



УДК 532.5:621.694

**Багоутдинова А.Г.** – кандидат технических наук, доцент

E-mail: [bagoutdinova@rambler.ru](mailto:bagoutdinova@rambler.ru)

**Золотонос Я.Д.** – доктор технических наук, профессор

E-mail: [zolotonosov@mail.ru](mailto:zolotonosov@mail.ru)

**Мустакимова С.А.** – ведущий программист

E-mail: [mustakim@kgasu.ru](mailto:mustakim@kgasu.ru)

**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

### **Энергоэффективные теплообменные аппараты на базе теплообменных элементов в виде пружинно-витых каналов**

#### **Аннотация**

В работе рассматривается перспектива модернизации теплообменного оборудования на базе теплообменных элементов в виде пружинно-витых каналов. Приведен обзор различных конфигураций пружинно-витых каналов, отмечена возможность их использования при разработке и проектировании современной теплообменной аппаратуры, перечислены основные преимущества пружинно-витых каналов различных конфигураций перед гладкими и профилированными трубами.

Определен коэффициент теплопередачи через стенку прямого пружинно-витого канала.

**Ключевые слова:** теплообмен, турбулентность, пружинно-витой канал, коэффициент теплопередачи.

**Введение.** Энергоэффективность и энергосбережение входят в пять стратегических направлений приоритетного развития экономики России.

Среди них одной из важнейших является задача сокращения к 2020 году энергоемкости отечественной экономики на 40 %. Для ее реализации необходимо внедрение эффективных управленческих решений во все уровни производства, широкое применение нового, более эффективного и менее энергоемкого оборудования, а также модернизация существующих производств и оптимизация использования энергоресурсов.

Приоритетным направлением в этой связи является повышение энергоэффективности технологий путем снижения затрат на теплообменные процессы, так как на сегодняшний день теплообменная аппаратура составляет 50 % от всего технологического оборудования современных производств.

Анализ конструктивного оформления теплообменного оборудования показал, что в промышленной практике в большинстве случаев используются кожухотрубные теплообменники с гладкотрубными тепловыми элементами. Недостатком таких аппаратов считается ламинарный пограничный слой, возникающий у стенки и имеющий большое термическое сопротивление среды, что негативным образом сказывается на коэффициенте теплоотдачи [1], для его повышения необходимо турбулизовать поток. Однако увеличение скорости движения потока приводит к росту энергозатрат на прокачку энергоносителей.

Наиболее перспективным решением проблемы является интенсификация теплообмена на базе высокоэффективных теплообменных элементов. В связи с этим научный и практический интерес представляет использование в качестве теплообменных элементов пружинно-витых каналов, обеспечивающих незатухающую закрутку потока при течении теплоносителя в проходном сечении труб [2-6].

**I. Прямой пружинно-витой канал, образованный путем намотки проволоки эллиптического сечения.** Такой канал представляет собой эллиптическую пружину, витки которой жестко скреплены [2]. Процесс образования таких каналов может быть реализован путем плотной намотки проволоки эллиптического или круглого сечения на подложку, в виде круглого или эллиптического цилиндра (рис. 1).

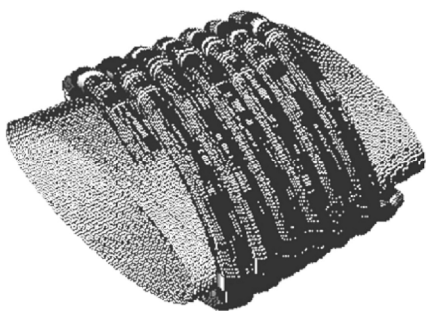


Рис. 1. Вариант намотки проволоки на подложку

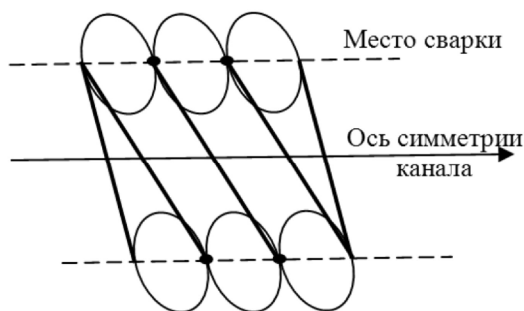


Рис. 2. Продольное сечение пружинно-витого канала

В местах прилегания витков наматываемой проволоки друг к другу производится их жесткое скрепление с помощью микроплазменной или лазерной сварки (рис. 2). При такой технологии исключается явление наклепа, имеющего место в трубах с накаткой.

