

УДК. 621.438:536.24

Письменный Е.Н., Баранюк А.В., Вознюк М.М.

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

РАВНОРАЗВИТЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И МЕТОДИКА
ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ИХ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Запропоновано новий вид трубчастої поверхні нагріву для регенераторів-повітряпідігрівачів газотурбінних установок, які відрізняються однаково розвиненими поверхнями теплообміну як з боку зовнішнього, так і з боку внутрішнього теплоносіїв. Приведена методика числових досліджень теплогідравлічних характеристик таких поверхонь і результати тестових експериментів.

Предложен новый вид трубчатой поверхности нагрева для регенераторов-воздухонагревателей газотурбинных установок, отличающийся одинаково развитыми поверхностями теплообмена как со стороны наружного, так и со стороны внутреннего теплоносителей. Приведена методика численных исследований теплогидравлических характеристик таких поверхностей и результаты тестовых экспериментов.

The new type of tubular surface of heating is offered for the regenerators-air heaters of gas-turbine options, different the identically developed surfaces of heat exchange both from the side of outward and from the side of internal heat transfer. The method of numeral researches of heat-hydraulic descriptions of such surfaces and results of test experiments is resulted.

d – внутренний диаметр трубы, м;
 E – кинетическая энергия турбулентности, $\text{м}^2/\text{с}^2$;
 H – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;
 h – высота выступа, м;
 K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 L – длина участка, м;
 n_z – число заходов винтовой канавки;
 P – давление, Па;
 Q – тепловой поток, Вт;
 q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 r – коэффициент регенерации;
 T – температура, К, $^{\circ}\text{C}$;
 ΔT – температурный напор, К, $^{\circ}\text{C}$;
 t – шаг выступов, м;
 U – скорость воздушного потока, м/с;
 α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 β – угол при вершине треугольного выступа, рад;
 δ – толщина стенки трубы, м;
 λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

μ – динамический коэффициент вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
 ν – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;
 ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Безразмерные комплексы:

$\text{Nu} = \alpha \cdot d / \lambda$ – число Нуссельта;
 $\text{Re}_d = U \cdot d / \nu$ – число Рейнольдса;
 $\text{Pr} = \nu / a$ – число Прандтля;
 $\psi = H_{\text{pp}} / H_{\text{исх}}$ – степень развития поверхности.

Индексы:

v – воздух;
 vn – внутренний;
 $г$ – газ;
 $исх$ – исходный;
 n – нормальный;
 pp – равноразвитый;
 t – турбулентный;
 w – стенка;
 τ – тангенциальный.

Введение

Разработка рациональных методов интенсификации теплообмена является основным направлением совершенствования теплообменных устройств. Особую актуальность решение этой проблемы приобретает в условиях острой необходимости модернизации газотранспортной системы Украины с целью

повышения ее эффективности, существенного снижения расхода “технологического” газа в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) с газотурбинным приводом, составляющих основу существующего парка ГПА. Учитывая то, что в большинстве таких ГПА используются газотурбинные установки с простым регенеративным циклом и коэффициентом регенерации,

не превышающим $r = 0,70 \dots 0,75$, наиболее реальным и относительно малозатратным в сегодняшних условиях направлением модернизации является повышение степени регенерации до $r = 0,80 \dots 0,85$, позволяющее, к примеру, в ГПА типа ГПК-10 снижать расход “технологического” газа в среднем на 1,5 млн. м³ в год.

Однако, повышение степени регенерации до указанных значений сопровождается существенным снижением температурного напора между теплообменивающимися средами и, как следствие, значительным увеличением площади теплообменной поверхности, габаритов, массы и стоимости регенератора-воздухонагревателя, а также потерь давления в газовом и воздушном трактах газотурбинной установки (ГТУ).

Для того, чтобы сделать такую модернизацию минимально затратной, необходимо создание регенераторов нового поколения, в конструкциях которых будут реализованы решения, позволяющие получить приемлемые массогабаритные и стоимостные характеристики, и в то же время использовать при их производстве существующее технологическое оборудование, а при реконструкции конкретных газоперекачивающих станций – существующее монтажное оборудование и фундаменты.

Принимая во внимание тот факт, что альтернативы регенераторам трубчатого типа вследствие их высокой эксплуатационной надежности и конструктивной простоты в ближайшее время не предвидится, усилия исследователей и разработчиков целесообразно направить на совершенствование трубчатых элементов поверхностей нагрева. При этом необходимо учитывать следующее:

- относительно небольшое различие свойств теплообменивающихся сред – продуктов сгорания при $P \approx 0,103$ МПа и воздуха при $P \approx 0,45 \dots 0,6$ МПа приводит к тому, что коэффициенты теплоотдачи по газовой и воздушной сторонам имеют один порядок;
- повышение коэффициента теплопередачи регенератора в таких условиях целесообразно за счет снижения термических сопротивлений

теплоотдачи по каждой из сторон; применение одностороннего оребрения либо интенсификаторов теплоотдачи не могут привести к значительным результатам;

- предлагаемые технические решения должны быть технологичными, не приводящими к существенному повышению трудоемкости и стоимости производства поверхностей нагрева.

