

УДК 66.021.4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТРУБЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Кустов Борислав Олегович¹,
nir@angtu.ru

Бальчугов Алексей Валерьевич¹,
nir@angtu.ru

Бадеников Артем Викторович¹,
orgnir@angtu.ru

Герасимчук Михаил Владимирович¹,
balchug@mail.ru

Захаров Кирилл Дмитриевич¹,
balchug@mail.ru

¹ Ангарский государственный технический университет,
Россия, 665835, г. Ангарск, ул. Чайковского, 60.

Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения интенсивности теплоотдачи в аппаратах трубчатого типа химической и нефтехимической промышленности. Аппараты данного типа, как правило, громоздки, характеризуются высокой металлоемкостью, занимают большие производственные площади. Интенсификация теплоотдачи позволит снизить габариты теплообменного оборудования, уменьшить потери теплоты в окружающую среду и повысить технико-экономические показатели производства. Экспериментально полученные критериальные уравнения могут быть использованы при разработке интенсифицированных теплообменников.

Цель: экспериментально определить зависимость критерия Nu от критерия Re в лабораторных теплообменниках типа «труба в трубе», реализующих следующие способы интенсификации теплоотдачи: 1) использование сетчатого и спирального турбулизаторов; 2) использование псевдооживленного слоя сферических металлических частиц; 3) вращение теплообменной трубы за счет кинетической энергии потока теплоносителя.

Методы: экспериментальное определение зависимости критерия Nu от критерия Re в лабораторных интенсифицированных теплообменниках типа «труба в трубе», инструментальное определение температуры и расхода жидкости, высоты псевдооживленного слоя; видеосъемка.

Результаты. Экспериментально определена зависимость критерия Nu от критерия Re в лабораторных интенсифицированных теплообменниках типа «труба в трубе». Для исследованных турбулизаторов при $10000 < Re < 25000$ получены эмпирические критериальные зависимости в пределах погрешности $\pm 5\%$. Исследование способа интенсификации теплоотдачи за счет использования псевдооживленного слоя в вертикальной теплообменной трубе показало, что наилучшие гидродинамические условия для интенсификации теплоотдачи достигаются в псевдооживленном слое из свинцовых сферических частиц диаметром $d=0,002$ м. Для псевдооживленного слоя сферических свинцовых частиц $d=0,002$ м при $5000 < Re < 15000$ получена эмпирическая критериальная зависимость в пределах погрешности $\pm 6\%$. Установлено, что во вращающейся охлаждаемой горизонтальной теплообменной трубе с постоянной частотой 2,0 об/с повышается критерий Nu в среднем 1,24 раза в интервале $10000 < Re < 40000$. Анализ показал, что увеличение интенсивности теплоотдачи в исследованных теплообменниках обеспечено за счет улучшения перемешивания потока жидкости, а также за счет турбулизации пристеночного слоя. Результаты экспериментальных исследований позволяют сделать вывод, что рассмотренные методы интенсификации процесса теплоотдачи являются перспективными для дальнейшего исследования и использования на химическом и нефтехимическом производстве.

Ключевые слова:

Интенсификация теплоотдачи, теплообменник «труба в трубе», псевдооживленный слой, спиральный турбулизатор, сетчатый турбулизатор, вращение теплообменной трубы, коэффициент теплоотдачи.

Введение

На предприятиях химической и нефтехимической промышленности для проведения теплообменных процессов широко используются трубчатые теплообменники (ТО) («труба в трубе», кожухотрубчатые), которые отличаются простотой и надежностью конструкции [1, 2]. Недостатками данных ТО являются: низкая поверхность теплопередачи и невысокие коэффициенты теплоотдачи [3, 4]. В связи с этим актуальным направлением совершенствования ТО явля-

ется интенсификация теплоотдачи за счет внесения изменений в их конструкцию [5–7]. Увеличение коэффициентов теплоотдачи позволит снизить габариты теплообменного аппарата и повысить технико-экономические показатели процесса [8–10].

В настоящей работе выполнены экспериментальные исследования трех недостаточно изученных [11–13] способов интенсификации теплоотдачи в ТО типа «труба в трубе»:

- 1) за счет установки в горизонтальной теплообменной трубе турбулизаторов сетчатого и спирального типа;
- 2) за счет создания в вертикальной теплообменной трубке псевдооживленного слоя из сферических металлических частиц;
- 3) за счет вращения теплообменной трубы с закрепленной на ней гидротурбиной с использованием кинетической энергии потока теплоносителя [14].