После сварки подложка удаляется, в результате получается эллиптический или круглый пружинно-витой канал в виде тугий пружины из проволоки круглого или эллиптического сечения.

За счет эллиптической формы проточной части канала при движении жидкости происходит перераспределение радиальных давлений по осям эллипса, вследствие чего возникают поперечные циркуляционные токи, вызывающие дополнительное перемешивание среды в канале. Это способствует интенсификации процесса теплообмена и, в конечном счете, приводит к тепловой стабилизации на более коротком участке.

В процессе исследований таких каналов было замечено [2], что при движении жидкости в канале происходит затухание циркуляционных областей. В связи с этим для интенсификации теплообмена за счет поддержания пристенных циркуляционных зон (вторичных течений) на стабильно высоком уровне предложено [3] установить в проточной части теплообменного элемента 1 интенсификаторы 2, выполненные в виде спиральных пружинно-витых элементов, жестко закрепленных между витками тугий пружины (рис. 3).

Спиральные пружинно-витые интенсификаторы 2 выполнены из элементов прямоугольного сечения и выполняют, кроме того, роль внутреннего оребрения.

Концы такого теплообменного элемента снабжены патрубками 3 для последующей их развальцовки в трубных плитах кожухотрубных теплообменников. Пружинно-витые интенсификаторы 2 устанавливают путем ввинчивания их в зазоры между витками растянутого пружинно-витого теплообменного элемента 1 с последующим их жестким креплением между витками элемента 1.

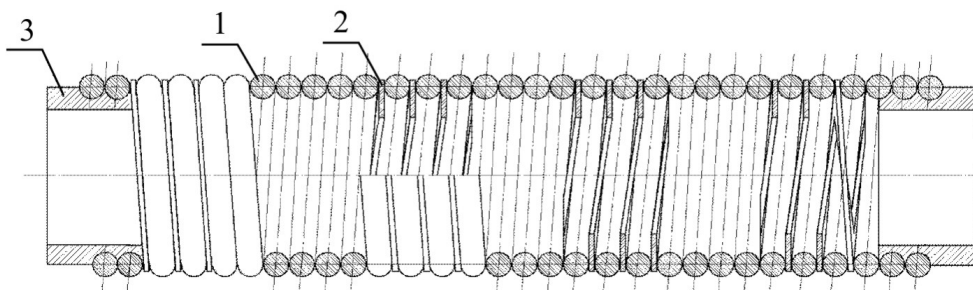


Рис. 3. Теплообменный элемент с пружинным интенсификатором

При движении рабочей среды в проточной части теплообменного элемента, с установленными в нем интенсификаторами, пристенным слоям жидкости в проточной части канала сообщается местная закрутка потока, в котором зарождаются вторичные течения (макротечения) с турбулентными флуктуациями в виде вихрей Тейлора-Гёртлера.

Первично закрученный поток, попадая в проточную часть пружинно-витого теплообменного элемента 1, вновь закручивается с образованием «катящихся» макровихрей Тейлора-Гёртлера.

Поскольку интенсивность первоначальной закрутки по длине пружинно-витого теплообменного элемента 1 может уменьшаться, в этой конструкции предусмотрено многократное повторение эффекта закрутки путем установки последующих интенсификаторов 2. Это способствует общему росту среднего значения коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки теплообменного элемента к жидкости.

В дальнейших разработках в целях увеличения эффективности теплообмена предложено установить в проточной части канала непрерывные спиральные интенсификаторы с отштампованными лепестками, отогнутыми по направлению закрутки потока [4].

На рис. 4 представлен теплообменный элемент с непрерывным спиральным интенсификатором, а на рис. 5 – фрагмент непрерывного спирального интенсификатора.



Рис. 4. Непрерывный спиральный интенсификатор

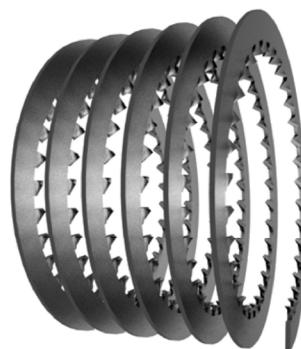


Рис. 5. Фрагмент непрерывного спирального интенсификатора

С целью дальнейшей интенсификации теплообмена в работе [5] предложено проточную часть пружинно-витой трубы выполнить в виде чередующихся, с заданным шагом, выступов 1 и лысок 2 (рис. 6).