Одно из решений рассматриваемой проблемы, которое в последнее время часто предлагается для реализации, заключается в переходе к трубам малого диаметра $d = 10 \dots 18$ мм при толщине стенки $\delta = 0,6 \dots 0,8$ мм. Однако, этот путь, позволяющий несколько снизить габариты и массу воздухонагревателя, не является перспективным по следующим основным причинам:

- по мере снижения диаметра труб увеличиваются их общая длина в пределах теплообменника и стоимость их погонного метра, что практически не компенсирует снижение стоимости изделия из-за уменьшения его металлоемкости;

- количество технологических операций при изготовлении поверхностей нагрева воздухонагревателя растет обратно пропорционально уменьшению диаметра труб, что существенно увеличивает трудозатраты, а значит и стоимость изделия;

- обостряются технологические проблемы и проблемы надежности, обусловленные сложностями приварки тонкостенных труб малого диаметра к относительно толстостенным коллекторам или трубным доскам;

- теплообменные поверхности в виде плотных пучков труб малого диаметра в большей мере подвержены аккумулярованию загрязняющих отложений и в меньшей мере поддаются очистке;

- потери давления в газовом и воздушном трактах не снижаются и остаются при $r \approx 0,85$ на неприемлемо высоком уровне.

В связи со сказанным поверхности нагрева регенераторов-воздухонагревателей, на наш взгляд, следует выполнять из труб относительно большого диаметра $d = 36 \dots 40$ мм при толщине стенки $\delta = 1,0 \dots 1,5$ мм.

Улучшение теплоаэродинамических характеристик поверхностей нагрева, в основу конструкций которых закладываются трубы таких типоразмеров, возможно несколькими, не связанными с большими техническими трудностями способами.

Равноразвитые поверхности

Одним из таких способов, рассмотрению которого посвящена предлагаемая работа, состоит в одновременном одинаковом развитии внутренней и наружной поверхностей труб радиальным вдавливанием по окружности участков их стенок с образованием чередующихся кольцевых впадин и выступов «треугольного» профиля (рис. 1, 2). Это позволяет при определенных параметрах образовавшегося профиля получить двойной эффект:

- существенное, практически одинаковое развитие поверхностей, омываемых как внутренним, так и наружным теплоносителями, вследствие чего такого рода теплообменная поверхность получила название “равноразвитой”;
- интенсификацию теплоотдачи как со стороны внутреннего, так и со стороны наружного теплоносителей.

Если приближенно представить профиль равноразвитой поверхности как последовательность треугольных выступов и углублений и



Рис. 1. Равноразвитые поверхности теплообмена.

пренебречь толщиной оболочки, то несложный геометрический анализ показывает, что степень развития поверхности $\psi = H_{pp}/H_{исх}$ зависит от угла при вершине треугольного выступа β (или шага t) и его высоты h , причем характер этой зависимости имеет, на первый взгляд, парадоксальный характер. К примеру, если взять для упрощения профиль выступа в виде боковых сторон равностороннего треугольника, то оказывается, что степень развития поверхности будет определяться выражением:

$$\psi = 2 \cdot (1 - h/d), \quad (1)$$

из которого следует, что максимальная (предельная) степень развития поверхности, равная $\psi_{пред} = 2$, достигается при $h \rightarrow 0$, когда число выступов n_h на единице длины трубы стремится к бесконечности ($n_h \rightarrow \infty$). При теоретически максимальной высоте выступов (глубине впадин), равной $h = d/2$, увеличение поверхности трубной оболочки не происходит: при $h \rightarrow d/2$ $\psi \rightarrow 1,0$. Уменьшение глубины впадин от этого значения приводит к росту поверхности теплообмена.

Если взять за основу равнобедренный треугольник с прямым углом при вершине ($\beta = 90^\circ$), то формула для ψ приобретает вид:

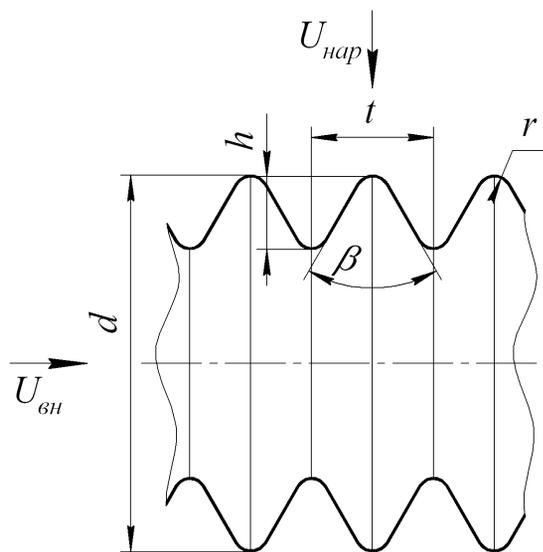


Рис. 2. Геометрические характеристики профиля равноразвитой поверхности.

