

АННОТАЦИЯ

диссертации на соискание ученой степени доктора философии PhD по специальности 6D072400 – Технологические машины и оборудование

Жумадуллаев Даулет Кошкарвич

Разработка и расчет смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей

Актуальность диссертационного исследования. Для промышленных предприятий одной из основных задач является повышение эффективности работы теплообменников. Решить данную проблему возможно либо с применением уже испытанных методов, либо за счет поиска новых возможностей, способствующих интенсификации теплообмена в теплообменном оборудовании.

Известно, что стремление к интенсификации проводимых процессов сопряжено с ростом энергетических затрат, и, с экономической точки зрения не всегда целесообразно использовать максимальные характеристики скоростных режимов. Применительно к теплообменным аппаратам критериями создания эффективных конструкций является также технологичность его сборки, снижение материалоемкости и увеличение (сохранение) прочностных характеристик.

Как показывают многочисленные данные, из всех известных методов интенсификации теплообмена в трубах наибольшее внимание, как эффективным и технологически реализуемым, уделяется искусственной турбулизации потока кольцевыми диафрагмами. Сущность предложенного метода заключается в следующем. На наружной поверхности трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки. При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизуют поток в пристеночном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки теплообменных аппаратов.

Результаты исследований труб с накаткой показали возросшую эффективность процесса теплообмена при низких и средних числах Рейнольдса. Отсутствуют результаты исследований при использовании турбулизаторов ядра потока.

Поэтому исследования конвективного теплообмена в каналах и трубах с регулярно расположенными интенсификаторами приграничных слоев и ядра потока при средних и выше средних числах Рейнольдса являются актуальными и представляют как научный, так и широкий практический интерес.

Предметом исследований явились гидродинамические закономерности и процессы теплообмена.

Цель работы: разработка научных основ процессов теплообмена в смесительных и поверхностных теплообменных аппаратах, создание научно-обоснованных методов их расчета и проектирования и апробация полученных результатов в опытно-промышленных условиях с реализацией в промышленности.

В соответствии с поставленной целью решались следующие **задачи:**

- установление гидродинамических закономерностей и теплообменных характеристик при течении теплоносителя в круглой трубе с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;

- моделирование процесса вихревого обтекания кольцевых выступов в трубах и турбулизаторов ядра потока;

- получение расчетных зависимостей коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока;

- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внутреннем и внешнем обтекании трубчатых элементов смесительного теплообменника с изменением режимных и конструктивных параметров и получение расчетных зависимостей;

- экспериментальное исследование гидродинамических характеристик и параметров теплообмена при внешнем обтекании трубчатых элементов поверхностного теплообменника с изменением режимных параметров и получение расчетных зависимостей;

- разработка научно-обоснованной инженерной методики расчета теплообменных аппаратов с трубчатой насадкой смесительного и поверхностного типов и рекомендаций по проектированию и эксплуатации;

- промышленная апробация результатов исследований.

Научная новизна исследования:

- предложена физическая модель вихревого взаимодействия в трубах при обтекании периферийных кольцевых выступов и сферических турбулизаторов ядра потока при средних числах Рейнольдса с определением коэффициентов, учитывающих степень взаимодействия вихрей за кольцевыми диафрагмами, сферическими турбулизаторами ядра потока и их суммарного взаимодействия;

- получены уравнения для расчета интенсивности теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления теплоносителей в трубах с кольцевыми диафрагмами и сферическими турбулизаторами ядра потока при средних и выше средних числах Рейнольдса;

- получены уравнения для расчета коэффициентов сопротивления, гидравлического сопротивления и количества удерживаемой жидкости, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме регулярной трубчатой насадки смесительного теплообменного аппарата;

- на основе использования диссипативного подхода получено уравнение для определения коэффициентов массоотдачи в газовой фазе, а исходя из

аналогии процессов тепло- и массообмена – уравнение для расчета коэффициентов теплоотдачи смесительного теплообменного аппарата;

- получены уравнения для расчета гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, учитывающие закономерности взаимодействия вихрей в объеме трубчатого пучка поверхностного теплообменного аппарата.

Теоретическая значимость исследования заключается в том, что на основе теоретических и экспериментальных исследований закономерностей вихревого взаимодействия потоков научно обоснована методология расчета смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

Практическая ценность. Разработана конструкция теплообменных труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока, защищенная инновационным патентом РК №28151, а также конструкция тепломассообменного аппарата, защищенная инновационным патентом РК №30217.

Разработаны методики расчета, рекомендации по проектированию и эксплуатации смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов.

