

УДК 532.5:621.694

Золотоносов А.Я. – аспирант

E-mail: zolotonosov@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ СТенок КРИВОЛИНЕЙНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ТРУБАХ «КОНФУЗОР-ДИФФУЗОР»

АННОТАЦИЯ

Работа посвящена описанию современных тенденций в проектировании теплообменных элементов с использованием каналов типа «конфузор-диффузор» для энерго-и ресурсосберегающих теплообменных аппаратов, показана перспективность использования элементов типа «конфузор-диффузор» с криволинейной поверхностью теплообмена, предложен алгоритм построения стенок каналов, очерченных дугой окружности.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: гидродинамика, сопряженный теплообмен, поле температур.

Zolotonosov A.Ya. – post-graduate student

E-mail: zolotonosov@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

A CONSTRUCTION PROFIL OF WALLS OF CURVILINEAR HEAT-EXCHANGE ELEMENTS OF PIPES IS «CONFUSOR–DIFFUSOR»

ABSTRACT

This paper describes current trends in the design of heat exchanger elements with the use of lines like «Confusor–Diffusor» for energy-and resource-saving heat exchangers shown promising use of elements of type «Confusor–Diffusor» with a curved heat exchange surface, an algorithm for constructing the walls of the channels outlined circle arc.

KEYWORDS: hydrodynamics, interfaced heat exchange, a field of temperatures.

Интенсификация конвективного теплообмена – наиболее бурно развивающееся в настоящее время направление теплотехнических исследований. Актуальность этих разработок очевидна: общепризнано и доказано на практике, что внедрение методов интенсификации теплообмена позволяет значительно уменьшить габаритные размеры и массу теплообменных аппаратов. А их доля в промышленной теплоэнергетике составляет до 70 % объема технологического оборудования [1].

Анализ их конструктивного оформления показал, что в промышленной практике в большинстве случаев используются теплообменные аппараты с гладкотрубными теплообменными элементами, имеющими высокий уровень морального и физического износа (до 80 %), вследствие длительного срока их эксплуатации (более 40...50 лет).

Эта проблема наблюдается в целом ряде важных отраслей промышленности, в том числе: пищевой, медицинской, химической и нефтехимической, в жилищно-коммунальной сфере, в тепловых сетях и источниках энергоснабжения, среди которых ТЭЦ, ТЭС, ГРЭС и крупные районные котельные [2].

В связи с этим внедрение в промышленность высокоэффективных теплообменных элементов типа «конфузор-диффузор» с криволинейной поверхностью теплообмена и оребренной проточной частью в энерго- и ресурсосберегающем теплообменном оборудовании, а также модернизация на их базе существующего парка теплообменного оборудования с длительными сроками эксплуатации является в настоящее время важной народно-хозяйственной задачей.

Впервые исследования каналов конфузорно-диффузорного типа проводились в 20-х годах прошлого столетия Кохом и Нуннером для труб с прямоугольной формой сечения, которые применялись в регенеративных котельных вращающихся воздухоподогревателях при ламинарном течении газового потока [3].

В 60-е годы В.К. Мигаем были проведены широкие экспериментальные исследования турбулентных течений вязкой жидкости в конфузорно-диффузорных каналах, выполненных в виде чередующихся усеченных прямых конусов с углом конусности диффузора $\alpha_{\text{д}} \leq 9^{\circ}$, конфузора $\alpha_{\text{к}} \leq 7,5^{\circ}$ (размеры диффузорных участков вдвое меньше размеров конфузورных элементов), и даны глубокие теоретические обоснования целесообразности использования таких каналов в гравитационных теплообменных аппаратах. Там же было показано, что наибольшие коэффициенты теплоотдачи для каналов типа «конфузор-диффузор» наблюдаются в турбулентной области течения, когда критерии $Re = 8 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$, а увеличение теплосъема в 1,55 раза вызывает рост гидросопротивления в 2...3 раза, по сравнению с гладкой трубой [3].

Последующие работы, начатые в 2002 году [4], посвящены исследованию процессов гидродинамики и теплообмена при ламинарных течениях сред во вращающихся трубах конфузорно-диффузорного типа, выполненных в виде усеченных осесимметричных прямых конусов с углом конусности диффузора $\alpha_{\text{д}} = 9^{\circ}$ и конфузора $\alpha_{\text{к}} = 5^{\circ}33'$.