$$\psi = 2^{0,5} \cdot (1 - h/d), \quad (2)$$

т.е. в этом случае возможно меньшее развитие поверхности ($\psi_{\text{пред}} = 2^{0,5}$). Дальнейшее увеличение угла β при вершине выступа приводит к хорошо известным случаям использования чередующихся конфузорно-диффузорных участков для турбулизации внутреннего пограничного слоя [1]. При этом развития поверхности теплообмена в практически ощутимых пределах не происходит.

Получение степени развития поверхности, большей двух ($\psi > 2$), очевидно, возможно за счет уменьшения угла β ($\beta < 60^\circ$). С позиций внешней задачи, с целью увеличения передаваемого теплового потока такие остrokонечные выступы на наружной поверхности трубы, взаимодействующей с нормальным к ее продольной оси потоком теплоносителя, представляются целесообразными – профиль наружной поверхности при этом становится похожим на поверхность поперечно-ребренной трубы. Однако, в этом случае значительно ухудшаются условия омывания поверхности внутренним теплоносителем, т.к. относительная глубина треугольных каверн возрастает.

Улучшению внутренней гидродинамической ситуации в любом случае может способствовать формирование развитой поверхности не в виде кольцевых, а в виде винтообразных впадин и выступов (рис. 3), что приводит к закрутке потока внутри трубы, т.е. возникнове-

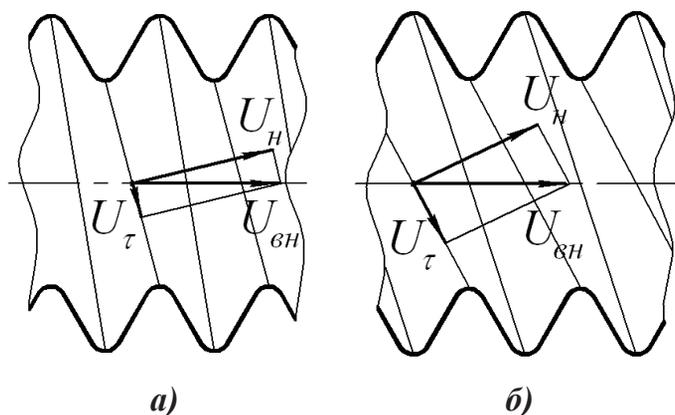


Рис. 3. Винтообразные равноразвитые поверхности с винтовыми канавками:
а – однозаходной $n_z = 1$; б – двухзаходной $n_z = 2$.

нию тангенциальной составляющей скорости в каверне U_τ и интенсификации теплопереноса в ней. В этом случае к перечисленным выше конструктивным характеристикам развитой поверхности добавляется число заходов винтовой канавки n_z , которое теоретически может изменяться от 1 до ∞ ($n_z = 1 \dots \infty$), а практически – от 1 до 8 ($n_z = 1 \dots 8$). Очевидно, что с увеличением n_z при прочих равных параметрах улучшаются условия омывания внутренней поверхности трубы за счет увеличения тангенциальной составляющей скорости U_τ , снижается внутреннее гидравлическое сопротивление, однако, при этом несколько ухудшаются условия обтекания наружной поверхности трубы поперечным потоком.

Поэтому, принимая во внимание вышесказанное, следует отметить, что разработка равноразвитых поверхностей для регенераторов-воздухонагревателей является сложной оптимизационной задачей, в результате решения которой для заданных режимных условий работы должны быть найдены такие значения их конструктивных параметров h , β , t , n_z , которые обеспечивают:

- максимальное развитие поверхности теплообмена;
- максимально возможную интенсивность теплоотдачи на наружной поверхности труб с учетом их компоновки в виде поперечно-обтекаемого шахматного или коридорного пучка;
- максимальную интенсивность теплоотдачи на внутренней поверхности труб;
- минимальное аэродинамическое сопротивление при поперечном омывании пучков труб с равноразвитой поверхностью;
- минимальное гидравлическое сопротивление при движении внутреннего теплоносителя.

При этом необходимо учитывать ограничения на геометрические параметры равноразвитых поверхностей, связанные с реальной технологией их производства, а также с вопросами прочности и эксплуатационной надежности: минимальные радиусы скругления вершин выступов и впадин, реальную толщину стенки и ее допустимое утонение при деформировании, свойства конструкционных сталей,

возможности используемого технологического оборудования и др. Эти ограничения снижают достигаемую при конкретных значениях параметров h , β , t , n_z , d степень развития поверхности. Однако, любое заметное ($\psi > 1,15$) двухстороннее развитие поверхности целесообразно, т.к. прямым образом влияет на увеличение передаваемого теплового потока ($Q = K \cdot H_{pp} \cdot \Delta t$) и обеспечивает соответствующее снижение металлоемкости теплообменника. Если учесть, что при этом происходит интенсификация как внутренней, та и наружной теплоотдачи, то суммарный эффект оказывается значительно более высоким.