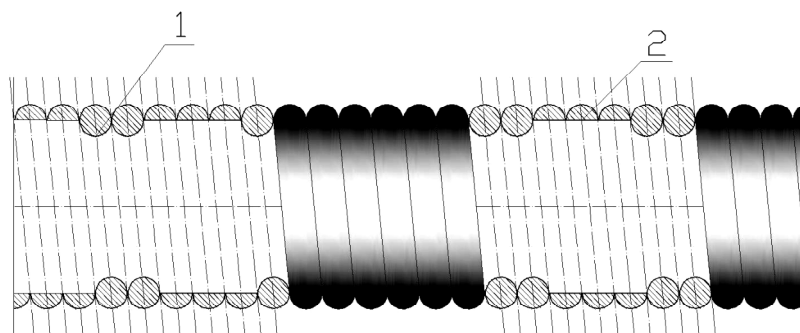


Рис. 6. Теплообменный элемент с выступами и лысками

После подачи рабочей среды в проточную часть теплообменного элемента за счет периодического расположения выступов 1, позволяющих формировать сложную трехмерную структуру потока, жидкость закручивается у стенки теплообменного элемента с образованием турбулентных вихрей, вызывающих периодическое обновление пограничного слоя у поверхности выступов. Зона лысок 2 позволяет формировать отрывные течения потока, а также зоны присоединения и развития пограничного слоя у стенки проточной части трубы теплообменного элемента.

Сочетание зон выступов и лысок с заданным шагом способствует быстрому выравниванию поля температур в проточной части трубы и обеспечивает высокую теплоэнергетическую эффективность.

**II. Пружинно-витой канал типа «конфузор-диффузор».** Известно, что конструкции каналов типа «конфузор-диффузор» с переменным по ходу теплоносителя сечением относятся к одним из эффективных и технологичных конструкций поверхностей теплообмена [7, 8]. Такие каналы выполняются в форме последовательно повторяющейся системы диффузорно-конфузорных элементов.

Интенсификация теплообмена в таких каналах обусловлена особенностями гидродинамики потока под действием знакопеременного градиента давления. Турбулентные вихреобразования, генерируемые в диффузорных элементах и отрывной зоной кромки стыка с конфузором, уносятся потоком и полезно используются в конфузорных элементах. В конфузорных элементах используется также эффект увеличения скоростей пристенных слоев жидкости.

С целью повышения теплоэнергетической эффективности таких каналов с помощью увеличения поверхности теплообмена и создания закрутки внутреннего потока авторами [6] предлагается конструкция пружинно-витого канала с конфузорно-диффузорными элементами (рис. 7).

В этом случае проволока заданного профиля навивается на разъемную профильную оправку, состоящую из пары элементов, образующих модуль «конфузор-диффузор». В процессе навивки элементы свариваются лазерной сваркой, а оправка извлекается из его внутренней полости.

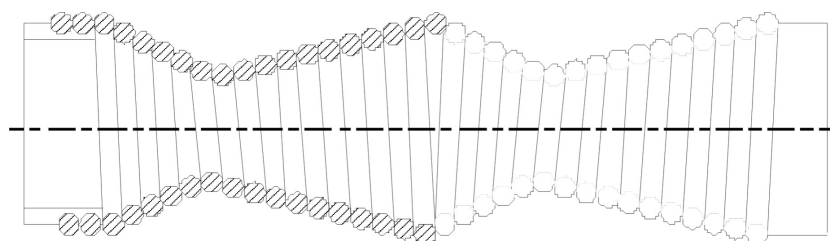


Рис. 7. Пружинно-витой канал типа «конфузор-диффузор»

**III. Змеевиковый теплообменник на базе пружинно-витых каналов.** Конструкция такого аппарата представляет собой теплообменник с коаксиально установленными трубами, свальцованными в змеевик [9]. Причем внутренняя труба выполнена в виде пружинно-витого канала круглого или эллиптического сечения, а внешняя – из гладкой цилиндрической трубы (рис. 8).

