубами из-за наименьшей высоты и максимального диаметра змеевика. Конический ТА с пружинно-витым каналом демонстрирует наибольший перепад давления. Увеличение кривизны змеевика оказывает влияние на рост перепада давления в проточной части канала.

Заключение (Conclusions)

В данной работе был использован численный метод для моделирования стационарного режима теплопередачи и гидродинамики нагреваемого теплоагента в трубном пространстве змеевиковых цилиндрического и конических теплообменных аппаратов. В качестве модели турбулентности была выбрана модель $k-\omega$ SST.

Было установлено, что в змеевиковом теплообменном аппарате типа «труб в трубе» в форме усеченного конуса на базе пружинно-витого канала с геометрическими параметрами, указанными в таблице 1, возможно нагреть воду от 5 до 58,6 °С при подаче в межтрубное пространство горячего теплоносителя с начальной температурой 70 °С. При аналогичных параметрах в случае установки гладкой трубы нагреть холодный теплоноситель удалось лишь до 49,8 °С, в цилиндрическом теплообменнике нагреваемый теплоагент на выходе имеет температуру 48,1 °С. Очевидно, 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 резкому увеличению гидравлического сопротивления.

Данный факт подтверждается результатами расчета перепада давления по длине теплообменного элемента. Наибольшим перепадом давления характеризуется конический ТА на базе пружинно-витого канала, показавший наилучшие результаты по нагреву холодного теплоагента.

Результаты расчетов доказывают перспективность применения конического ТА на базе пружинно-витого канала и показывают необходимость дальнейшего изучения вопросов влияния геометрических характеристик как самого змеевика, так и теплообменного элемента на теплогидродинамические характеристики предлагаемых ТА.

Литература

1. Производство промышленного оборудования от Торговая марка ТРАКОН [Электронный ресурс] // Теплообменное оборудование: URL: <https://www.tracon.ru/katalog-oborudovaniya/teploobmennoe-oborudovanie> (дата обращения 13.11.2024).
2. 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.
3. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2 / С 74 Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко и др. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 352 с.: ил.
4. Попов, И. А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: [монография] / И. А. Попов, Х. М. Махьянов, В. М. Гуреев; М-во образования и науки Российской Федерации, Казанский гос. технический ун-т им. А. Н. Туполева, ООО "Упр. компания "КЭР-Холдинг"; под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. — Казань: Центр инновационных технологий, 2009. — 559 с. : ил., табл., цв. ил. : 21 см — (Интенсификация теплообмена).; ISBN 978-5-93962-383-4.
5. Гильфанов К.Х., Шакиров Р.А. Гайнуллин Р.Н., Коннов Ф.В. Способ интенсификации теплообмена на основе интеллектуального управления режимными характеристиками теплообменного оборудования // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2022. Т. 14. №4 (56). С. 91-102.
6. 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.
7. Патент № 62694 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Золотоносов А.Я., № 2006143517/22, 2006.12.07; опубл. 07.12.2006, Бюл. № 5.
8. Золотоносов, Я. Д. Трубчатые теплообменники. Моделирование, расчет: монография / Я. Д. Золотоносов, А. Г. Багоутдинова, А. Я. Золотоносов. — Санкт-Петербург: Лань, 2022. — 272 с. — ISBN 978-5-8114-3411-4.
9. M. A. Radwan, M. R. Salem, H. A. Refaey and M. A. Moawed.: Experimental study on convective heat transfer and pressure drop of water flow inside conically coiled tube-in-tube heat exchanger. Engineering Research Journal (ERJ). 2019, vol. 1, №39, pp. 86-93.
10. 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).
11. 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.
12. Багоутдинова А. Г., Вацагина Е. К., Золотоносов Я. Д. Математическое моделирование

поверхностей теплообмена пружинно-витых каналов // Известия КазГАСУ. 2017. №3 (41).].

13. Irida Krutova and Yakov Zolotonosov Geometric modeling of coil heat exchanger based on spring-twisted channel, издательство: Springer Science and Business Media Deutschland Gm, Берн, За рубежом, номер: 169, 2021, 194-202 с.

