

УДК 532.5:621.694

**Золотоносков А.Я.** – аспирант**Золотоносков Я.Д.** – доктор технических наук, профессорE-mail: [zolotonosov@mail.ru](mailto:zolotonosov@mail.ru)**Казанский государственный архитектурно-строительный университет****МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ ТИПА «ТРУБА  
В ТРУБЕ» С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПОВЕРХНОСТЬЮ «КОНФУЗОР-ДИФФУЗОР»****АННОТАЦИЯ**

Работа посвящена методике проведения экспериментальных исследований сопряженного теплообмена в аппаратах с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор» с использованием самых современных приборов и методик. Определен алгоритм исследования основных параметров процесса и предложен общий вид критериального уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в каналах «конфузор-диффузор» с криволинейной поверхностью теплообмена и оребренной проточной частью.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** гидродинамика, сопряженный теплообмен, поле температур.**Zolotonosov A.Ya.** – post-graduate student**Zolotonosov Ya.D.** – doctor of technical sciences, professor**Kazan State University of Architecture and Engineering****THE PROCEDURE OF HEAT EXCHANGERS TYPE «PIPE IN PIPE»  
WITH ROTATING SURFACE «CONFUSOR-DIFFUZOR»****ABSTRACT**

The work is devoted to methods for experimental studies of the conjugate heat transfer in apparatus with a rotating surface «confuser diffuser» with using the most modern equipment and techniques. Detected algorithm research of the basic parameters of the process and proposed a general form of criterial equations for calculating heat transfer coefficients in channels «Confuser–Diffuser» with a curved surface of the finned heat transfer and flow-through part.

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

Современное состояние проблем энерго- и ресурсосбережения на объектах промтеплоэнергетики и в системах теплоснабжения выдвигает на первый план вопросы совершенствования и модернизации существующих технологических процессов и их аппаратного оформления.

В этой связи приобретают весьма важное значение исследования, касающиеся разработки и проектирования широкого класса теплообменной аппаратуры гравитационного и ротационного типов на базе теплообменных элементов типа «конфузор-диффузор» [1].

Работы, касающиеся исследований процессов гидродинамики и теплообмена в ротационных аппаратах типа «труба в трубе» каналом «конфузор-диффузор», в условиях ламинарного течения сред, впервые появились у нас в стране в 2002 году [2].

В ходе таких исследований было установлено:

1. На основе полной системы уравнений движения и неразрывности, с учетом уравнений баланса сил давления и трения, а также условия постоянства расхода в сечении канала, построена математическая модель течения вязкой жидкости для вращающихся каналов типа «конфузор-диффузор» с углами конусности диффузора и конфузора, не превышающих  $9-11^{\circ}$ .

2. В теплообменных устройствах типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор» в условиях движения насыщенного водяного пара и жидкости обеспечивается непрерывный сброс пленки конденсата с поверхности вращающейся трубы «конфузор-диффузор», способствующий уменьшению термического сопротивления внешней теплоотдачи в 3...10 раз, а

высокие коэффициенты теплоотдачи, наблюдаемые во вращающихся каналах, делают возможным их применение в качестве элементов высокоинтенсивных компактных теплообменников, позволяющих изменять интенсивность теплообмена при неизменном расходе теплоносителей за счет скорости вращения поверхности теплообмена.

3. На основе итерационно-сеточного и вариационно-разностного методов предложены алгоритмы численной реализации задачи течения вязкой жидкости в канале типа «конфузор-диффузор». Получены обобщенные решения в виде осевой, радиальной, окружной составляющих вектора скорости и давления для вращающихся и неподвижных каналов, определен характер распределения полей температур в жидкости и стенке канала.

4. На базе исследований процессов гидродинамики установлено, что на кромке стыка диффузора с конфузуром имеет место область активной циркуляции, интенсивность которой по длине канала непрерывно возрастает, вызывая в этих зонах «скачок давления»; расчетные значения поля скоростей в элементах трубы описываются кривыми распределения скорости – усеченной параболой в диффузоре и параболическим профилем – в конфузуре. Перепад давления по длине вращающегося канала определяется гидросопротивлением последовательно расположенных в нем элементов, особенностями гидродинамики в них, ростом давления в диффузоре и падением – в конфузуре.