Сказанное можно проиллюстрировать следующим примером. Пусть в исходном гладкотрубном теплообменнике коэффициенты теплоотдачи по газовой и воздушной сторонам составляют, соответственно, $\alpha = 110 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и $\alpha = 120 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Если предположить, что при переходе к соответствующим равноразвитым поверхностям интенсивность наружной теплоотдачи увеличится в 1,2 раза, а внутренний – в 1,5 раза (что вполне реально), то коэффициент теплопередачи K возрастет в 1,32 раза. Тогда при степени развития поверхности $\psi = 1,44$ тепловой поток Q , передаваемый в воздухонагревателе, увеличится почти в 2 раза: $\Delta Q = \Delta K \cdot \psi = 1,32 \cdot 1,44 = 1,91$.

Наиболее эффективный подход к решению этой сложной многовариантной задачи заключается в использовании возможностей численного моделирования процессов переноса на основе современных, адаптированных к усложненным условиям развития течения моделей при одновременном ориентировании на более узкие базовые экспериментальные исследования.

Постановка задачи и методика исследований

В настоящей публикации, отражающей начальные этапы работы, рассматривается методика моделирования и некоторые результаты численных исследований процессов переноса внутри равноразвитой поверхности, которая в первом варианте представляет собой одно-

заходную винтообразную трубу с исходным внутренним диаметром $d = 36 \text{ мм}$ (рис. 3, а). Высота h и шаг t «треугольных» выступов (впадин), образующих профиль аксиального сечения трубы, варьировалась в пределах $h = 3 \dots 7 \text{ мм}$, $t = 8 \dots 17 \text{ мм}$. Радиус скругления вершин выступов равнялся 1,6 мм. В зависимости от этих величин степень развития исходной поверхности изменялась в пределах $\psi = 1,15 \dots 1,44$. С целью отладки методики исследований параллельно моделировались процессы течения и теплообмена в гладкой трубе с внутренним диаметром, равным исходному диаметру d равноразвитой поверхности.

Рассматривался теплообмен при турбулентном течении воздуха со следующими параметрами на входе в трубу: средняя температура $T_\infty = 19,3 \text{ }^\circ\text{С}$, давление $P_\infty = 0,1 \text{ МПа}$, степень турбулентности $Tu_\infty = 0,1 \%$, профиль скорости – равномерный. На стенке винтообразной трубы с целью обеспечения возможности корректного сопоставления результатов численного моделирования с данными параллельно проводившихся в НТУУ «КПИ» экспериментальных исследований задавались граничные условия второго рода вида $q_w = \text{const}$. На стенке гладкой трубы задавались граничные условия первого рода вида $T_w = \text{const}$ ввиду использования в качестве базовой известной экспериментальной зависимости А.С. Сукомела [2] полученной при аналогичных граничных условиях.

$$Nu = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (1 + 2/(L/d)). \quad (3)$$

Числа подобия рассчитывались по средней скорости воздуха, отнесенной к круглому поперечному сечению трубы с диаметром d , который служил и определяющим размером. В качестве определяющей температуры принималась средняя температура потока воздуха в трубе. Исследования проводились в диапазоне чисел Рейнольдса $Re_d = (1,5 \dots 4,6) \cdot 10^4$.

Система уравнений, описывающих процессы переноса импульса и теплоты внутри исследуемых каналов, включает уравнения движения и энергии в форме Рейнольдса сле-

дующего вида:

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial \tau} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_\tau) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} E \right], \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial \tau} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_\tau}{Pr_\tau} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} \right]. \quad (6)$$

Предполагая сложный характер течения в рассматриваемом объекте, сочетающий особенности, характерные как для пристеночных, так и для свободных сдвиговых течений, с целью замыкания базовой системы уравнений (4)-(6) использовалась двухслойная зональная E- ω модель турбулентности Ментера [3]. Выбор этой модели в значительной мере обусловлен широким положительным опытом ее использования при решении задач моделирования вихревой динамики и теплообмена в условиях обтекания поверхностей сложной формы [3-6]. Турбулентное число Прандтля для рассматриваемых условий принималось равным 0,9.

Численное решение системы базовых и модельных уравнений основывалось на неявном конечно-объемном подходе с использованием процедуры коррекции давления SIMPLE. Расчетная область покрывалась неравномерной, со сгущением к стенкам канала тетраэдрической сеткой. Размер минимального шага узлов сетки выбирался согласно рекомендациям [3] из условия $\Delta x_i \sim Re^{-1}$. Трехмерная расчетная сетка представлена на рис. 4. Максимальное количество ячеек, необходимое для дискретизации расчетной области составило ~ 4 млн. Для всех уравнений системы был выбран критерий сходимости решения, равный 10^{-5} .