Монтаж внешней трубы осуществляется поэтапно из двух равных половин, раскроенных по образующей змеевика, с разделкой кромок с последующей автоматической сваркой по месту стыка. В некоторых случаях, например, при закрутке змеевиков по классической винтовой линии, монтаж может быть реализован путем ввинчивания змеевиков друг в друга.



Рис. 8. Змеевиковый пружинно-витой канал

Для подачи и вывода теплоагентов во внешнюю и внутреннюю трубы змеевика предусмотрены штуцера с фланцами.

Змеевиковый теплообменник работает следующим образом: во внутреннюю трубу подается вода, а в межтрубное пространство в противоток – насыщенный пар. При таком конструктивном решении жидкость движется по сложной траектории. Во-первых, по виткам проточной части внутреннего змеевика, где реализуется закрученное течение жидкости по внутренним впадинам пружинно-витого канала, и, во-вторых, по винтовой линии, определяемой витками самого змеевикового теплообменного элемента.

Пар, подаваемый в межтрубное пространство, из-за внешнего винтового оребрения внутреннего змеевика также совершает закрученное течение, характеризующееся сложной трехмерной вихревой структурой потока, благоприятно влияющее на теплообменные процессы, протекающие в межтрубном пространстве.

В связи с этим змеевиковые теплообменники на базе пружинно-витых каналов обеспечивают высокие коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней стенках змеевиковых элементов, что позволяет существенно увеличить коэффициенты теплопередачи и тем самым снизить габаритные размеры аппарата в сравнении с известными теплообменными устройствами этого класса.

**IV. Кожухотрубчатый теплообменник на базе пружинно-витых каналов.** На базе рассмотренных выше теплообменных элементов появляется возможность для реконструкции и модернизации существующего парка теплообменного оборудования, создания компактных теплообменных аппаратов с меньшей металлоемкостью и повышенными значениями коэффициентов теплопередач.

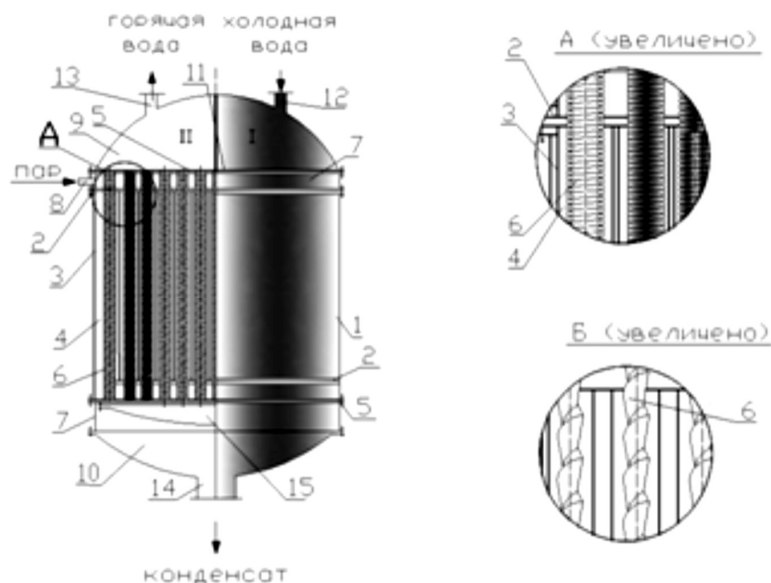


Рис. 9. Кожухотрубчатый теплообменник

На рис. 9 показан кожухотрубный теплообменник, содержащий корпус 1 и трубные решетки 2, в которых закреплен трубный пучок 3, выполненный из теплообменных элементов типа «труба в трубе» 4. Внешние трубы теплообменных элементов пучка закреплены в дополнительных трубных решетках 5, установленных в корпусе между трубными решетками внутренних трубок теплообменного элемента пучка. Внутренние трубки могут быть или пружинно-витыми или в форме витых труб «конфузор-диффузор» 6.

Благодаря этому в стесненном кольцевом межтрубном пространстве теплообменного элемента типа «труба в трубе» 4 реализуется эффект закручивания теплоагента на внешней стенке трубы 6, что вызывает срыв конденсатной пленки с поверхности трубок 6 и переход пленочной конденсации в «пленочно-капельную» или «капельную», вызывая рост коэффициентов теплоотдачи.

Данная конструкция может быть использована для нагрева высоковязких и аномально-вязких сред, так как быстрый разогрев среды позволяет обеспечить высокие циркуляционные токи в проточной части внутренних трубок б, вызывая рост коэффициентов теплоотдачи от внутренней стенки трубы в ядро потока.