5. В ходе исследований конвективного теплообмена во вращающемся канале «конфузор-диффузор» установлено, что на участке трубы, равной первой трети длины канала, кривые распределения температуры имеют трапецеидальный профиль, по мере продвижения жидкости вдоль канала происходит выравнивание температурного поля и трапецеидальный профиль трансформируется в параболический, кроме того, перенос тепла от стенок канала в ядро потока с увеличением центробежных сил становится более интенсивным. Длина участка тепловой стабилизации  $L_{тр}$  для ламинарного режима во вращающейся трубе типа «конфузор-диффузор»

может быть принята  $L_{тр} = 38d_{экв}$ , где  $d_{экв}$  – эквивалентный диаметр конфузорно-диффузорного модуля.

6. Установлено, что коэффициенты теплоотдачи и гидросопротивления во вращающемся канале типа «конфузор-диффузор» увеличиваются с ростом угловой скорости вращения трубы, при этом число Нуссельта может возрасти в 2,5 раза, коэффициент гидравлического сопротивления – в 3 раза, по сравнению с неподвижной трубой «конфузор-диффузор». Для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления получены критериальные уравнения.

Ранее полученные результаты открывают широкую перспективу дальнейших теоретических и экспериментальных исследований, касающихся усовершенствования конфигурации проточной части канала. Это позволит снизить гидравлическое сопротивление в канале и увеличить поверхность теплообмена, при этом:

- стенки конфузорно-диффузорной трубы предлагается выполнить криволинейными с плавными входными кромками [4];

- для интенсификации процесса теплопередачи со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи в проточной части канала установить оребрение [5].

Поскольку гидродинамика и теплообмен в таких каналах при ламинарном режиме течения ранее не исследовались, особый научный и практический интерес представляют:

- теоретические исследования процессов сопряженного теплообмена, на базе математических моделей, включающих уравнения неразрывности, полных уравнений движения и энергии, уравнений теплопроводности Лапласа для стенок канала и уравнением Пуассона для оребрения, дополненных условиями однозначности (начальными и граничными условиями) и условиями сопряжения;

- алгоритм численной реализации задачи сопряженного теплообмена для определения поля скоростей и температур в стенках канала, ребрах и проточной части трубы, и перепадов давления в зависимости от чисел закрутки, критериев Рейнольдса и Пекле;

- разработка экспериментальной установки и методики проведения эксперимента для проверки адекватности математической модели;

- разработка надежных методов инженерного расчета аппаратов гравитационного и ротационного типов для определения их конструктивных размеров и технологических характеристик.

Следует отметить, что математические модели для центробежных теплообменных аппаратов с трубами типа «конфузор-диффузор» являются универсальными, поскольку могут быть использованы для расчетов гидродинамики и теплообмена для неподвижных конфузорно-диффузорных труб, если угловую скорость вращения  $W$  положить равной нулю и для неподвижных гладких труб, если положить  $w = 0$  и углы наклона касательных к кривым, описывающих стенки диффузора –  $a_o$  и конфузора –  $a_k$  соответственно равны нулю [2].

Для проверки адекватности математической модели и определения коэффициентов теплоотдачи во вращающемся канале типа «конфузор-диффузор» была разработана специальная экспериментальная установка (рис. 1).