Публикации по теме исследования. По теме диссертации опубликовано 25 статей, из них 15 статей в материалах международных конференций, 2 статьи в изданиях входящих в международную базу научных журналов Scopus, 6 статей в журналах, рекомендованных Комитетом по контролю в сфере образования и науки МОН РК, получено 2 патента РК. Содержание статей охватывает основное содержание диссертации.

Во введении дана оценка современного состояния решаемой научной проблемы, основание и исходные данные для разработки темы, обоснование необходимости проведения научно-исследовательской работы, сведения о планируемом научно-техническом уровне разработки и метрологическом обеспечении диссертации, актуальность и новизна темы, связь данной работы с другими научно-исследовательскими работами, цель, объект и предмет, задачи исследования, методологическая база, положения, выносимые на защиту, практическая ценность и апробация практических результатов.

В первом разделе дано современное представление вопроса теплообмена в смесительных и поверхностных теплообменных аппаратах. При этом, проведен анализ работы и методов расчета основных гидродинамических и теплообменных характеристик оборудования, осуществлена постановка задач исследований.

Во втором разделе дано описание экспериментальной установки для исследования конвективного теплообмена и гидродинамических характеристик теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с накатными трубами и турбулизатором ядра потока. Трубы с накаткой кольцевых каналов $D = 20 \times 2,5$ мм. Относительная высота выступов трубы: $d/D = 0,96$ и $0,875$ (d – диаметр выступов). Шаг расположения выступов $t = 3$ и 7 мм. Шарообразный турбулизатор ядра потока $d_{\text{ш}} = 0,6$ и 2 мм, шаг расположения $t_{\text{яд}} = (4-5) d_{\text{ш}}$.

Параметры в нагревателе: температура стенки $t_c = 29,1 \dots 50,8^\circ\text{C}$; температура воды на входе $t_{\text{в}} = 11,4 \dots 17,1^\circ\text{C}$ и выходе $t_{\text{в}} = 13,8 \dots 26,7^\circ\text{C}$.

С ростом Re увеличивается эффект интенсификации $\alpha/\alpha_{гл}$. Причем, рост эффекта интенсификации очевиден с ростом высоты диафрагмы и наличием турбулизаторов ядра потока. При высоких числах Рейнольдса течения капельной жидкости целесообразно применять турбулизаторы небольшой высоты.

Для всех накатанных труб с турбулизаторами ядра потока и без них коэффициент сопротивления падает с ростом Re , что благоприятно отражается на интенсификации.

Проведенные исследования коэффициента теплоотдачи и относительного коэффициента гидравлического сопротивления от шага t/h показали, что исследуемые характеристики имеют максимум, приходящийся на $t/h \approx 10$, где h масштаб.

Для объяснения этого предложена физическая модель. Рассматривая механизм формирования и взаимодействия тороидальных вихрей в трубах с поперечно кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока, что при определенных шагах расположения турбулизаторов возможно достижение синфазного режима взаимодействия вихрей, когда обеспечивается совпадение времени образования вихрей и времени пролета вихрей от одного источника к другому.

Для расчета степени взаимодействия вихрей за кольцевыми выступами предложено уравнение:

$$\theta_h = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{t_h}{h \cdot m_h} + 1 \right) \right] \quad (2.1)$$

Для расчета степени взаимодействия вихрей за сферическими утолщениями:

$$\theta_{яд} = 0,85 + 0,15 \sin \left[\frac{\pi}{2} \left(4 \frac{t_{яд} \cdot Sl_{ш}}{d_{ш} \cdot m_{ш}} + 1 \right) \right] \quad (2.9)$$

При условии $t_{яд}/d_{ш} = 0,47 \cdot t_h/h$ совмещенный коэффициент, учитывающий механизмы взаимодействия за кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока может быть определен по формуле:

$$\theta_{\Sigma} = \theta_h \cdot \theta_{яд} \quad (2.12)$$

На основе полученных экспериментальных данных получены уравнения для расчета относительных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления в трубах кольцевыми выступами и турбулизаторами ядра потока:

$$A = \frac{\alpha}{\alpha_{zt}} = 1,6 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left[\left(\frac{d_{ш}}{d} \right)^2 + \left(\frac{d}{D} \right)^{-0,5} + 0,35 \cdot \left(\frac{D}{d} \right) \cdot Re \cdot 10^{-3} \right] \quad (2.15)$$

$$B = \frac{\xi}{\xi_{zt}} = 1,4 \cdot \theta_{\Sigma} \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{-3,94} \exp \left[\left[1,2 \cdot \left(\frac{d_{ш}}{d} \right)^2 + 0,3 \cdot \frac{d}{D} \right] \cdot 10^{-4} \cdot Re \right] \quad (2.18)$$

В третьем разделе приведены результаты исследований смесительного насадочного аппарата с турбулизаторами теплоносителей в зависимости от режимных и конструктивных параметров.