Выход из вычислительного цикла связывался с установлением расчетных параметров контролируемых интегральных характеристик в характерных точках области течения.

Результаты тестовых экспериментов

Как отмечалось выше, для подтверждения правильности принятия методических подходов были проведены тестовые эксперименты, в результате которых получены распределения скорости, температуры и локальных коэффициентов теплоотдачи по длине гладкой трубы.

На рис. 5 показаны данные моделирования профилей скорости $u = f(y/d)$ в нескольких

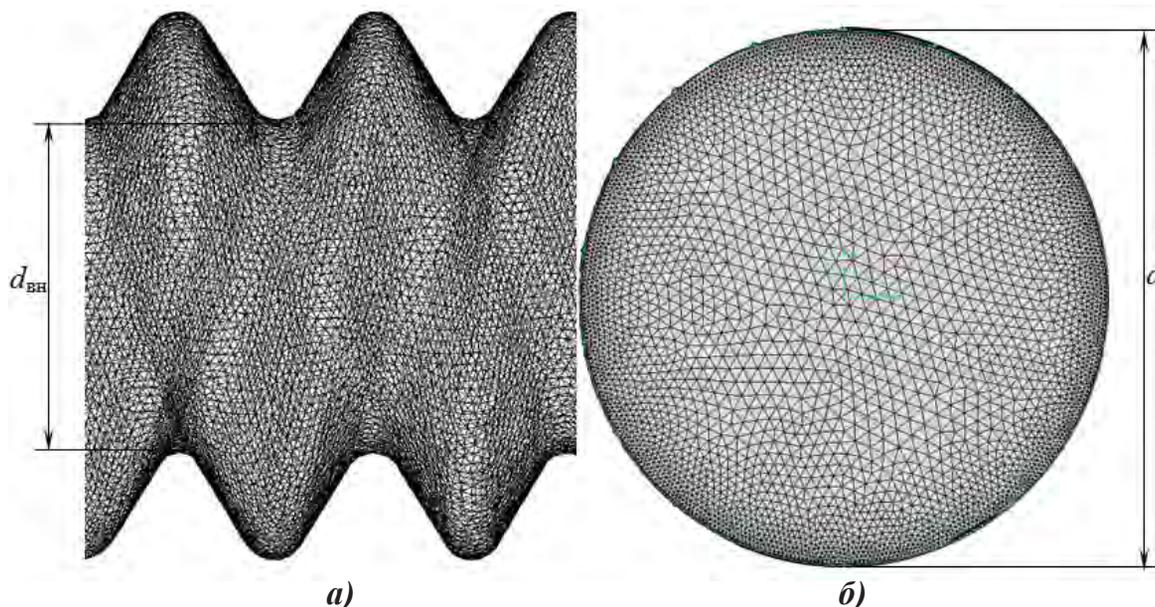


Рис. 4. Расчетная сетка: продольный вид (а); поперечный вид (б).

сечениях ($x/d = \text{const}$) трубы при различных значениях чисел Рейнольдса. Представленные данные показывают хорошее качественное и количественное согласование численных и экспериментальных результатов: по мере увеличения значения относительной координаты x/d наблюдается деформирование начального равномерного профиля скорости, связанное с нарастанием толщины гидродинамического пограничного слоя и переход к распределению скоростей, соответствующему «закону $1/7$ » в конце начального участка. Расхождение численных и экспериментальных результатов в рассматриваемом случае не превышает 7 %.

На рис. 6 представлены расчетные значения локальных чисел Нуссельта, отнесенных к значению числа Нуссельта на участке гидродинамической и термической стабилизации (Nu_0), по длине начального участка круглой трубы в сопоставлении с экспериментальной зависимостью (3). Наблюдается хорошее совпадение данных численных исследований с экспериментальной кривой практически на

всей длине участка за исключением области $x/d < 1$, примыкающей ко входу в трубу, что вполне объяснимо: в этой специфической области начала формирования пограничного слоя параметры процессов течения и теплообмена весьма чувствительны к тому, как выдерживаются условия на входе, вследствие чего точность самих экспериментальных данных относительно не высока.

В определенной мере в качестве тестовых рассматривались также начальные исследования течения в винтообразных трубах, результаты которых подтвердили высказанные выше представления о характере движения среды и механизме интенсификации теплообмена в равноразвитых поверхностях нагрева.

На рис. 7 показано поле векторов скорости в аксиальном сечении винтообразной трубы. Наблюдаются устойчивые вихревые структуры в «треугольных» кавернах и их взаимодействие с ядром течения в центральном канале. Интенсивность циркуляционного движения среды ниже, чем интенсивность основного течения.