Интенсивность теплоотдачи в ТО характеризуется коэффициентом теплоотдачи и критерием Nu , значения которых экспериментально определяются на основе измеренных начальных и конечных температур теплоносителей, температуры стенки, расходов теплоносителей и площади теплоотдачи [15–17]. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи позволит оценить эффективность используемого метода интенсификации теплообмена [18–20]. Целью настоящей работы является экспериментальное определение зависимости критерия Nu от критерия Re в лабораторных ТО типа «труба в трубе» с использованием перечисленных методов интенсификации теплоотдачи. Исследования выполнены с использованием стандартных экспериментальных методик, описанных в работах [21, 22].

Результаты и их обсуждение

Эксперименты по определению зависимости критерия Nu от критерия Re при использовании различных способов интенсификации теплоотдачи выполнены на лабораторной установке, схема которой изображена на рис. 1.

При экспериментальном исследовании на лабораторной установке (рис. 1) влияния сетчатого и спирального турбулизаторов на интенсивность теплоотдачи использовался горизонтальный ТО типа «труба в трубе», общий вид которого представлен на рис. 2. Диаметр внутренней трубы (2) ТО 0,015×0,001 м, диаметр наружной трубы (1) ТО 0,028×0,001 м. Длина ТО составляет 1,75 м. При изготовлении ТО использовались медные трубы, поскольку медь имеет высо-

кий коэффициент теплопроводности и характеризуется высокой химической стойкостью к коррозии. Турбулизаторы располагались во внутренней теплообменной трубе (2).

Сетчатый турбулизатор представляет собой медную сетку, свернутую в рулон, полностью заполняющий свободный объем внутренней трубы (2). Сетка, из которой изготовлен турбулизатор, состоит из медной проволоки диаметром 0,5 мм. Размер ячейки сетки 1,5 мм. Сетчатый турбулизатор жестко устанавливался во внутреннюю трубу (2, рис. 2) так, чтобы свернутая в рулон сетка равномерно распределялась по всему свободному объему внутренней трубы (2). В экспериментах с сетчатым турбулизатором спиральный турбулизатор (6) отсутствует. Длина сетчатого турбулизатора равна длине внутренней трубы (1,75 м). Масса сетчатого турбулизатора, устанавливаемого во внутреннюю трубу 27,9 г. Свободный объем сетчатого турбулизатора составляет 98,4 %.

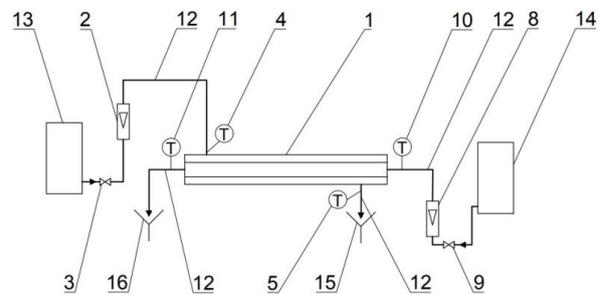


Рис. 1. Принципиальная схема лабораторной установки: 1 – ТО типа «труба в трубе»; 2, 8 – ротаметры; 3, 9 – вентили; 4, 5, 10, 11 – термопары; 12 – шланг; 13 – источник холодной воды; 14 – источник горячей воды; 15, 16 – слив воды в канализацию

Fig. 1. Schematic diagram of the laboratory-scale plant: 1 – heat exchanger of the «tube in tube» type; 2, 8 – rotameters; 3, 9 – valves; 4, 5, 10, 11 – thermocouples; 12 – hose; 13 – cold water source; 14 – hot water source; 15, 16 – water draining into the sewer

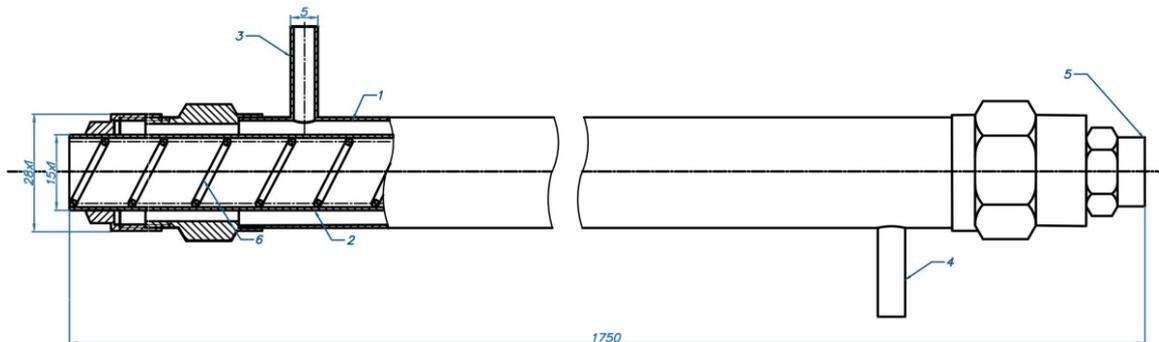


Рис. 2. Лабораторный горизонтальный ТО типа «труба в трубе»: 1 – внешняя труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок для входа холодной воды; 4 – патрубок для выхода холодной воды; 5 – входной патрубок для горячей воды; 6 – спиральный турбулизатор