Цель таких исследований – расширить современные представления о гидродинамических и теплообменных процессах во вращающихся каналах сложной конфигурации при ламинарных режимах течения и предложить новые направления в конструировании компактных высокоэффективных теплообменных аппаратов с вращающейся теплообменной поверхностью, обладающих большой единичной тепловой мощностью, высокими параметрами энергосбережения и низкой металлоемкостью.

В ходе таких исследований было показано, что при течении вязкой жидкости в проточной части центробежных аппаратов с вращающимся каналом конфузорно-диффузорного типа, когда в качестве одного из теплоносителей используется насыщенный водяной пар, имеет место непрерывный сброс пленки конденсата с поверхности вращающегося канала, что способствует уменьшению термического сопротивления внешней теплоотдачи в 3...10 раз. Экспериментальные исследования таких аппаратов показали также, что тепловая эффективность вращающихся конфузорно-диффузорных труб может возрасти в 1,9, а теплогидродинамическая – в 1,17 раза по отношению к вращающимся гладким трубам. Кроме того, было установлено, что критерий Нуссельта возрастает в 2,5 раза, но одновременно в 3 раза растет и коэффициент гидравлического сопротивления, по сравнению с неподвижной трубой, при этом с водной стороны, среднее значение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\text{в}} = 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, а со стороны пара, вследствие срыва конденсатной пленки с поверхности вращающегося канала и перехода с пленочного режима конденсации в «пленочно-капельный» и «капельный» режим конденсации – $\bar{\alpha}_{\text{п}} = 21000 \dots 25000 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ [5].

В этой связи авторами для снижения гидравлического сопротивления проточной части канала предлагается стенки конфузорно-диффузорных элементов спрофилировать по дуге окружности [6-8], что одновременно позволит увеличить теплообменную поверхность канала. Согласно предварительным инженерным расчетам, гидравлическое сопротивление может уменьшиться примерно в 1,2...1,5 раза, а поверхность теплообмена увеличится в среднем на 15...20 %.

Для дальнейшей интенсификации процесса теплопередачи со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи во внутренней полости трубы устанавливаются ребра по форме «гребешок» [9], при этом внутренняя поверхность теплообмена, по нашим расчетам, вырастет в среднем на 40...45 %. Это позволит увеличить общую теплообменную поверхность в среднем на 50...60 % и соответственно сократить длину проточной части канала.

В настоящее время интенсификация теплообмена, по мнению ряда специалистов, является актуальной и перспективной проблемой только для теплоносителей с высокими значениями чисел Рейнольдса. При этом считается, что для рабочих тел с большими значениями чисел Прандтля с ростом интенсивности теплообмена существенно растут и затраты мощности. Однако экспериментальные исследования показывают, что для ламинарных режимов течения в большинстве случаев наблюдается обратный эффект – значительное увеличение интенсивности теплообмена при небольшом возрастании затрат мощности.

Кроме того, в области ламинарного режима течения возникает благоприятная ситуация, когда применение того или иного метода интенсификации (например, массовых центробежных сил) становится энергетически выгодным.

Несмотря на это, в научной литературе практически отсутствуют данные опытных и теоретических исследований ламинарных режимов течения капельных жидкостей в полях массовых центробежных сил. И это притом, что ламинарный режим, согласно последним исследованиям, является более «адаптированным» к центробежному полю. При турбулентном же течении в результате консервативного влияния массовых центробежных сил на поток, уменьшающих радиальную составляющую пульсационной скорости, наблюдается эффект снижения процессов теплообмена.

В связи с этим последующие исследования, связанные с решением задачи сопряженного теплообмена в условиях ламинарного течения, являются актуальными и направлены на разработку надежных методов инженерного расчета современных теплообменных аппаратов, усовершенствование проточной части вращающихся каналов конфузурно-диффузорного типа, снижение их гидравлического сопротивления и дальнейшего роста в них коэффициентов теплоотдачи.

Ранее были исследованы гидродинамика и теплообмен во вращающейся трубе типа «конфузор-диффузор» с прямыми стенками [5].