14. Вацагина Е.К. Сопряженная задача теплообмена при течении жидкостей в змеевиках с изменяющимся радиусом изгиба винтовой спирали / Вацагина Е.К., Багютдинова А.Г., Золотоносов Я.Д., Князева И.А. // Вестник Казанского технологического университета. –2015. – № 16. –С. 234-238.

15. A Correction Factor-Based General Thermal Resistance Formula for Heat Exchanger Design and Performance Analysis / Ju. Hao, Q. Chen, X. Li, T. Zhao // Journal of Thermal Science. – 2021. – Vol. 30, No. 3. – P. 892-901. – DOI 10.1007/s11630-021-1369-8. – EDN NRFZNO.

Авторы публикации

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

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

References

1. Production of industrial equipment from TRAKON trademark [Electronic resource] // Heat exchange equipment: URL: <https://www.tracon.ru/katalog-oborudovaniya/teploobmennoe-oborudovanie> (date of circulation 13.11.2024).

2. 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.

3. Handbook of heat exchangers: In 2 vols. T. 2 / C 74 Trans. from English. edited by O. G. Martynenko et al. — M.: Energoatomizdat, 1987.— 352 p.: ill.

4. Popov, I. A. Physical foundations and industrial application of heat transfer intensification: [monograph] / I. A. Popov, H. M. Makhyanov, V. M. Gureev; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Kazan State Technical University named after A. N. Tupolev, LLC "Upr. company "CARE-Holding"; under the general editorship of Yu. F. Gortyshov. — Kazan: Center for Innovative Technologies, 2009. — 559 p.: ill., table., color. ill. : 21 cm — (Intensification of heat transfer); ISBN 978-5-93962-383-4.

5. Gilfanov K.H., Shakirov R.A. Gainullin R.N., Konnov F.V. Method of heat transfer intensification based on intelligent control of the operating characteristics of heat exchange equipment // Bulletin of the Kazan State Energy University. 2022. Vol. 14. No.4 (56). pp. 91-102.

6. Muravyov A.V., Kozhukhov N.N., Prutskikh D.A., Ilyin V.K. Investigation of thermohydraulic characteristics of a curved channel with annular turbulators // Bulletin of the Kazan State Energy University. 2024. Vol. 16. No. 1 (61). pp. 102-116.

7. Patent No. 62694 for the floor. mod. RF. Heat exchange element / Zolotonosov A.Ya., No. 2006143517/22, 2006.12.07; publ. 07.12.2006, Bul. No. 5.

8. Zolotonosov, Ya. D. Tubular heat exchangers. Modeling, calculation: monograph / Ya. D. Zolotonosov, A. G. Bagoutdinova, A. Ya. Zolotonosov. — St. Petersburg: Lan, 2022. — 272 p. — ISBN 978-5-8114-3411-4.

9. M. A. Radwan, M. R. Salem, H. A. Refaey and M. A. Moawed.: Experimental study on convective heat transfer and pressure drop of water flow inside conically coiled tube-in-tube heat exchanger. Engineering Research Journal (ERJ). 2019, vol. 1, №39, pp. 86-93.

10. 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).

11. 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.

12. Bagoutdinova A. G., Vachagina E. K., Zolotonosov Ya. D. Mathematical modeling of heat transfer surfaces of spring-twisted channels // Izvestiya KazGASU. 2017. №3 (41).].

13. I. Krutova and Ya. Zolotonosov Geometric modeling of coil heat exchanger based on spring-twisted channel, publisher: Springer Science and Business Media Deutschland Gm, Bern, Abroad, number: 169, 2021, 194-202 p.

14. Vachagina E.K. The conjugate problem of heat transfer during the flow of liquids in coils with a varying bending radius of a helical spiral / Vachagina E.K., Bagoutdinova A.G., Zolotonosov Ya.D., Knyazeva I.A. // Bulletin of the Kazan Technological University. -2015. – No. 16. –pp. 234-238.

15. A Correction Factor-Based General Thermal Resistance Formula for Heat Exchanger Design and Performance Analysis / Ju. Hao, Q. Chen, X. Li, T. Zhao // Journal of Thermal Science. – 2021. – Vol. 30, No. 3. – P. 892-901. – DOI 10.1007/s11630-021-1369-8. – EDN NRFZNO.

Authors of the publication

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

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

Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено **14.11.2024 г.**

Отредактировано **22.11.2024 г.**

Принято **29.11.2024 г.**