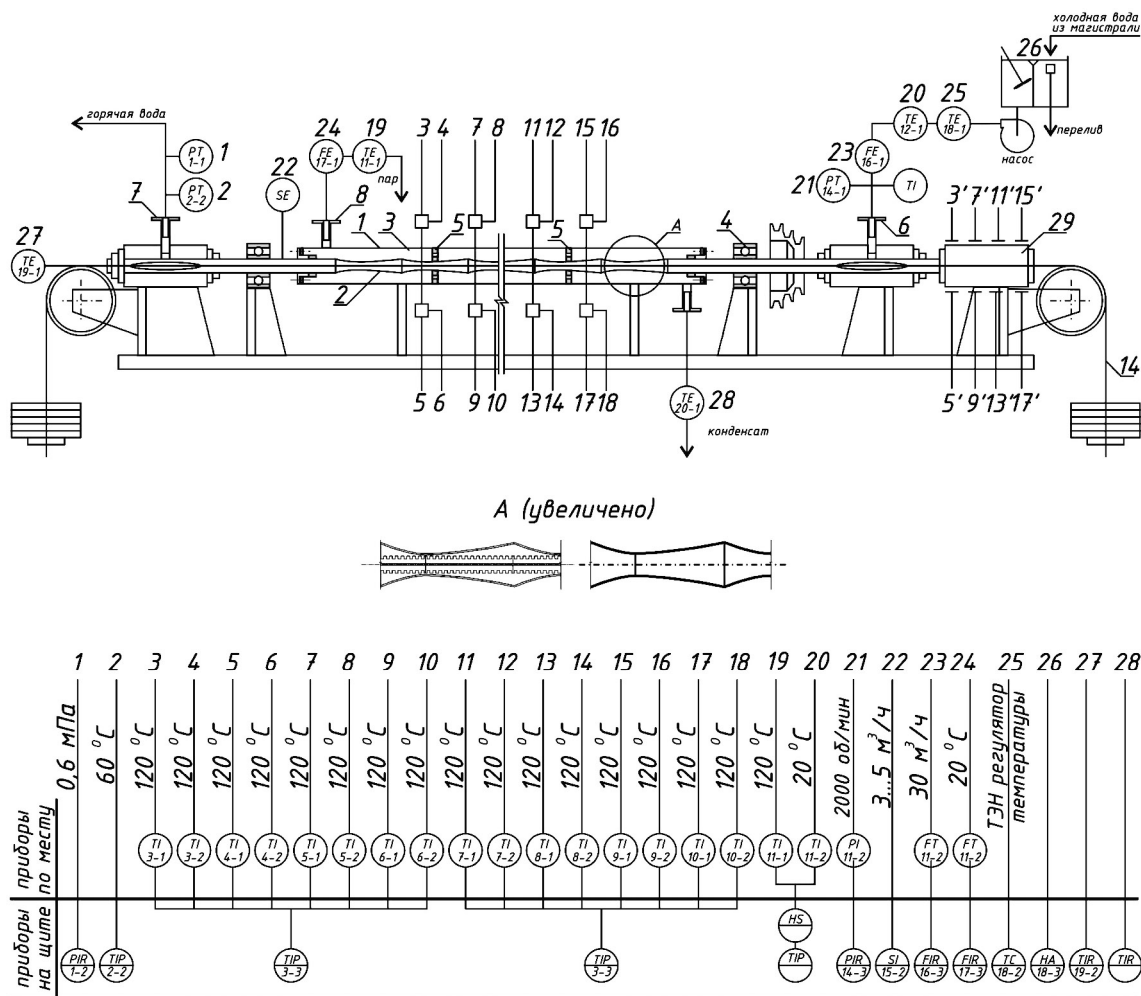


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Основным элементом установки является теплообменник с вращающейся рабочей поверхностью типа «труба в трубе». Внешняя труба 1 диаметром 51 мм, толщиной стенки 2,5 мм и длиной 1530 мм выполнена из нержавеющей стали.

Внутренним элементом теплообменника является аксиально вращающаяся труба 2 конфузорно-диффузорного типа длиной 1530 мм и толщиной стенки 1 мм. Для проведения эксперимента труба 2 выполняется в трех вариантах: из стали, латуни, меди. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду поверхность теплообменника покрыта тепловой изоляцией 3. Вращение внутренней трубы обеспечивается с помощью клиноременной передачи от электродвигателя. В целях исключения вибраций при вращении труба 2 теплообменника монтируется на двух внешних опорах в длинных подшипниковых узлах 4, а внутри трубы 1 фиксируется на трех фасонных втулках 5, выполненных из фторопласта.

Вода из магистрали подается через уравнильный бачок, снабженный переливом и перемешивающим устройством для обеспечения равномерного распределения температуры жидкости по объему. Для нагрева и поддержания постоянства температуры жидкости в баке установлены ТЭН и терморегулятор 26. Циркуляция жидкости осуществляется циркуляционным насосом. Вода поступает во вращающийся канал 2 через патрубок 6. Для создания равномерного поля скоростей в потоке перед входом в проточную часть канала 2 установлена распределительная решетка. Вывод воды из трубы 2 осуществляется через патрубок 7.