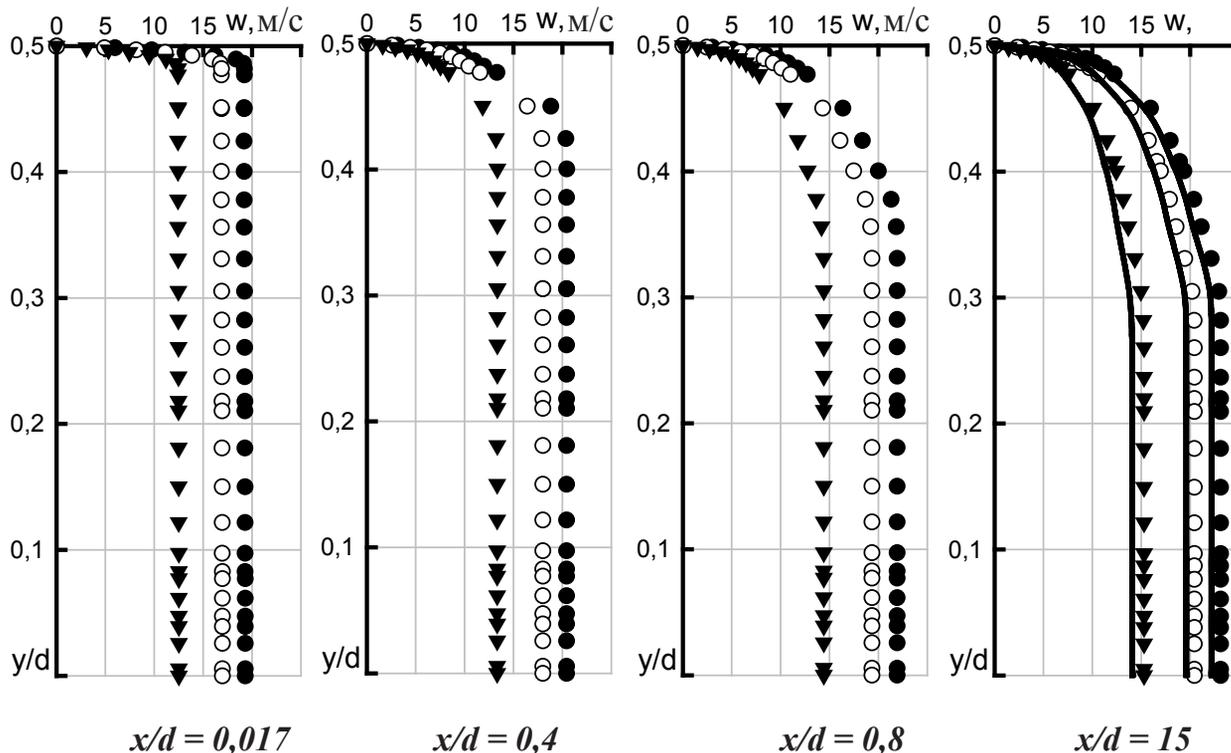


Рис. 5. Профили скорости в гладкой трубе:

● – $Re = 1,5 \cdot 10^4$; ○ – $Re = 3,0 \cdot 10^4$; ▼ – $Re = 4,6 \cdot 10^4$; — – «закон $1/7$ ».

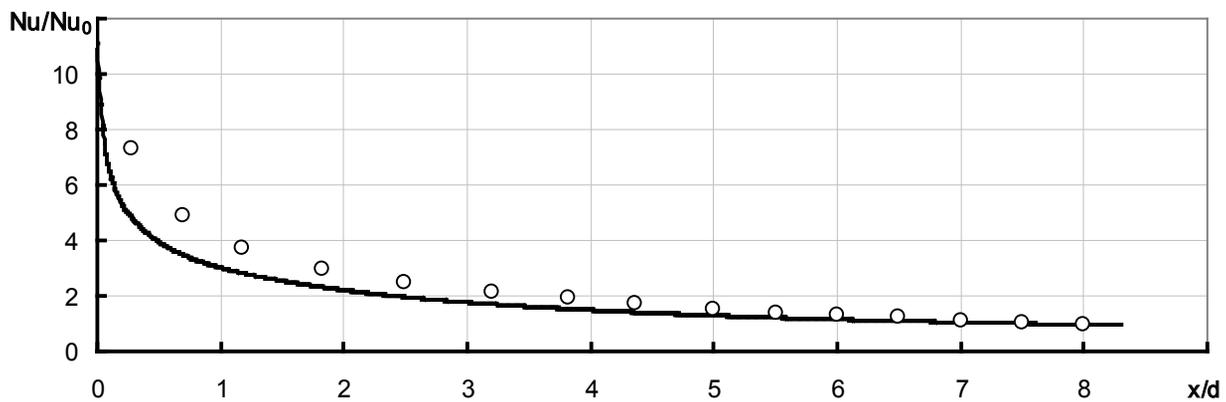


Рис. 6. Распределение относительных значений локальных коэффициентов теплоотдачи по длине круглой трубы при $Re = 1,5 \cdot 10^4$:
 1 – данные численного моделирования; 2 – экспериментальная зависимость (3) [2].