Fig. 2. Laboratory horizontal heat exchanger of the «tube in tube» type: 1 – external tube; 2 – heat exchange tube; 3 – tube for cold water inlet; 4 – tube for cold water outlet; 5 – tube for hot water inlet; 6 – spiral turbulizer

Спиральный турбулизатор (6, рис. 2) изготовлен из медной проволоки сечением 2 мм². Из проволоки изготавливали спираль с шагом 43 мм. Внешний диаметр спирального турбулизатора равен внутреннему диаметру внутренней трубы (2) (0,013 м). Длина спирального турбулизатора равна длине внутренней трубы (2) (1,75 м). Спиральный турбулизатор помещается во внутреннюю трубу так, чтобы витки спирали касались внутренних стенок трубы (рис. 2). Спиральный турбулизатор крепится ко внутренней трубе (2) при помощи пайки паяльной лампой по кромке.

Методика эксперимента по определению зависимости критерия Nu от критерия Re состоит в следующем. Холодная вода из источника водоснабжения (13, рис. 1) по шлангу (12) подается в межтрубное пространство ТО (1) (рис. 1). Определение расхода холодной воды осуществляется с помощью ротаметра (2). Измерение температуры холодной воды на входе в межтрубное пространство осуществляется термопарой (4). Измерение температуры холодной воды на выходе из межтрубного пространства осуществляется термопарой (5). Холодная вода выходит из межтрубного пространства в систему канализации (15). Далее включается подача горячей воды из источника водоснабжения (14, рис. 1) во внутреннюю трубу ТО. Расход горячей воды регулируется при помощи вентиля (9). Измерение расхода горячей воды осуществляется с помощью ротаметра (8). Измерение начальной температуры горячей воды осуществляется при помощи термопары (10). Измерение температуры горячей воды на выходе из ТО осуществляется при помощи термопары (11). Горячая вода выходит из внутренней трубы ТО и сливается в канализацию (16). Показания приборов (2, 4, 5, 8, 10, 11) снимаются и фиксируются в лабораторном журнале после выхода установки на стационарный режим работы, при котором прекращается изменение температуры потоков во времени.

В экспериментах расход холодной воды, подаваемой в межтрубное пространство, остается постоянным, а расход горячей воды ступенчато изменяется с заданным шагом. ТО снабжен тепловой изоляцией для исключения влияния окружающей среды на результаты экспериментов. Схема работы ТО – противоток.

С целью определения влияния сетчатого и спирального турбулизаторов на зависимость критерия Nu от критерия Re в горизонтальной охлаждаемой теплообменной трубе выполнено три серии экспериментов: 1) без турбулизаторов, 2) с сетчатым турбулизатором и 3) со спиральным турбулизатором.

В ходе экспериментов расход горячей воды в трубном пространстве изменялся в диапазоне от 0,12 до 0,54 м³/ч, расход холодной воды в межтрубном пространстве оставался постоянным и равнялся 0,613 м³/ч. Начальная температура холодной воды составляла +13°C, а горячей воды +60°C.

Средний по длине теплообменной трубы коэффициент теплоотдачи определялся с использованием результатов измерений по уравнению [22]:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Дж/(м²·град·с); Q – количество теплоты, Дж/с; F – площадь теплоотдачи, м²; Δt_{cp} – средняя движущая сила теплоотдачи, °С.

Количество теплоты определяли на основе результатов измерений по уравнению:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1), \quad (2)$$

где V – объемный расход холодной воды, м³/с; ρ – плотность холодной воды при средней температуре, кг/м³; c – теплоемкость холодной воды при средней температуре, Дж/(кг·град); t_2 и t_1 – соответственно, конечная и начальная температура холодной воды.

Результаты экспериментов представлены на рис. 3. Видно, что во всех сериях экспериментов критерий Nu возрастал с увеличением критерия Re .