Рост коэффициентов теплоотдачи в аппарате способствует общему увеличению коэффициента теплопередачи в теплообменнике, что положительно отразится на его габаритных размерах и гидравлических характеристиках.

**V. Основные преимущества пружинно-витых каналов различных конфигураций перед гладкими и профилированными трубами.** Рассмотренные выше пружинно-витые каналы качественно отличаются от известных аналогов профилированных труб, например, труб с накаткой, и имеют ряд существенных преимуществ [10]:

- наличие спиральных выступов на поверхностях теплообмена пружинно-витой трубы обеспечивает двустороннюю интенсификацию процессов теплопередачи и увеличивает площадь теплообменной поверхности, по сравнению с гладкой трубой, в среднем в 1,5-1,7 раза;

- технология изготовления канала путем навивки исключает явление наклепа, имеющего место в технологии накатки;

- металлоемкость конструкций снижается как минимум на 27 %;

- снижается скорость солеотложения и накипи на стенках канала, так как периодическое обновление пограничного слоя препятствует осаждению загрязнений внутри элементов.

В связи с развитием и использованием нанотехнологий в процессе производства появляется возможность изготовления таких труб из широкого класса цветных металлов (алюминий, латунь, медь).

Следует отметить, что рассматриваемые конфигурации пружинно-витых каналов могут применяться в теплообменных аппаратах как гравитационного, так и ротационного типов.

**VI. Определение площади сечения элементов стенки.** Поверхность пружинно-витого канала, образованного путем намотки проволоки эллиптического сечения на круговой цилиндр радиуса  $r_0$ , описывается параметрическими уравнениями [11]:

$$\mathbf{r}(t, j) = \begin{pmatrix} (r_0 - c \cos j) \cos t + \frac{db \sin j \sin t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \\ (r_0 - c \cos j) \sin t - \frac{db \sin j \cos t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \\ bt + \frac{r_0 d \sin j}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \end{pmatrix}, \quad 0 \leq \varphi \leq 2\pi, \quad 0 \leq t \leq 2\pi n. \quad (1)$$

Здесь  $n$  – число витков канала,  $c$ ,  $d$  – полуоси эллипса,  $b = d/\pi$  – параметр, характеризующий плотное прилегание витков проволоки.

Запишем уравнение поверхности в сечении, отвечающем текущему радиусу  $r$  (рис. 10). Имеем  $x^2(t, j) + y^2(t, j) = r^2$ . Отсюда  $(r_0 - c \cos j)^2 + \frac{d^2 b^2 \sin^2 j}{r_0^2 + b^2} = r^2$ . Раскрывая скобки и выражая  $\sin j$  через  $\cos j$ , получим квадратное уравнение относительно  $\cos j$ :

$$(c^2 - d^2 b^2) \cos^2 j - 2r_0 c (r_0^2 + b^2) \cos j + d^2 b^2 + (r_0^2 - r^2)(r_0^2 + b^2) = 0. \quad (2)$$

При  $r \in [r_0; r_0 + 2c]$  полученное квадратное уравнение имеет решение.

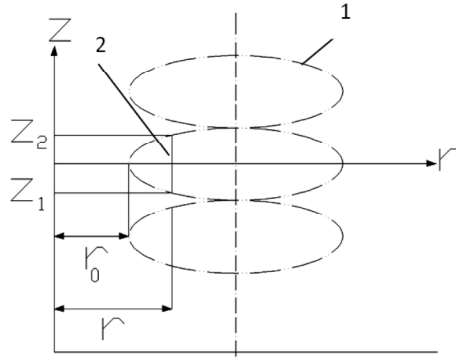


Рис. 10. Фрагмент стенки пружинно-витого канала:  
1 – элементы стенки пружинно-витого канала;  
2 – сечение элемента стенки в радиальном направлении

Пусть  $j_1(r)$  и  $j_2(r)$  – решение уравнения (2), принадлежащее промежутку  $[0; 2p]$ .

Тогда при фиксированном параметре  $t$  имеем:

$$z_1 = bt + \frac{r_0 d \sin j_1(r)}{\sqrt{r_0^2 + b^2}}, \quad z_2 = bt + \frac{r_0 d \sin j_2(r)}{\sqrt{r_0^2 + b^2}}.$$

$$\Delta z = z_2 - z_1 = \frac{r_0 d (\sin j_2(r) - \sin j_1(r))}{\sqrt{r_0^2 + b^2}}.$$

Длина винтовой линии, расположенной на круговом цилиндре радиуса  $r$ , равна  $2pn\sqrt{r^2 + b^2}$ .