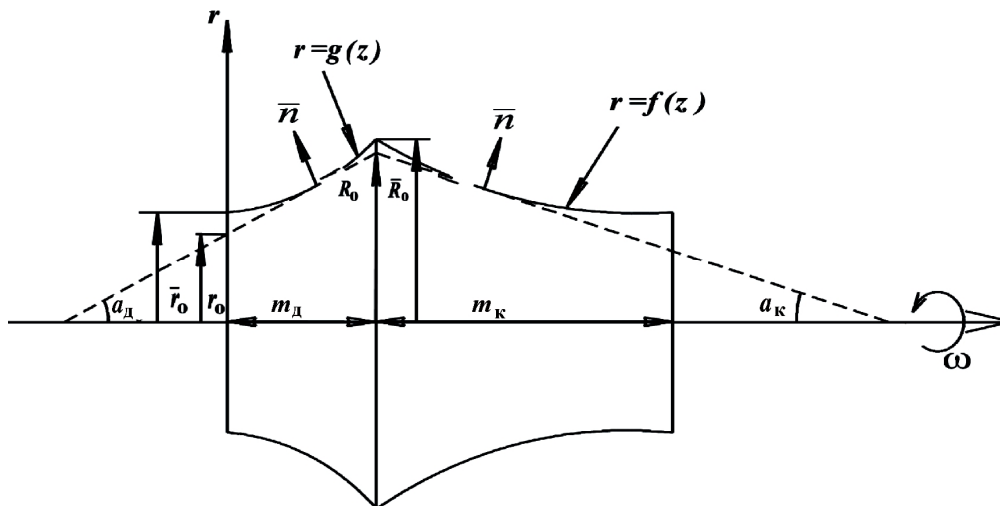


Рис. 1. Фрагмент криволинейного элемента типа «конфузор-диффузор»

Целью дальнейшего увеличения поверхности теплообмена нами предлагается выполнить контуры конфузурно-диффузорных элементов вращающейся трубы в виде криволинейных каналов, очерченных функциями: показательной или дугой окружности, касательная к которым есть уравнение прямой, совпадающая с прямыми стенками элементов типа «конфузор-диффузор» [4] (рис. 1).

Для показательных функций кривая контура диффузорного элемента в общем виде запишется в виде уравнения:

$$g(z) = A \cdot a^{Bz}, \tag{1}$$

где a – основание показательной функции ($a > 1$), A и B – постоянные коэффициенты.

Уравнение касательной к графику функции (1), проходящей через точку $(m_{\partial} / 2), g(m_{\partial} / 2)$, имеет вид:

$$r(z) - g(m_{\partial} / 2) = g'(m_{\partial} / 2)(z - m_{\partial} / 2), \tag{2}$$

где

$$g'(m_{\partial} / 2) = \text{tg} \alpha_{\partial}, \tag{3}$$

m_{∂} – длина диффузора, a_{∂} – угол раскрытия диффузора ($a_{\partial}=11^{\circ}$).

Уравнение касательной (2) должно совпадать с уравнением прямой:

$$r(z) = r_0 + tg a_{\partial} \cdot z,$$

где r_0 – входной радиус диффузора с прямыми стенками.

Откуда получим:

$$g(m_{\partial} / 2) = r_0 + (m_{\partial} / 2)tg a_{\partial}. \tag{4}$$

С учетом условий (3), (4) имеем:

$$A = \frac{tg a_{\partial}}{B \frac{m_{\partial}}{2} \cdot \ln a}, \tag{5}$$

где

$$B = \frac{2tg a_{\partial}}{\ln a \cdot (2r_0 + m_{\partial}tg a_{\partial})}. \tag{6}$$

Уравнение контура конфузорного элемента имеет вид:

$$f(z) = A \cdot a \left(\frac{m_{\partial}}{m_K} z - m_{\partial} \right),$$

где m_K – длина конфузора, а постоянные A и B определяются из условий (5), (6).

Для дуги окружности:

кривая контура диффузорного элемента описывается уравнением:

$$g(z) = b - \sqrt{R^2 - (z-a)^2}, \tag{7}$$

где (a, b) – координаты центра окружности, R – радиус окружности.

Координаты центра и радиус окружности находим с учетом соотношений (3), (4) и условия, что дуга окружности (7) проходит через точку $\bar{r}_0(z,r)$, определяемую из условия ламинарного режима течения на входе.

Кривая контура конфузорного элемента описывается тем же уравнением (7), что и для диффузора, и имеет вид:

$$f(z) = b - \sqrt{R^2 - (z-a)^2}.$$

Координаты центра и радиус окружности будем находить из условий:

$$g(0) = f(m_K),$$

$$g(m_{\partial}) = f(0),$$

$$f(m_K / 2) = R_0 - (m_K / 2)tg a_K,$$

где a_K – угол конусности конфузора ($a_K = 5^{\circ}33'$), R_0 – входной радиус конфузора с прямыми стенками.

Анализ показал, что стенки каналов, очерченные показательной функцией, позволяют увеличить поверхность теплообмена на 1 %, полиномами второго и третьего порядков соответственно на 4 и 9,6 %, а по дуге окружности в среднем на 15...20 % [4].