Диапазон изменения режимных параметров в проводимых исследованиях: скорость газа $w_r = 1 \div 5$ м/с; плотность орошения $L = 10 \div 75$ м³/м²·ч; температура воздуха $t_{\text{возд.}} = 20 \div 100$ °С; температура теплоносителя в трубчатом пучке $t_{\text{ж}} = 16 \div 100$ °С; конструктивных параметров: шаг между насадочными элементами по вертикали $t_v/b - 1 \div 5$; по горизонтали $t_p/b - 1,5 \div 4$; размер трубчатых элементов: $d = 0,025$ м; $\ell = 0,34$ м; турбулизаторов: относительная высота кольцевых выступов: $d/D = 0,96$ и $0,875$; шаг между кольцевыми выступами $t/h = 10$; шарообразные утолщения $d_{\text{ш}}/d = 0,04$ и $0,145$; шаг между шарообразными утолщениями (4-5) $t_{\text{яд}}/d_{\text{ш}}$.

Исследования гидравлического сопротивления труб в трубном пучке показали, что величина накатки и размеры осевых турбулизаторов ядра потока оказывают существенное влияние на гидравлическое сопротивление, особенно в режиме развитой турбулентности. Потери на трение существенно возрастают при реализации механизма одновременного вихреобразования за кольцевыми выступами и шаровыми турбулизаторами ядра потока. значения коэффициентов теплоотдачи и чисел Нуссельта во всем диапазоне чисел Рейнольдса растут, тогда, как с увеличением температуры значения коэффициентов теплоотдачи и чисел Нуссельта снижаются

В результате исследований гидродинамических закономерностей движения жидкости в трубах в зависимости от чисел Рейнольдса получено уравнение:

$$\Delta p = \Delta p_1 + (z - 2) \cdot \Delta p_2 + z \cdot (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_4 + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_5) + (z - 1) \cdot (\Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9) + \Delta p_{10}, \quad (3.9)$$

Здесь $\Delta p_1 - \Delta p_{10}$ - потери давления в местных сопротивлениях, Па; z - число ходов в трубчатом пучке.

В уравнении для расчета потерь на трение $\Delta p_{\text{тр}}$ для труб с накаткой и турбулизаторами ядра потока коэффициент трения с учетом (3.13) имеет вид:

$$\xi = B \cdot \lambda_{\text{тр}} \quad (3.14)$$

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи дано уравнение:

$$\alpha = \frac{\lambda^{0,57} \cdot w_{\text{тр}}^{0,8} \cdot c^{0,43} \cdot \rho_{\text{ж}}^{0,43}}{d_{\text{тр}}^{0,2} \cdot \nu_{\text{ж}}^{0,37}} \quad (3.15)$$

Исследования гидравлического сопротивления ΔP_L и количества удерживаемой жидкости h_0 насадочной зоны смесительного аппарата при шагах расположения труб $t_v = 2d$ и $t_p = 2d$ показали, что с ростом чисел Рейнольдса по газу Re_r и жидкости $Re_{\text{ж}}$, исследуемые параметры растут. С увеличением чисел Рейнольдса Re_r значения коэффициентов теплоотдачи α , а также чисел Нуссельта Nu растут.

Для расчета гидравлического сопротивления орошаемого аппарата использовали известное уравнение для аппаратов с регулярной подвижной насадкой, в котором для определения коэффициентов сопротивления ξ_L предложена формула:

$$\xi_L = 0,25 \cdot \theta_s \cdot \theta_p \cdot \text{Re}_{ж}^{0,1} \quad (3.18)$$

Количество удерживаемой жидкости рассчитываем по уравнению:

$$h_o = 0,54 \cdot \xi_L \cdot \frac{H}{t_g} \cdot \frac{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma}^2}{2 \cdot \rho_{ж} \cdot g \cdot \varepsilon_0^2}, \quad (3.26)$$

Уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи имеет вид:

$$\alpha = B_{\alpha} \cdot c_p' \left[\frac{\xi_L}{t_g \cdot \varphi_{яч} \cdot \nu_{\Gamma}} \frac{D_{\Gamma}^2 \cdot U_{\Gamma}^3}{\nu_{\Gamma}} \right]^{1/4}, \quad (3.42)$$

где $B_{\alpha} = 7,28 \cdot \left(\frac{\varphi}{1-\varphi} \right)^{1/4}$ - опытный коэффициент, учитывающей поверхность контактного теплообмена.