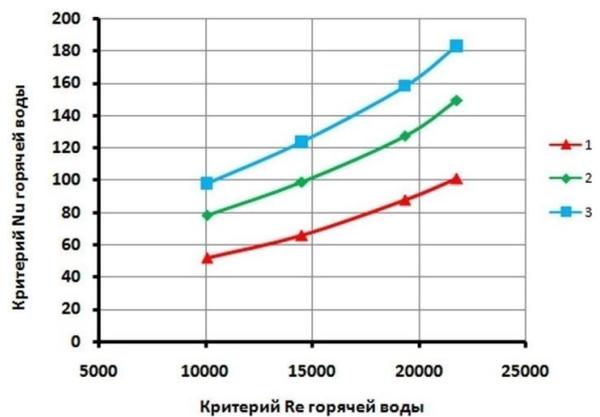


Рис. 3. Зависимость критерия Nu от критерия Re : 1 – без турбулизатора; 2 – сетчатый турбулизатор; 3 – спиральный турбулизатор

Fig. 3. Dependence of Nu number on Re number: 1 – without turbulizer; 2 – mesh turbulizer; 3 – spiral turbulizer

Выполнены тестовые испытания лабораторной установки (рис. 1) и ТО (рис. 2) путем сравнения результатов экспериментов без турбулизаторов (рис. 3, кривая 1) с результатами расчета по общепринятому уравнению М.А. Михеева для гидродинамического режима $Re > 10000$ [23]:

$$Nu_0 = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (3)$$

где Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля в основном потоке жидкости; Pr_{cm} – критерий Прандтля вблизи стенки; Nu_0 – расчетный критерий Нуссельта.

Критерий Нуссельта связан с коэффициентом теплоотдачи уравнением:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (4)$$

где d – внутренний диаметр теплообменной трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·град).

Установлено, что отклонение результатов экспериментов для теплообменной трубы без турбулизаторов от результатов расчета по уравнениям (3), (4) не превышает ± 9 %. При этом погрешность измерения коэффициента теплоотдачи по оценке авторов составляет не более 10 %.

Интенсификация теплоотдачи при использовании сетчатого и спирального турбулизатора (рис. 3) происходит за счет увеличения интенсивности перемешивания горячего теплоносителя в трубном пространстве и, вследствие этого, снижения толщины пограничного теплового слоя. Спиральный турбулизатор дает более высокие значения коэффициентов теплоотдачи по сравнению с сетчатым турбулизатором, поскольку он расположен непосредственно вблизи теплопередающей стенки, что обеспечивает более эффективное перемешивание жидкости в пристеночном слое, в то время как сетчатый турбулизатор равномерно распределен по всему объему трубного пространства, обеспечивая более интенсивное перемешивание в центре потока. Некоторый вклад в рост теплового потока вносит также увеличение площади теплопередачи, поскольку турбулизаторы находятся в непосредственном контакте с теплообменной поверхностью.

Анализ зависимости экспериментально определенного критерия Nu от критерия Re для исследованных турбулизаторов показал, что в пределах точности эксперимента число Nu примерно пропорционально $Re^{0,8}$. Таким образом, при использовании спирального и сетчатого турбулизаторов для критерия Re в диапазоне $10000 < Re < 25000$ отношение Nu/Nu_0 не зависит от критерия Re , а зависит только от наличия турбулизатора. Для исследованных турбулизаторов при $10000 < Re < 25000$ получены следующие эмпирические зависимости (5), (6) в пределах погрешности $\pm 5\%$:

$$\text{спиральный турбулизатор: } \frac{Nu}{Nu_0} = 1,84, \quad (5)$$

$$\text{сетчатый турбулизатор: } \frac{Nu}{Nu_0} = 1,48. \quad (6)$$

Эмпирические зависимости (5) и (6) рекомендуются использовать при проектировании промышленных теплообменников.

На последующем этапе работы экспериментально изучено влияние псевдооживленного слоя сферических металлических частиц, расположенного в трубном пространстве, на теплоотдачу в вертикальном ТО типа «труба в трубе». В первую очередь на лабораторной установке (рис. 4) исследованы гидродинамические характеристики псевдооживленного слоя сферических металлических частиц в восходящем потоке воды. Главным элементом установки (рис. 4) является вертикальная трубка (8), выполненная из стекла для визуализации псевдооживленного слоя и возможности видеосъемки. Длина стеклянной трубки 950 мм, внутренний диаметр трубки 13 мм. В штуцерах (6) и (9) на входе и выходе из стеклянной трубки (8) установлены металлические сетки (7) с размером ячейки сетки 1,2 мм для удержания в трубке псевдооживленного слоя.