Настоящей методикой предусматривается измерение температуры воды в центре проточной части канала 2. В этом случае замеры температур производятся малоинерционной железно-константановой термопарой Fe-CuNi «i» (27), смонтированной на натянутой струне 14 и перемещающейся вдоль оси трубы. Положение термопары в струне фиксируется с помощью координатника. Это позволяет сканировать параметры температур вдоль всей оси проточной части канала 2.

Скорость вращения трубы 2 замеряется маркерным бесконтактным датчиком ОПД-18М-1МР (22) и регистрируется счетчиком импульсов СИ-8 (0,1 мс, 8000 Гц) в диапазоне от 200 до 800 об/мин.

Расходы воды и пара замеряются с помощью диафрагм ДКС 0,6-20 (23, 24), укомплектованных измерительными преобразователями 7MF45321GA001BA1 дифференциального давления серии DS SITRANS погрешностью  $\pm 0,25\%$ .

Для замера давления воды на входе и выходе из трубы 2 используются преобразователи МИДА-ДИ-13П-ЕХ-01 (1,21) с пределом измерения 0-0,6 МПа и погрешностью  $\pm 0,25\%$ , укомплектованные безбумажным самописцем LOGOSCREEN типа 95501/11/888, 888-51-25/020,258.12 свободно программируемых каналов.

Для измерения входных и выходных значений температур воды и пара используются малоинерционные железно-константановые термопары Fe-CuNi «i» (2, 19, 20, 28). Данные результатов измерения регистрируются безбумажным самописцем LOGOSCREEN типа 95501/11/888, 888-51-25/020, 258.12 свободно программируемых каналов погрешностью  $\pm 0,1\%$ .

Температуры внешней стенки (со стороны пара) и внутренней стенки (со стороны воды) вращающейся конфузorno-диффузорной трубы 2 и температура пара в межтрубном пространстве измеряются малоинерционными железно-константановыми термопарами Fe-CuNi «i» диаметром термоэлектродных проводов 0,1 мм (3..18). Чувствительные элементы термопреобразователей для пара (4,6,8,10,12,14,16,18) устанавливаются в средней части межтрубного пространства и посредством термопарных кабелей жестко фиксируются с помощью гаек в специальных штуцерах, смонтированных на внешней стенке неподвижной трубы. Каждая термопара комплектуется вторичным прибором TURCK IM34-11EX-i погрешностью  $\pm 0,1\%$ .

Чувствительные элементы термопар (3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17) для контроля температур на внешней, внутренней стенках трубы 2 и на вершинах ребер монтируются в трубе и боковых стенках ребер и фиксируются сплавом Вуда. Термопарные кабели ш 1 мм укладываются в углубления внешней стенки вращающейся трубы и закрепляются скобами. Концы термоэлектродного провода термопар TURCK IM34-11EX-i выводятся на токосъемник 29 серии IST SRO85 фирмы Kubler и через неподвижные клеммы токосъемника соединяются с вторичными приборами LOGOSCREEN погрешностью  $\pm 0,1\%$ .

Настоящей методикой предусматривается измерение температуры воды в центре проточной части канала 2. В этом случае замеры температур производятся малоинерционной железно-константановой термопарой Fe-CuNi «i» (27), смонтированной на натянутой струне 14 и перемещающейся вдоль оси трубы. Положение термопары в струне фиксируется с помощью координатника. Это позволяет сканировать параметры температур вдоль всей оси проточной части канала 2.

Скорость вращения трубы 2 замеряется маркерным бесконтактным датчиком ОПД-18М-1МР (22) и регистрируется счетчиком импульсов СИ-8 (0,1 мс, 8000 Гц) в диапазоне от 200 до 800 об/мин.

Для проведения экспериментальных исследований в каналы 1,2 (рис. 1) соответственно подаются насыщенный водяной пар и вода. По достижении стационарного режима работы установки, который в эксперименте считается достигнутым после 3-4 кратной смены объемов воды и пара в проточной части каналов, и отсосе воздуха из межтрубного пространства, при заданной скорости

вращения и определенных расходах воды и пара, замеряются значения давлений воды на входе и выходе из трубы, температуры воды и пара, а также температуры стенок трубы 2.