Рис. 7. Распределение векторов скорости в аксиальном сечении винтообразной трубы с $h = 7$ мм; $t = 12$ мм; $r = 1,6$ мм при $Re = 4,6 \cdot 10^4$.

То есть, картина течения в целом соответствует сложившимся представлениям о движении жидкости в траншеях или кольцевых кавернах соответствующего профиля. Однако, как следует из рис. 8, на котором показано поле векторов скорости в плоскости полувитка винтообразной каверны, течение в ней интенсифицируется за счет тангенциальной составляющей скорости, возникающей в винтообразной конструкции вследствие закрутки потока, чего нет в конструкциях с кольцевыми кавернами. Движение в двух взаимно перпендикулярных направлениях, возникающее в винтообразных кавернах, приводит к формированию в них трехмерных вихревых структур – вихревых жгутов, что подтверждается изображением пространственных линий тока в витке и примыкающей к нему области центрального

канала на рис. 9. Трехмерные вихревые структуры интенсифицируют процессы переноса в таких каналах.

Полученные данные позволили с определенной долей уверенности продолжить исследование локальных и среднеповерхностных характеристик переноса в предлагаемом типе теплообменной поверхности при варьировании ее геометрических характеристик и режимных параметров.

Заключение

Приведенный выше анализ позволяет предположить, что предлагаемый тип теплообменной поверхности является перспективным. В настоящее время в НТУУ "КПИ" проводится комплекс численных и экспериментальных исследований теплообмена и гидроаэродинамики равноразвитых поверхностей, направленных

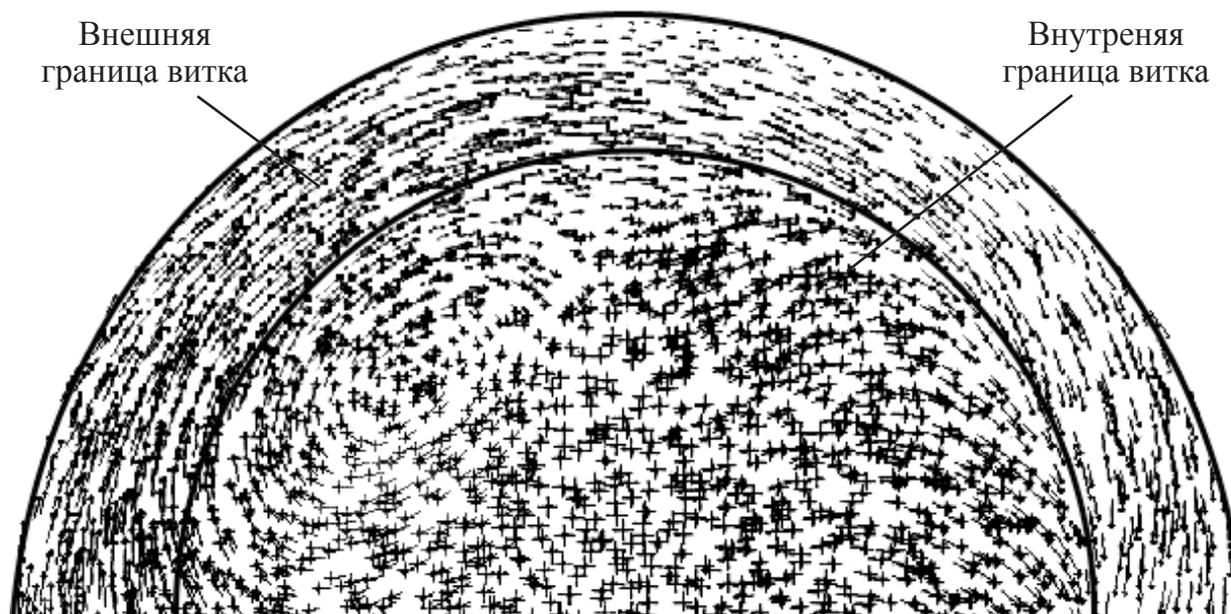


Рис. 8. Поле векторов скорости в плоскости полувитка винтообразной трубы с $h = 7$ мм; $t = 12$ мм; $r = 1,6$ мм при $Re = 4,6 \cdot 10^4$.