Тогда площадь сечения элементов стенки в радиальном направлении вычисляется по формуле:

$$S = 2pn\sqrt{r^2 + b^2} \cdot \Delta z = 2pnr_0 d \sqrt{\frac{r^2 + b^2}{r_0^2 + b^2}} |\sin j_2(r) - \sin j_1(r)|.$$

**VII. Вычисление площади теплообмена пружинно-витого канала.** Площади  $S_1$  и  $S_2$  внутренней поверхности  $G_1$  и внешней  $G_2$  пружинно-витого канала вычисляются с использованием поверхностного интеграла первого рода [12]:

$$S_k = \iint_{G_k} dG_k = \iint_{D_k(t,j)} \left| \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t} \times \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial j} \right| dt dj, \quad k=1,2,$$

где  $\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t} \times \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial j}$  есть векторное произведение, а  $D_1(t,j) = \{0 \leq t \leq 2pn, -p/2 \leq j \leq p/2\}$ ,

$D_2(t,j) = \{0 \leq t \leq 2pn, p/2 \leq j \leq 3p/2\}$  определяют области изменения координат  $(t, j)$ .

Частные производные  $\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t}$  и  $\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial j}$  вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t} &= \frac{\partial x}{\partial t}(t,j) \mathbf{i} + \frac{\partial y}{\partial t}(t,j) \mathbf{j} + \frac{\partial z}{\partial t}(t,j) \mathbf{k} = \\ &= \left( (c \cos j - r_0) \sin t + \frac{db \sin j \cos t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \right) \mathbf{i} + \left( (r_0 - c \cos j) \cos t + \frac{db \sin j \sin t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \right) \mathbf{j} + b \mathbf{k}; \\ \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial j} &= \frac{\partial x}{\partial j}(t,j) \mathbf{i} + \frac{\partial y}{\partial j}(t,j) \mathbf{j} + \frac{\partial z}{\partial j}(t,j) \mathbf{k} = \\ &= \left( c \sin j \cos t + \frac{db \cos j \sin t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \right) \mathbf{i} + \left( c \sin j \sin t - \frac{db \cos j \cos t}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \right) \mathbf{j} + \frac{r_0 d \cos j}{\sqrt{r_0^2 + b^2}} \mathbf{k}. \end{aligned}$$

**VIII. Определение коэффициентов теплопередачи через стенку пружинно-витых каналов.** Рассмотрим установившийся теплообменный процесс в однородном прямом пружинно-витом канале с постоянным коэффициентом теплопроводности  $l$ .

Пусть по одну сторону стенки (внутри) канала находится жидкость с температурой  $t_{жс}$ , по другую пар с температурой  $t_{нап}$ . Обозначим  $t_{см1}$ ,  $t_{см2}$  – температуру поверхности стенки внутри и снаружи.

Количество тепла, передаваемого за время  $t$  от стенки к жидкости по закону теплоотдачи [10], равно:

$$Q = a_{жс} S_1 (t_{см1} - t_{жс}) t.$$

Количество тепла, передаваемого за время  $t$  от пара к стенке:

$$Q = a_{нап} S_2 (t_{нап} - t_{см2}) t.$$

Количество тепла, проходящего через стенку, определим из первого закона Фурье:

$$Q = -l S t \cdot grad(t),$$

где  $grad(t)$  – градиент температурного поля,  $S$  – площадь сечения элементов стенки в радиальном направлении,  $a_{нап}$  – коэффициент теплоотдачи пара,  $a_{жс}$  – коэффициент теплоотдачи жидкости,  $S_1$ ,  $S_2$  – площади внутренней и внешней стенок канала.

Полагаем, что температура в элементах стенки распространяется в радиальном направлении по слоям.