Обозначим температуры пара на входе  $T_n^I$  и выходе  $T_n^{II}$ ; температуры пара  $T_{ni}^I$  и  $T_{ni}^{II}$  ( $i=1..4$ ), измеренные с помощью термопар (4, 6), (8, 10), (12, 14), (16, 18) (рис. 1); температуры внешней стенки трубы 2  $\Theta_i^I$  и  $\Theta_i^{II}$  ( $i=1..4$ ), измеренные с помощью термопар (3, 5), (7, 9), (11, 13), (15, 17) (рис. 1); температуры воды на входе  $T^I$  и выходе  $T^{II}$ ; массовые расходы пара  $G_n$  и воды  $G$ .

Площадь наружной поверхности теплообмена конфузурно-диффузорной трубы определяется по выражению (рис. 2):

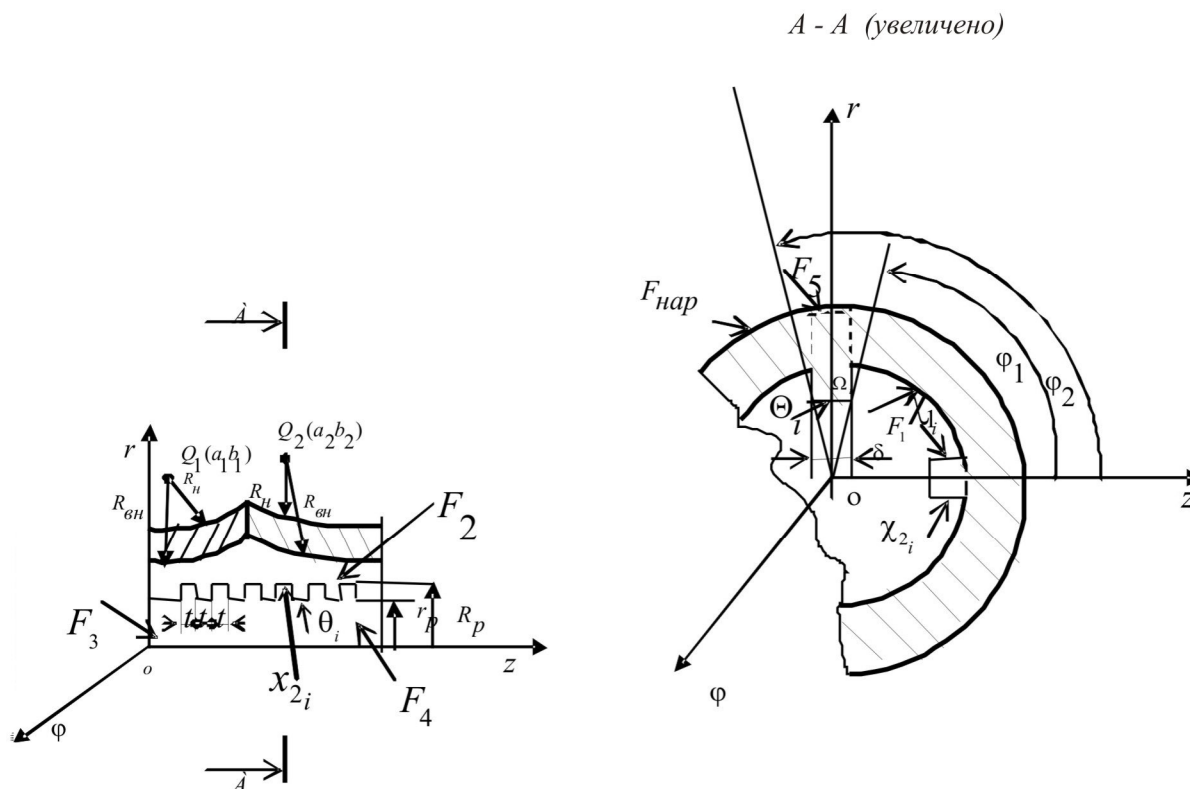


Рис. 2. Схема ребра типа «гребешок»

$$F_{нар.} = 2p \left( \int_{z_1}^{z_2} \frac{bR}{\sqrt{R^2 - (z-a)^2}} dx - \int_{z_1}^{z_2} R dz \right) \quad (1)$$