С учетом

$$\lambda = 1,9 \cdot C_p' \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \nu_{\Gamma}, \quad (3.43)$$

уравнение в критериальном виде запишется следующим образом

$$Nu_{\varepsilon}^* = A_{\alpha} \cdot \frac{\text{Re}_{\varepsilon}^{*3/4} \cdot \text{Pr}_{\varepsilon}}{Sc^{1/2}}, \quad (3.44)$$

где $A_{\alpha} = 0,1 \cdot A_{\varepsilon}$ - безразмерный параметр, характеризующий взаимодействие вихрей в орошаемом трубчатом пучке; $Nu^* = \frac{\alpha \cdot t_g}{\lambda}$ и $\text{Re}^* = \frac{U_{\varepsilon} \cdot t_g}{\nu_{\varepsilon}}$ - модифицированные числа Нуссельта и Рейнольдса, отнесенные к высоте ячейки; $\text{Pr} = \frac{c \cdot \rho_{\varepsilon} \cdot \nu_{\varepsilon}}{\lambda}$ - число Прандтля.

В четвертом разделе приведены результаты исследований гидродинамики и теплообмена в поверхностных трубчатых теплообменниках.

Уравнение для определения гидравлического сопротивления при одноходовой схеме движения теплоносителя в трубах в кожухотрубчатом теплообменнике с неподвижными трубными решетками имеет вид:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (4.1)$$

Общее сопротивление межтрубного пространства кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками (рисунок 4.1) определяется уравнением:

$$\Delta p = \Delta p_5 + \frac{l}{l_{\text{п}}} \Delta p_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_{\text{п}}} - 1 \right) \Delta p_6 + \Delta p_7 \quad (4.3)$$

Для расчета потери давления на трение в межтрубном пространстве теплообменника нами предложено уравнение:

$$\Delta p_{\text{мт}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{D}{t_{\text{в}}} \cdot \frac{\rho_{ж} \cdot W_{\text{мт}}^2}{2} \quad (4.4)$$

Здесь D – внутренний диаметр аппарата, м; t_B – шаг расположения труб по ходу движущегося потока.

Коэффициент трения $\lambda_{тр}$ рассчитывается по формуле:

$$\lambda_{тр} = 2,275 \cdot \theta_B \cdot \theta_p \cdot Re^{-0,2} \quad (4.5)$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи α предложена формула:

$$\alpha = \theta_B \cdot \theta_p \cdot \frac{w^{0,65} \cdot c^{0,36} \cdot \rho^{0,36} \cdot \lambda^{0,64}}{\nu^{0,29} \cdot d^{0,35}} \quad (4.8)$$

В пятом разделе приведены рекомендации по проектированию, методики расчета и внедрению смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей.

Рекомендации по проектированию содержат сведения о режимных и конструктивных параметрах, а методики расчета основные гидродинамические и теплообменные характеристики смесительных и поверхностных теплообменных аппаратов с турбулизаторами теплоносителей.

По результатам исследований спроектирован промышленный смесительный аппарат с трубчатой насадкой, который внедрен на АО «Актюбинский завод хромовых соединений» в производстве окиси хрома с экологическим эффектом по природоохранным мероприятиям 30,09 млн.тенге/год. Поверхностный теплообменный аппарат с накатанными трубами и турбулизаторами ядра потока внедрен на ЖФ ТОО «Казфосфат» (НДФЗ) в производстве термической фосфорной кислоты с ориентировочным экономическим эффектом 4,2 млн.тенге в год.

В заключении даны краткие выводы по результатам диссертационных исследований, оценка полноты решений поставленных задач, разработаны рекомендации и исходные данные по конкретному использованию результатов, дана оценка технико-экономической эффективности внедрения и научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области.

Условные обозначения: D – коэффициент диффузии, м²/с; внутренний диаметр трубы, м; h – высота, м; θ – коэффициент, характеризующий степень взаимодействия вихрей; Sl – число Струхаля; $m_{ш}$ – масса шара, кг; A – коэффициент; B – коэффициент; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; ζ – коэффициент сопротивления; d – диаметр насадки, капли, отверстия, частицы, м; Re – число Рейнольдса; l – длина, м; ρ – плотность, кг/м³; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); коэффициент; H – высота, м; w – скорость, м/с; W – плотность орошения аппарата, кг/(м²·с); скорость потока, м/с; Nu – число Нуссельта; Pr – число Прандтля;