Тогда градиент температуры:  $grad(t) = \frac{dt}{dr}$ ,  $S = S(r)$  и закон Фурье запишется в виде:

$$Q = -l S(r) t \cdot \frac{dt}{dr}.$$

Разделяя переменные и интегрируя по области изменения переменных  $r$  и  $t$ , получим:

$$Q \int_{r_0}^{r_0+2c} \frac{dr}{S(r)} = -l t \int_{t_{см1}}^{t_{см2}} dt.$$

$$\text{Отсюда } Q = -\frac{l t}{A} (t_{см2} - t_{см1}), \text{ где } A = \int_{r_0}^{r_0+2c} \frac{dr}{S(r)}.$$

Запишем частные температурные напоры из формул для количества тепла:

$$t_{см1} - t_{жс} = \frac{Q}{a_{жс} t S_1}; \quad t_{нап} - t_{см2} = \frac{Q}{a_{нап} t S_2}; \quad t_{см2} - t_{см1} = -\frac{QA}{l t}.$$

Найдем общий температурный напор сложением частных напоров и выразим из него количество тепла:

$$Q = \frac{t(t_{нап} - t_{жс})}{\left( \frac{1}{a_{жс} S_1} + \frac{1}{a_{нап} S_2} - \frac{A}{l} \right)} \quad (3)$$

Запишем равенство (3) в виде:

$$Q = K t (t_{нап} - t_{жс}),$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи пружинно-витого канала, для которого справедливо равенство:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_{жс} S_1} + \frac{1}{a_{нап} S_2} - \frac{A}{l}.$$

**Заключение.** Рассмотрены конструкции теплообменных аппаратов с теплообменными элементами в виде пружинно-витых каналов. Предложены методы инженерного расчета отдельных конструкций аппаратов, включающих определение количества передаваемого тепла, коэффициентов теплопередачи и площади поверхности теплообменных аппаратов.



## Список литературы

1. Золотоносоев А.Я., Золотоносоев Я.Д., Горская Т.Ю. Совершенствование теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью теплообмена «конфузор-диффузор» // Известия КГАСУ, 2012, № 2 (20). – С. 112-124.
2. Патент № 91419 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Антонов С.Ю., Золотоносоев А.Я., Антонова А.В., Золотоносоев Я.Д. № 2009136142; заявл. 29.09.09; опубл. 10.02.10, Бюл. № 4.
3. Патент № 109282 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Золотоносоев Я.Д., Осыка И.И., Никулин В.А., Фомин Н.А. №2011117714/06; заявл. 01.04.11.; опубл. 10.10.2011. Бюл. № 28.
4. Патент № 113823 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Золотоносоев Я.Д., Мустакимова С.А., Осыка И.И., Никулин В.А. № 2011127714/06; заявл. 06.07.11.; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 6.
5. Патент № 119451 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Золотоносоев Я.Д., Мустакимова С.А., Багоутдинова А.Г. № 2012107373/06; заявл. 28.02.12.; опубл.20.08.2012, Бюл. № 23.
6. Патент № 64750 на пол. мод. РФ. Теплообменный элемент / Золотоносоев А.Я., Золотоносоев Я.Д. № 2007107173; заявл. 26.02.07; опубл. 10.07.07, Бюл. № 19.
7. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – С. 262.
8. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. – Казань: КГТУ, 1999. – С. 176.
9. Заявка на изобретение РФ. Змеевиковый теплообменник / Антонов С.Ю., Золотоносоев Я.Д., Антонова А.В., Золотоносоев А.Я., Дубров В.Д. №2010111728; заявл. 26.03.10; опубл. 10.10.11, Бюл. № 29.
10. Антонов С.Ю., Антонова А.В., Золотоносоев Я.Д. Определение коэффициентов теплопередачи через стенку эллиптических гладких и пружинно-витых каналов теплообменных аппаратов. // Известия КазГАСУ, 2009, № 1 (11). – С.158-164.
11. Багоутдинова А.Г., Золотоносоев Я.Д., Мустакимова С.А. Моделирование турбулентного течения в прямых пружинно-витых каналах // Известия КГАСУ, 2012, № 1 (19) . – С. 81-88.
12. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Изд-во «Наука», 1973. – 832 с.
13. Сулов В.А., Теплообмен: учебное пособие. 3-е изд-е, перераб. и доп. – СПб.: ГОУ ВПО СПбГТУРБ, 2008. – 120 с.