Площадь внутренней поверхности теплообмена рассчитывается по уравнению

$$F_{внутр} = F_1 + F_2 - F_3 - F_4 + \Omega + f + q, \quad (2)$$

где  $F_1$  – поверхность между ребрами,  $F_{бок.} = F_2 - F_3$  боковая поверхность ребра,  $\Omega, f, q$  – поверхности (рис. 2)  $R$  и  $R_{вн}$  – внешние и внутренние радиусы дуги окружности конфузурно-диффузорных элементов;  $a, b$  – координаты центра окружности радиусом  $R$ ;  $t$  – шаг между гребешками ребра,  $d$  – толщина ребра,  $h = R_p - r_p$  – высота гребешков,  $n$  – количество гребешков.

$$\text{где } F_1 = 2p \left( \int_{z_1}^{z_2} \frac{bR_{\text{вн}}}{\sqrt{R_{\text{вн}}^2 - (z-a)^2}} dz - \int_{z_1}^{z_2} R_{\text{вн}} dz \right);$$

$$F_2 = 8 \int_{z_1}^{z_2} (b - \sqrt{R_{\text{вн}}^2 - (z-a)^2}) dz - 8r_p (z_2 - z_1)n; \quad \Omega = 8dn \left( R_p - r_p \right);$$

$$f = 4tdn; \quad q = 4tdn; \quad F_5 = 4d \int_{z_1}^{z_2} \frac{R_{\text{вн}}}{\sqrt{R_{\text{вн}}^2 - (z-a)^2}} dz.$$

Среднюю температуру пара находим как среднюю арифметическую:

$$T_{n,cp} = (T_n' + \sum_{i=1}^4 0,5(T_{ni}^I + T_{ni}^{II}) + T_n'') / 6. \tag{3}$$

Среднюю температуру внешней и внутренней поверхностей  $F_H$  конфузорно-диффузорного канала определяем как средневзвешенную:

$$\Theta_{cp} = \sum_{i=1}^4 0,5(\Theta_i^I + \Theta_i^{II}) F_i / F_H, \tag{4}$$

где  $F_i$  – часть поверхности  $F_H$ , содержащая  $i$ -ое сечение.

Среднюю температуру воды находим по формуле:

$$T_{cp} = T_{n,cp} - \Delta T, \tag{5}$$

где  $\Delta T$  – среднелогарифмический температурный напор между паром и водой при противотоке:

$$\Delta T = \frac{(T_n'' - T_n') - (T_n' - T_n'')}{\ln \frac{T_n'' - T_n'}{T_n' - T_n''}}. \tag{6}$$

Количество переданного тепла определяется по изменению температуры воды:

$$Q = Gc_p(T_n'' - T_n'), \tag{7}$$

где удельная теплоемкость воды  $c_p$  определяется по средней температуре  $T_{cp}$ .

Для контроля теплового баланса количество переданного тепла, от пара к воде, находим по уравнению:

$$Q_n = G_n(r + c_{pк}(T_n' - T_n'')), \tag{8}$$

где удельная теплота парообразования  $r$  определяется по средней температуре  $T_{n,cp}$ , удельная теплоемкость конденсата  $c_{pк}$  – по температуре  $T_n''$ .

Средний коэффициент теплоотдачи от пара к стенке вращающейся трубы определим как:

$$a_1 = \frac{Q_n}{F_H(T_{n,cp} - \Theta_{cp})}. \tag{9}$$

Коэффициент теплопередачи определим из выражения

$$Q = \frac{T_n - T_{cp}}{\frac{1}{a_1 F_H} + \frac{dc}{l F_H} + \frac{1}{a_{np} F_{вн}}};$$

где  $a_{np} = \frac{a_p F_p \cdot h + a_2 F_H}{F}$ ,  $F_p = F_2 + F_3 + F_6$  – площадь поверхности ребра,

$F_H = F_1$  – площадь неоребреной части поверхности со стороны оребрения,

$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_6$ ;  $a_2$  – коэффициент теплоотдачи от неоребреной части поверхности со стороны оребрения.