Построим криволинейные стенки конфузорно-диффузорных элементов, очерченные по дуге окружности, и определим геометрические координаты центра дуги окружности и ее радиус. На рис. 2 представлен геометрический профиль стенки диффузора.

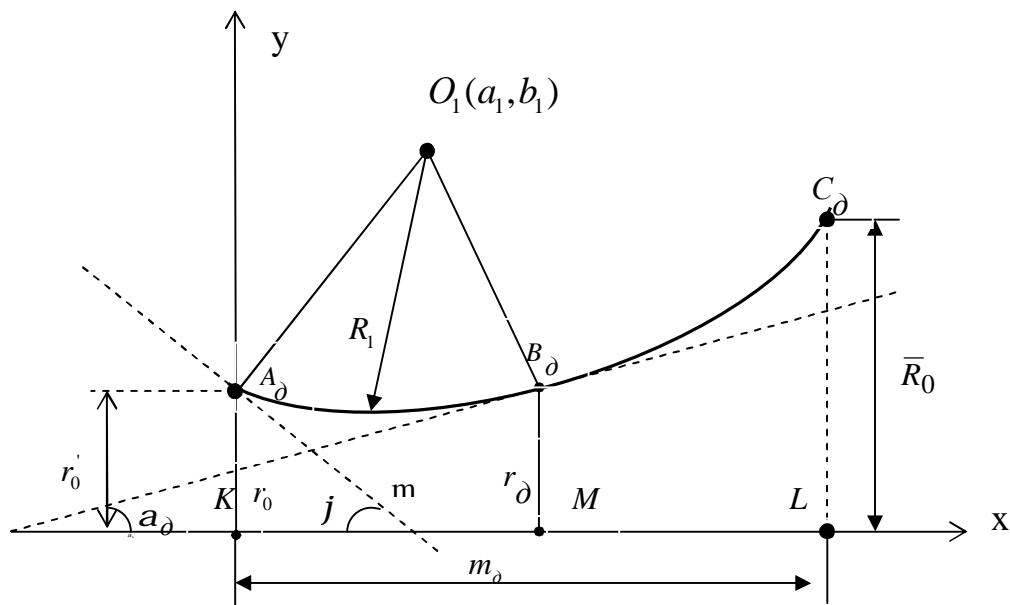


Рис. 2. Геометрический профиль стенки диффузора

a_∂ – угол конусности диффузора, r_0 – входное сечение конфузорно-диффузорной трубы с прямыми стенками, r'_0 – входное сечение конфузорно-диффузорной трубы с криволинейными стенками ($r'_0 \approx r_\partial$).

Запишем уравнение окружности:

$y = b - \sqrt{R^2 - (x - a)^2}$, где (a, b) – координаты центра окружности, R – её радиус, тогда

производная y' будет иметь вид: $y' = \frac{x - a}{\sqrt{R^2 - (x - a)^2}}$.

Тангенс угла в точке m равен $tg a_\partial$, с другой стороны, его можно записать как:

$$y'(m) = \frac{m - a}{\sqrt{R^2 - (m - a)^2}} = tg a_\partial. \tag{8}$$

Из уравнения (8) выразим $(m - a)$:

$$(m - a) = tg a_\partial \sqrt{R^2 - (m - a)^2} \text{ и} \tag{9}$$

возведем в квадрат обе части уравнения (9), тогда

$$(m - a)^2 = \frac{tg^2 a_\partial \cdot R^2}{1 + tg^2 a_\partial} \Rightarrow (m - a) = \frac{R \cdot tg a_\partial}{\sqrt{1 + tg^2 a_\partial}}. \tag{10}$$

Значение функции дуги окружности в точке m можно представить в виде:

$y(m) = b - \sqrt{R^2 - (m - a)^2}$, с другой стороны $y(m) = r_0 + m \cdot \operatorname{tg} a_\partial$, тогда

$$b - \sqrt{R^2 - (m - a)^2} = r_0 + m \cdot \operatorname{tg} a_\partial \quad (11)$$

соотношение (10) подставим в (11), получим:

$$b = \frac{R}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial}} + r_0 + m \cdot \operatorname{tg} a_\partial. \quad (12)$$

Уравнение касательной к окружности в точке $A_\partial (0, r_0')$ представим в виде:

$y - r_0' = \frac{-ax}{\sqrt{R^2 - a^2}}$, где $y' = \frac{-a}{\sqrt{R^2 - a^2}}$ производная в точке $(0, r_0')$