**Bagoutdinova A.G.** – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: [bagoutdinova@rambler.ru](mailto:bagoutdinova@rambler.ru)

**Zolotonosov Ya.D.** – doctor of technical sciences, professor

E-mail: [zolotonosov@mail.ru](mailto:zolotonosov@mail.ru)

**Mustakimova S.A.** – the leading programmer

E-mail: [mustakim@kgasu.ru](mailto:mustakim@kgasu.ru)

**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

**Energy-efficient heat-exchange devices based on heat-exchange elements  
in the form of a spring-twisted channels**

**Resume**

The article considers the prospect of modernization of the heat-exchange equipment on the basis of heat-exchange elements in the form of a spring-twisted pipes. The surface of such pipes represent channels, executed in the form of a tight spring, the turns of which rigidly

fastened together. An overview of the various configurations of the spring-twisted channels, the possibility of their use in the development and design of modern heat-exchange equipment, lists the main advantages of spring-developed channels of different configurations before smooth and profiled pipes. It was noted that the configuration spring-twisted channels can be used in heat exchangers of how gravity, so the rotation of the types.

Proposed methods of engineering calculation of separate constructions of heat-exchange elements, including determination of the amount of heat transfer, heat transfer coefficient and the surface area of the heat-exchange apparatus.

**Keywords:** heat transfer, turbulence, spring-twisted channel, the coefficient of heat transfer.

### References

1. Zolotonosov A.Ya., Zolotonosov J.D., Gorskaya T.Yu. Improvement of heat exchange devices of the type «pipe in pipe» with rotating heat-exchange surface «confusor-diffusor» and ribbed flowing part // *Izvestiya KGASU*, 2012, № 2 (20). – P. 112-124.
2. Antonov S.Yu., Zolotonosov A.Ya., Antonova A.V., Zolotonosov Ya.D. Heat exchanging element: Patent № 91419 on the floor. fashion. Growing up. The Federation. no 2009136142; Appl. 29.09.09; publ. 10.02.10, Byull. № 4.
3. Zolotonosov J.D., Osyka I.I., Nikulin V.A., Fomin N.A.. Heat exchanging element: Patent 109282 on the floor. fashion. Growing up. The Federation. № 2011117714/06; Appl. 01.04.11.; publ.10.10.2011. Byull. № 28.
4. Zolotonosov J.D., Mustakimova S.A., Osyka I.I., Nikutin V.A. Heat exchanging element: Patent 113823 on the floor. fashion. Growing up. The Federation. № 2011127714/06; Appl. 06.07.11.; publ. 27.02.2012, Byull. № 6.
5. Zolotonosov Ya.D., Mustakimova S.A., Bagoutdinova A.G. Heat exchanging element: Patent № 119451 on the floor. fashion. Growing up. The Federation. no 2012107373/06; Appl. 28.02.12.; publ. 20.08.2012, Byull. № 23.
6. Zolotonosov A.Ya., Zolotonosov J.D.. Heat exchanging element: Patent 64750 on the floor. fashion. Growing up. The Federation. № 2007107173; Appl. 26.02.07; publ. 10.07.07, Byull. № 19.
7. Twinkle V.K. Modeling of the heat-exchange of energy equipment. – L.: Energoatomizdat, 1987. – 262 p.
8. Gortichov, Olimpiev V.V. Heat exchange devices with improved heat transfer. – Kazan: Kazan state technical University, 1999. – 176 p.
9. Antonov S.Yu., Zolotonosov J.D., Antonova A.V., Zolotonosov A.Ya., Dubrov E. Змеевиковый heat exchanger: the Application for the invention. Growing up. The Federation. no 2010111728; Appl. 26.03.10; publ. 10.10.11, Byull. № 29.
10. Antonov S.Yu., Antonova A.V., Zolotonosov J.D. Determination of the coefficients of heat transfer through the wall of the elliptic smooth and spring-developed channels of heat exchangers. // *Izv. KSUAE*, 2009, № 1 (11). – P. 158-164.
11. Bagoutdinova A.G, Zolotonosov J.D., Mustakimova S.A Simulation of a turbulent flow in a direct spring-twisted channels Modelling of turbulent flow in straight line spring-twisted channels// *News of the KSUAE*. № 1 (19). – Kazan, 2012. – P. 81-88.
12. Korn G., Korn T. Handbook on mathematics for scientists and engineers. – M.: Izd-vo Nauka, 1973. – 832 p.
13. Suslov V.A., Heat-mass-exchange: a training manual. 3-e Izd-e, pererab. I DOP. – St. Petersburg: GOU VPO СПбГТУРБ, 2008. – 120 p.