Методика гидродинамических экспериментов состоит в следующем. Вода с температурой 20 °С подается из емкости (1) насосом (11) через вентиль (2) и через ротаметр (5) в вертикальную стеклянную трубку (8). Вертикальный поток воды приводит слой сферических частиц в хаотичное движение, выходит из трубки (8) и поступает в слив (10). Чем больше расход воды,

тем выше высота псевдооживленного слоя. В ходе экспериментов фиксировалась высота псевдооживленного слоя при данном значении скорости жидкости, фиксировалась скорость уноса частиц и визуально оценивалась эффективность перемешивания частиц в слое. Значения параметров записывались в лабораторный журнал только после выхода установки на установившийся режим псевдооживления.

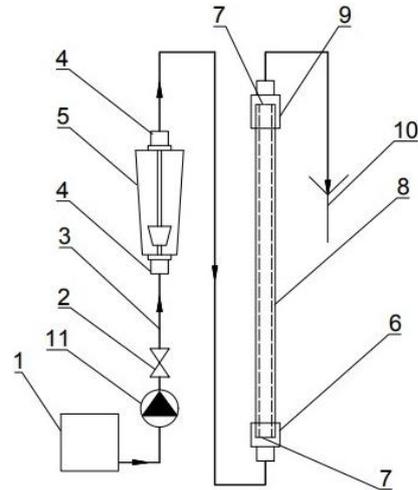


Рис. 4. Схема лабораторной установки для гидродинамических исследований: 1 – емкость; 2 – вентиль для регулирования расхода воды; 3 – шланг; 4 – стальные штуцера; 5 – ротаметр; 6, 9 – фторопластовые штуцера; 7 – сетки для удержания металлических сферических частиц в стеклянной трубке; 8 – вертикальная стеклянная трубка; 10 – слив воды; 11 – насос

Fig. 4. Diagram of the laboratory unit for hydrodynamic studies: 1 – capacity; 2 – valve to regulate water flow; 3 – hose; 4 – steel fittings; 5 – rotameter; 6, 9 – fluoroplastic fittings; 7 – grids for holding metallic spherical particles in a glass tube; 8 – vertical glass tube; 10 – draining water; 11 – pump

Параметры металлических сферических частиц, использованных в экспериментах, приведены в таблице. Начальная высота слоя неподвижных сферических частиц на нижней сетке во всех экспериментах составляла 0,06 м. В ходе экспериментов расход воды ступенчато менялся в диапазоне от 0,024 до 0,470 м³/ч.

Таблица. Параметры металлических сферических частиц
Table. Parameters of metal spherical particles

Металл Metal	Плотность металла, кг/м ³ Metal density, kg/m ³	Диаметр сферической частицы, м Spherical particle diameter, m	Порозность, м ³ /м ³ Porosity, m ³ /m ³	Насыпная плотность, кг/м ³ Bulk density, kg/m ³
Алюминий Aluminum	2700	0,002	0,40	790
Свинец Lead	11340	0,002	0,40	6845
Свинец Lead	11340	0,003	0,44	6580
Сталь Steel	7800	0,045	0,46	4540

Результаты гидродинамических экспериментов представлены на рис. 5.

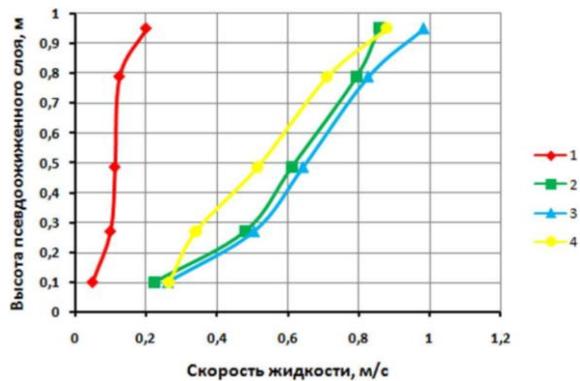


Рис. 5. Зависимость высоты псевдооживленного слоя сферических металлических частиц от скорости жидкости: 1 – алюминиевые частицы, $d=0,002$ м; 2 – свинцовые частицы, $d=0,002$ м; 3 – свинцовые частицы, $d=0,003$ м; 4 – стальные частицы, $d=0,0045$ м

Fig. 5. Dependence of the height of the fluidized bed of spherical metal particles on liquid velocity: 1 – aluminum particles, $d=0,002$ m; 2 – lead particles, $d=0,002$ m; 3 – lead particles, $d=0,003$ m; 4 – steel particles, $d=0,0045$ m