нормаль в точке $x = 0$ к окружности имеет вид:

$$y - r_0' = \frac{\sqrt{R^2 - a^2}}{a} \cdot x$$

Известно, что эта прямая проходит через центр окружности $O_1(a, b)$. Подставляем координаты $O_1(a, b)$ в уравнение нормали, тогда получим:

$$b - r_0' = \sqrt{R^2 - a^2}. \quad (13)$$

Неизвестные координаты центра окружности $O_1(a, b)$ и её радиус R найдем, используя соотношения (10), (11), (12), тогда будем иметь:

$$(m - a) = \frac{R \cdot \operatorname{tg} a_\partial}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial}} \Rightarrow R = \frac{(m - a) \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial}}{\operatorname{tg} a_\partial}. \quad (14)$$

Подставляя (14) в (12), получим:

$$b = r_0 + m \cdot \operatorname{tg} a_\partial + \frac{(m - a)}{\operatorname{tg} a_\partial}. \quad (15)$$

Вычтем из (15) соотношение (13)

$r_0 - r_0' + m \cdot \operatorname{tg} a_\partial + \frac{m - a}{\operatorname{tg} a_\partial} - \sqrt{R^2 - a^2} = 0$ и подставим значение R из уравнения (14) и,

проведя ряд преобразований, получим:

$$r_0 - r_0' + \frac{m(1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial)}{\operatorname{tg} a_\partial} = \frac{\sqrt{(m^2 - 2am)(1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial) + a^2} + a}{\operatorname{tg} a_\partial}. \quad (16)$$

Умножим (16) на $\operatorname{tg} a_\partial$, имеем:

$$\operatorname{tg} a_\partial (r_0 - r_0') + m(1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial) = \sqrt{(m^2 - 2am)(1 + \operatorname{tg}^2 a_\partial) + a^2} + a. \quad (17)$$

Выразим через А выражение:

$$A = \operatorname{tg} a_{\partial} (r_0 - r_0') + m(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial}) . \quad (18)$$

Проведем преобразования правой части уравнения (17), окончательно будем иметь

$$a = \frac{A^2 - m^2(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial})}{2(A - m(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial}))} . \quad (19)$$

Подставим (19) в соотношение (15), определим значения координаты O_1 в точке «b»:

$$b = r_0' + m \cdot \operatorname{tg} a_{\partial} + \frac{1}{\operatorname{tg} a_{\partial}} \left(m - \left(\frac{A^2 - m^2(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial})}{2(A - m(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial}))} \right) \right) . \quad (20)$$

Подставим найденные значения координаты «a» в соотношение (19), получим:

$$R = \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial}}}{\operatorname{tg} a_{\partial}} \left(m - \left(\frac{A^2 - m^2(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial})}{2(A - m(1 + \operatorname{tg}^2 a_{\partial}))} \right) \right) . \quad (21)$$

Вычислим численные значения координат центра окружности и её радиус дуги окружности для диффузора, подставив значения:

$a_{\partial} = 9^{\circ} \dots 11^{\circ}$, $r_0 = 6.585$ мм, $r_0' = 8.04$ мм, $m = 7.5$ мм, $A = 7.5$, тогда

$a = 3.75$, $b = 27.3$, $R = 19.6$.

Значение y в точке C_{∂} при $x = m\partial = 15$ мм равно $y = 11.22$ мм.

Параметры дуги окружности конфузора (рис. 3) определим из условия, что дуга окружности конфузора проходит через три известные нам точки, (C_K, D_K, E_K) с координатами $C_K(0, 11.22)$, $D_K(15, 8.1)$ и $E_K(30, 8.04)$.