Обработка результатов исследования конвективного теплообмена производится в форме безразмерной зависимости вида

$$Nu_{np} = A \cdot N^k \cdot Re^m \left( \frac{t}{h} \right)^c \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где Nu, Re, – отнесены к средней температуре воды  $T_{cp}$  и рассчитываются по формулам:

$$Nu = \frac{ad}{l} \frac{\vartheta}{l}; \quad Re = \frac{4G}{pd_g m}; \quad N = \frac{wd}{2u_z} = \frac{wd^2}{2Reu}$$

Pr, Pr<sub>c</sub> – отнесены к средним температурам воды  $T_{cp}$  и стенки  $\Theta_{cp}$ .

По измеренному перепаду давления  $\Delta p$  вычисляется коэффициент гидравлического сопротивления  $X$ :

$$x = \frac{p^2 d^5}{8L} g^2 r \frac{\Delta p}{G^2}. \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки к воде определим из выражения [3]:

$$Nu = 0,37 N^{0,49} Re^{0,43} Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (12)$$

$$a_2 = \frac{Nu l}{d} \frac{\vartheta}{\vartheta},$$

где  $d_{эkv} = \frac{4V}{F_{внутр}}$ ;  $F_{внутр} = F_1 + F_2 - F_3 + \Omega + f + q$ ;

$$V = V_1 - V_2 - V_3,$$

где

$$V_1 = p \left\{ b^2 z - 2b \left[ \frac{1}{2} [(z-a)\sqrt{R^2 - (z-a)^2} + R^2 \arcsin \frac{z-a}{R}] \right] + R^2 z - \frac{z^3}{3} + az^2 - a^2 z \right\} \Bigg|_{z_1}^{z_2};$$

$$V_2 = 4d \left[ bz - \frac{1}{2} [(z-a)\sqrt{R^2 - (z-a)^2} + R^2 \arcsin \frac{z-a}{\sqrt{R^2 - (z-a)^2}}] \right] \Bigg|_{z_1}^{z_2}; V_3 = 4ntd \left( R_p - r_p \right)$$

Определим средний коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{2cp}$  по ребру:

$$\bar{\alpha}_{2cp} = \frac{\frac{1}{F q_i} \iint a_{1i}(j, z) r_{\partial} dzdj + \frac{1}{F f_i} \iint a_{2i}(j, z) R_{\partial} dzdj + \frac{1}{F \Omega_i} \iint a_{3i}(r, j) drdj + \frac{1}{F c_i c_{1i}} \iint a_{4i}(r, z) drdz + \frac{1}{F c_i c_{2i}} \iint a_{42i}(r, z) drdz}{\sum_{i=1}^m m_i} \quad (13)$$

Тогда коэффициент эффективности определим по выражению [7]:

$$\eta_{\bar{\alpha}_2} = \frac{\alpha_{np}}{\bar{\alpha}_{2cp}}.$$

Таким образом, предлагаемая методика исследований позволит подтвердить адекватность математической модели реальному процессу теплообмена и определить значения поля скоростей, температур и давлений по длине вращающейся трубы.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Золотонос А.Я., Золотонос 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.
2. Золотонос А.Я., Золотонос 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.
3. Горская Т.Ю. Гидродинамика ламинарного течения вязкой жидкости в теплообменных устройствах с вращающейся поверхностью типа «конфузор-диффузор». // Дис... канд. техн. наук. – Казань, 2004. – 110 с.
4. Патент 2306518 РФ, МПК F28D 11/00 Аппарат для проведения процессов тепломассообмена / Я.Д. Золотонос, А.Я. Золотонос, № 2006105076/06; опубл. 20.09.07, Бюл. 26.
5. Аппарат для проведения процессов теплообмена / Золотонос Я.Д., Золотонос А.Я. № 2010124171/06; заявл. 1106.10; пол. реш. 3.07.10.
6. Золотонос А.Я., Золотонос Я.Д. Теплообмен в аппарате типа «труба в трубе» с вращающейся теплообменной поверхностью «конфузор-диффузор» и оребренной проточной частью // Известия КазГАСУ, 2010, № 1(13). – С. 194-205.
7. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.