Из рис. 5 видно, что зависимость высоты псевдооживленного слоя от расхода жидкости определяется видом сферических частиц. Установлено, что скорость уноса частиц из алюминия диаметром 0,002 м составляет 0,20 м/с, частиц из свинца диаметром 0,002 м – 0,86 м/с, частиц из свинца диаметром 0,003 м – 0,98 м/с, а стальных частиц диаметром 0,045 м – 0,88 м/с. Алюминиевые сферические частицы уносятся потоком из трубки при малых скоростях жидкости, поэтому было принято заключение, что данный вид металлических частиц нецелесообразно использовать для дальнейших исследований интенсификации теплопередачи в лабораторном ТО.

Визуально установлено, что в исследованном диапазоне скоростей жидкости в слое свинцовых сферических частиц с диаметром 0,003 м и в слое стальных частиц с диаметром 0,045 м перемешивание было малоинтенсивным и нестабильным, что выразалось в доминировании поршневого режима псевдооживления. Визуально также установлено, что наиболее эффективное перемешивание в псевдооживленном слое достигается при использовании сферических частиц из свинца диаметром 0,002 м. Причем для данных частиц наилучшее перемешивание достигается при высоте псевдооживленного слоя 500–600 мм.

Анализ видеоматериалов также показал, что сферические частицы из свинца диаметром 0,002 м в псевдооживленном слое приобретают хаотичное вращательно-поступательные движение, причем ось вращения каждой частицы параллельна оси трубы. Каждая частица при вращении создает вокруг себя область вихрей, которые способствуют частому соударению и отталкиванию частиц друг от друга, что обеспечивает интенсивное перемешивание жидкости.

На основе результатов гидродинамических экспериментов для исследования интенсификации теплопередачи были выбраны свинцовые сферические частицы с диаметром 0,002 мм.

Эксперименты по определению зависимости критерия Nu от критерия Re в вертикальном ТО «труба в трубе» с использованием псевдооживленного слоя сферических свинцовых частиц диаметром 0,002 м проводились на той же лабораторной установке, что и эксперименты с турбулизаторами, изображенной на рис. 1. Отличие состоит только в том, что исследования теплопередачи в псевдооживленном слое проводились не в горизонтальном, а в вертикальном ТО типа «труба в трубе», схема которого приведена на рис. 2.

С учетом результатов гидродинамических экспериментов с целью интенсификации теплоотдачи решено по высоте внутренней трубы ТО расположить три слоя сферических частиц, разделенных сетками. Всего во внутренней трубе было установлено четыре сетки: на входе в трубу, на выходе из трубы и две сетки по высоте внутренней трубы. Расстояние между соседними сетками одинаковое и составляет 0,583 м. Для установки сеток внутри трубы были изготовлены специальные втулки с резиновыми кольцами. Схема работы ТО – противоток.

Методика проведения экспериментов аналогична методике, описанной ранее для лабораторной установки на рис. 1. Проведено три серии экспериментов:

- 1) с трубным пространством без сеток.
- 2) с установленными в трубном пространстве сетками в количестве 4 шт.
- 3) с установленными в трубном пространстве сетками в количестве 4 шт., со слоями сферических свинцовых частиц ($d=0,002$ м) на нижних трех сетках. Насыпная высота каждого слоя 0,06 м.

В ходе экспериментов расход холодной воды в межтрубном пространстве не изменялся и составлял $0,535$ м³/ч, а расход горячей воды в трубном пространстве менялся в диапазоне от 0,079 до 0,350 м³/ч. Температура горячей воды на входе в трубное пространство составляла 64,1 °С, температура холодной воды на входе в межтрубное пространство равнялась 7,6 °С.

Коэффициенты теплоотдачи и критерий Nu рассчитывались с использованием уравнений (1), (2) на основе результатов измерений. Результаты экспериментов представлены на рис. 6. Видно, что во всех сериях экспериментов критерий Nu возрастал с увеличением критерия Re .

Выполнено сравнение результатов экспериментов без сеток и сферических частиц с результатами расчета по уравнению (5) и общепринятому уравнению из работы [24], предназначенному для описания теплоотдачи в вертикальной охлаждаемой теплообменной трубе:

$$Nu_0 = 0,037 \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,4} \cdot (\mu/\mu_{cm})^{0,25}, \quad (7)$$

где Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля в основном потоке жидкости; μ_{cm} – динамический коэффициент вязкости вблизи стенки; Nu_0 – расчетный критерий Нуссельта.