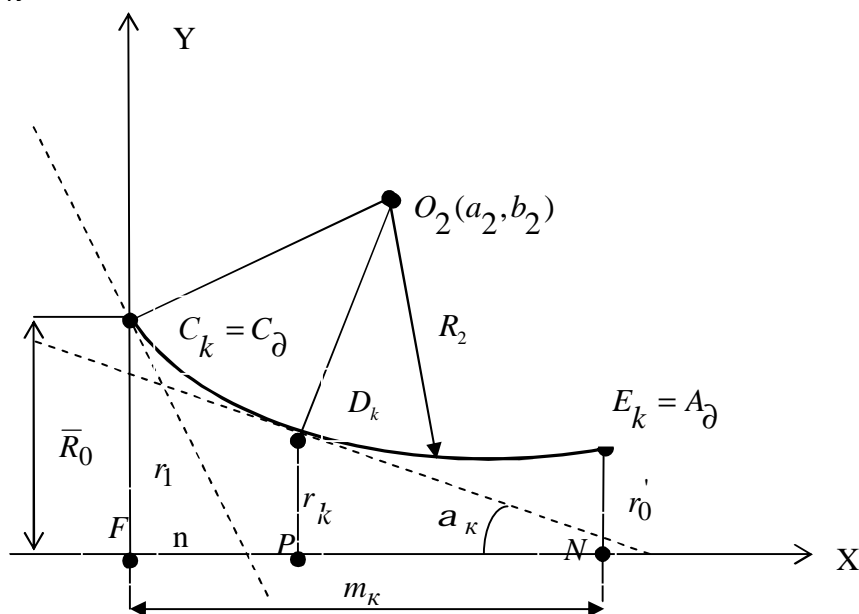


Рис. 3. Геометрический профиль стенки конфузора

Запишем систему из трех уравнений с тремя неизвестными:

$$\begin{cases} R_2^2 = a_2^2 + (11.22 - b_2)^2, \\ R_2^2 = (15 - a_2)^2 + (8.1 - b_2)^2, \\ R_2^2 = (30 - a_2)^2 + (8.04 - b_2)^2. \end{cases} \quad (22)$$

Решая уравнения (22), вычислим численные значения координат центра окружности $O_2(a_2, b_2)$ и её радиус R_2 , описывающий профиль стенок конфузора, будем иметь:

$$R_2 = 75.5, \quad a_2 = 22.8, \quad b_2 = 83.2.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведен анализ современных тенденций в проектировании теплообменных аппаратов. Предложено в качестве теплообменных элементов для энерго-и ресурсосберегающих аппаратов теплообмена использовать каналы типа «конфузор-диффузор» с криволинейной поверхностью теплообмена, а также каналы этого типа с оребренной проточной частью. Показано, что использование каналов с криволинейной поверхностью позволит увеличить поверхность теплообмена в среднем на 15...20 %, а в каналах с оребренной проточной частью внутренняя поверхность теплообмена вырастет в среднем на 40...45 %. Это позволит увеличить общую теплообменную поверхность оребренного канала в среднем на 50...60 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. – М.: Энергоиздат, 1998. – 376 с.
2. Золотоносов А.Я. Перспективы совершенствования энергосберегающей теплообменной аппаратуры на объектах теплоэнергетики // Тезисы докладов Всероссийского смотра-конкурса научно-технического творчества студентов высших учебных заведений «Эврика-2006». – Новочеркасск: ФЮРГТУ, 2006. – С. 289-291.
3. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия, 1980. – 143 с.
4. Золотоносов А.Я., Золотоносов Я.Д. Теоретические и экспериментальные исследования гидродинамики и теплообмена в неподвижных и вращающихся каналах различной формы / ВИНТИ. – М., 2010. – 128 с. – Деп. в ВИНТИ 02.08.2010, № 476 – В 2010.
5. Золотоносов А.Я., Золотоносов Я.Д. Конвективный теплообмен при ламинарном течении вязкой жидкости в аппаратах с вращающейся теплообменной поверхностью типа «конфузор-диффузор» / ВИНТИ. – М., 2007. – 103 с. – Деп. в ВИНТИ 16.02.2007. № 143 – В 2007.
6. Патент № 2306518 РФ, МПК F28D 11/00 Аппарат для проведения процессов тепломассообмена / Я.Д. Золотоносов, А.Я. Золотоносов. – № 2006105076/06; заявл. 17.02.06; опубл. 20.09.07; Бюл. № 26.
7. Патент на полезную модель № 64750 РФ, МПК F28D 7/00, F28D 11/04 Теплообменный элемент / А.Я. Золотоносов, Я.Д. Золотоносов. – № 2007107173/22 заявл. 26.02.2007; опубл. 10.07.07; Бюл. № 7.
8. Патент на полезную модель № 92162 РФ, МПК F28D 7/00, F28D 11/04 Аппарат для проведения процессов теплообмена / А.Я. Золотоносов – № 200913855/22; заявл. 20.10.09; опубл. 10.03.10; Бюл. № 7.
9. Аппарат для проведения процессов теплообмена / Я.Д. Золотоносов, А.Я. Золотоносов. – № 2010124171/06; заявл. 11.06.10; пол. реш. 3.07.10.