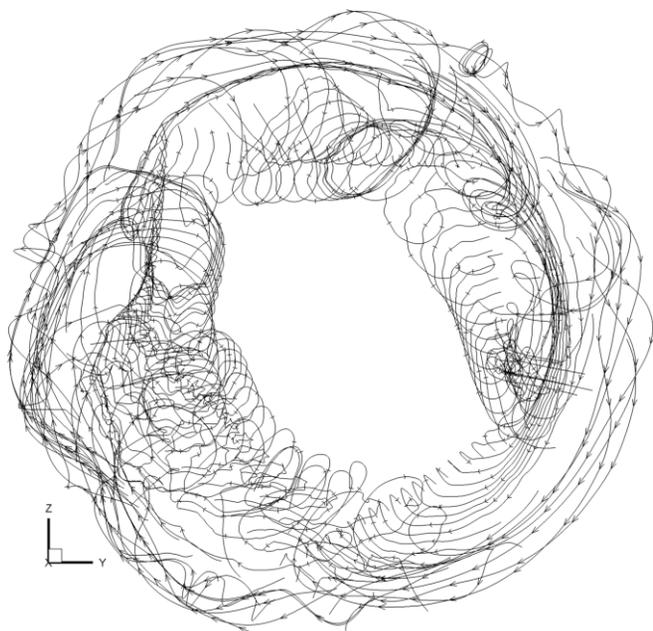


Рис. 9. Трехмерные линии тока в витке равноразвитой поверхности при $Re = 4,6 \cdot 10^4$.

на поиск их оптимальных геометрических характеристик применительно к режимным условиям работы регенераторов-воздухонагревателей ГТУ. При этом рассматриваются не только внутренняя, но и внешняя задачи, поскольку теплообмен и аэродинамика пучков

труб с развитой винтообразной поверхностью предлагаемого профиля при поперечном обтекании, несмотря на некоторую их схожесть с трубами с наружным винтовым оребрением, на сегодняшний день не исследованы и требуют самостоятельного изучения. Параллельно ведутся технологические исследования, связанные с разработкой технологии массового производства труб с равноразвитой поверхностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия. Ленингр. отделение. 1980. – 144 с.
2. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. – М.: Энергия, 1979. – 216 с.
3. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. – СПб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
4. Исаев С.А., Баранов П.А., Кудрявцев Н.А., Лысенко Д.А., Усачов А.Е. Сравнительный анализ пакетов VP2/3 и FLUENT при расчете

нестационарного обтекания кругового цилиндра с использованием моделей турбулентности Спаларта – Аллмереса и Менгера // Инж. – физ. журнал. – 2005. – Т. 78, 6. С. 148–162.

5. *Исаев С.А., Баранов П.А., Кудрявцев Н.А., Лысенко Д.А., Усачов А.Е.* Комплексный анализ алгоритмов, сеточных структур и моделей турбулентности при расчете циркуляционного течения в каверне с помощью пакетов VP2/3 и FLUENT. Ч. 1. Влияние схемных факторов // Теплофизика и аэромеханика. 2005. Т. 12. № 4. – С. 587–608.

6. *Исаев С.А., Баранов П.А., Кудрявцев Н.А., Усачов А.Е.* Анализ вихревого теплообмена при поперечном обтекании траншеи на плоскости с помощью многоблочных вычислительных технологий и различных полуэмпирических моделей турбулентности // Инж. – физ. журнал. – 2004. – Т. 77, №. 6. – С. 152–161.

Получено 26.10.2011 г.

УДК 621.186.1

Дмитренко Н.П.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ В МОДЕЛЬНОЙ АКТИВНОЙ ЗОНЕ НАСЫПНОГО ТИПА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗООХЛАЖДАЕМЫХ РЕАКТОРОВ В УСЛОВИЯХ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ

На основі запропонованої математичної моделі теплообміну та гідродинаміки проведено чисельне дослідження характеристик потоку теплоносія в моделі активної зони насипного типу в нестационарних умовах.

На основе предложенной математической модели теплообмена и гидродинамики проведено численное исследование характеристик потока теплоносителя в модели активной зоны насыпного типа в условиях нестационарности.

On the basis of proposed mathematic model of heat exchange and hydrodynamics the numerical investigation of heat carrier flow characteristics in model active zone pebble bed design in non stationary conditions is made.

A_d, B_d, D_0, C_1, C_2 – константы;
 c_F – коэффициент Форхаймера;
 C – изобарная теплоемкость;
 d – мерность пространства;
 G – расход;
 J – отношение вязкостей;
 K – проницаемость;
 k – кинетическая энергия;
 l – длина;
 q – тепловой поток;
 r – радиус;
 t – время;
 T – температура;
 V – вектор скорости;

u, w – проекции вектора скорости;
ВТГР – высокотемпературный газохлаждаемый реактор;
 $P_r = (\mu \cdot c_F) / \lambda$ – число Прандтля;
 ε – скорость диссипации;
 μ – динамический коэффициент вязкости;
 ρ – плотность;
 ϕ – пористость.

Индексы:

m, n – проекции на координаты;
 t – турбулентный параметр;
шз – шаровая засыпка;
 v – внутренний источник энергии.