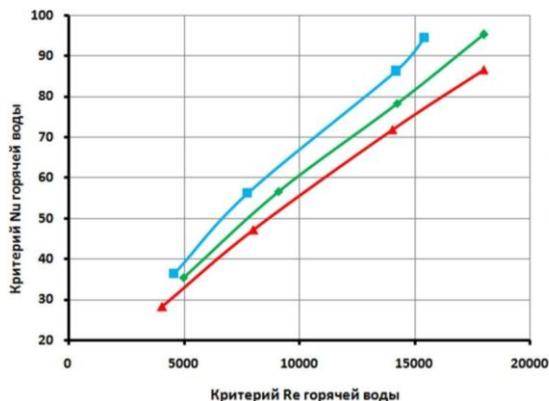


Рис. 6. Зависимость критерия Nu от критерия Re : 1 – внутренняя труба без сеток; 2 – внутренняя труба с сетками; 3 – внутренняя труба с сетками и слоями частиц

Fig. 6. Dependence of Nu number on Re number: 1 – inner tube without grids; 2 – inner tube with nets; 3 – inner tube with nets and layers of particles

Установлено, что отклонение результатов экспериментов для теплообменной трубы без сеток и сферических частиц от результатов расчета по уравнениям (4), (7) не превышает $\pm 8\%$. Погрешность измерения коэффициента теплоотдачи с использованием псевдооживленного слоя сферических частиц составляет не более 10% .

Увеличение коэффициента теплоотдачи с применением псевдооживленного слоя происходит за счет интенсификации перемешивания горячего теплоносителя в трубном пространстве с помощью хаотично движущихся вращающихся металлических сферических частиц, а также за счет улучшения передачи теплоты от горячего потока к стенке трубы в результате многочисленных соударений частиц со стенкой трубы ТО. При этом определенный вклад в рост теплового потока вносит также увеличение площади теплопередачи, в качестве которой выступает поверхность сферических частиц, поглощающих теплоту горячего теплоносителя и передающих ее стенке трубы.

Анализ зависимости экспериментально определенного критерия Nu от критерия Re в псевдооживленном слое показал, что в пределах точности эксперимента число Nu пропорционально $Re^{0,75}$. Из этого следует, что при использовании псевдооживленного

слоя сферических свинцовых частиц для критерия Re в диапазоне $5000 < Re < 15000$ отношение Nu/Nu_0 не зависит от критерия Re . Для псевдооживленного слоя сферических свинцовых частиц $d=0,002$ м при $5000 < Re < 15000$ получена следующая эмпирическая зависимость в пределах погрешности $\pm 6\%$:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1,19. \quad (8)$$

Уравнение (8) можно рекомендовать к применению при разработке теплообменных трубчатых устройств.

Нами также предложен новый способ интенсификации теплообмена в аппарате типа «труба в трубе» за счет вращения теплообменной трубы при использовании кинетической энергии потока теплоносителя, подаваемого в межтрубное пространство [14]. С целью определения эффективности нового метода интенсификации теплообмена нами выполнены экспериментальные исследования интенсивности теплоотдачи в ТО типа «труба в трубе» с вращающейся внутренней трубой на лабораторной установке, изображенной на рис. 1. Общий вид ТО приведен на рис. 7. ТО состоит из двух медных труб, наружной (1) и внутренней (2). Длина ТО составляет 1,3 м. Диаметр внутренней трубы $0,015 \times 0,001$ м, диаметр наружной трубы $0,028 \times 0,001$ м.

На концах труб устанавливаются подшипники закрытого типа размером $0,015 \times 0,026$ м, как показано на рис. 7. Подшипники крепятся по кромке к внешней трубе при помощи холодной сварки. К внутренней трубе с помощью сварки крепятся плоские лопасти (3) из алюминия. Лопасть имеет длину $0,037$ м и ширину $0,01$ м. Количество лопастей – 8 шт. Лопасти (3) размещаются в цилиндрическом кожухе (7). Размеры кожуха: внешний диаметр $0,1$ м, длина $0,140$ м, толщина стенки $0,001$ м (рис. 7).

Внутренняя труба (2, рис. 7) приводится во вращение холодной водой, поступающей с постоянным расходом через штуцер (5) на лопасти (3). Для обеспечения возможности проведения экспериментов с неподвижной внутренней трубой (без вращения) в выходном патрубке холодной воды (6) в специальном пазу устанавливается фиксатор в виде пластмассовой пластинки (на рис. 7 не показан).

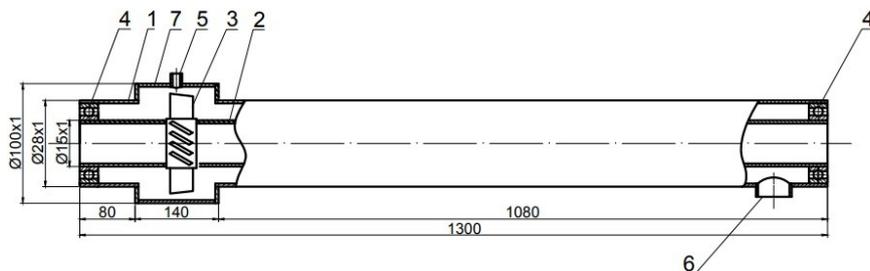


Рис. 7. Общий вид лабораторного ТО типа «труба в трубе» с вращающейся трубой: 1 – неподвижная наружная труба; 2 – вращающаяся внутренняя труба; 3 – лопасти; 4 – подшипник закрытого типа; 5 – входной патрубок холодной воды; 6 – выходной патрубок холодной воды; 7 – кожух

Fig. 7. General view of the laboratory «tube in tube» heat exchanger with a rotating tube: 1 – fixed outer tube; 2 – rotating inner tube; 3 – blades; 4 – closed bearing; 5 – cold water inlet; 6 – cold water outlet; 7 – casing

В ходе экспериментов расход горячей воды через внутреннюю трубу изменялся в диапазоне от 0,09 до 0,72 м³/ч, расход холодной воды в межтрубном пространстве оставался постоянным и равнялся 0,96 м³/ч. Температура горячей воды на входе в трубное пространство составляла 55,0 °С, температура холодной воды на входе в межтрубное пространство равнялась 4,1°С. ТО работал по схеме противотока. Установлено, что поток холодной воды с постоянным расходом 0,96 м³/ч вращал внутреннюю трубу с постоянной частотой 2,0 об/с. Расход горячей воды не влиял на частоту вращения внутренней трубы. Коэффициенты теплоотдачи и критерий *Nu* рассчитывались с использованием уравнений (1), (2), (4) на основе результатов измерений.

Результаты экспериментов представлены на рис. 8, отображающем зависимость критерия *Nu* от критерия *Re* с вращением трубы и без вращения при постоянном расходе холодной воды. Разброс экспериментальных точек без вращения теплообменной трубы от результатов расчета по уравнению М.А. Михеева (3) не превышает ±9 %. При этом погрешность измерения коэффициента теплоотдачи в ТО с вращающейся трубой составляет не более 10 %.

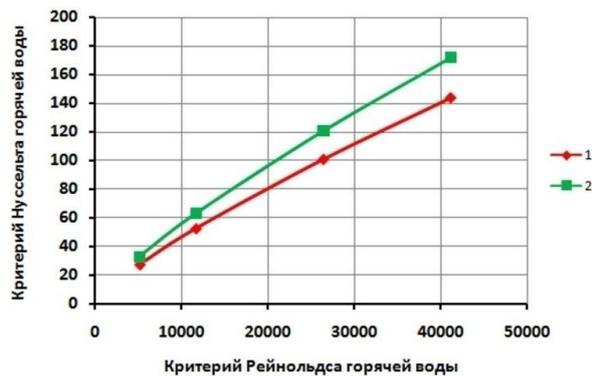


Рис. 8. Зависимость критерия *Nu* от критерия *Re*: 1 — без вращения трубы; 2 — с вращением трубы

Fig. 8. Dependence of *Nu* number on *Re* number: 1 — without tube rotation; 2 — with tube rotation

Интенсификация теплоотдачи при вращении теплообменной трубы происходит за счет перемешивания пристеночного слоя горячего и холодного теплоносителей. При вращении теплообменной трубы движение потоков горячей и холодной воды приобретает вращательно-спиральный характер, как показано на рис. 9. Это приводит к эффективному перемешиванию в пристеночном слое и, как следствие, к интенсификации теплоотдачи.

Экспериментально определенный критерий *Nu* в пределах точности эксперимента при вращении теплообменной трубы с постоянной частотой 2 об/с про-

порционален $Re^{0,8}$. Из этого можно заключить, что при вращении теплообменной трубы для критерия *Re* в диапазоне $5000 < Re < 40000$ отношение Nu/Nu_0 не зависит от критерия *Re*. Для частоты вращения теплообменной трубы с постоянной частотой 2 об/с при $10000 < Re < 40000$ получена следующая эмпирическая зависимость в пределах погрешности ±5 %:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1,24. \quad (9)$$

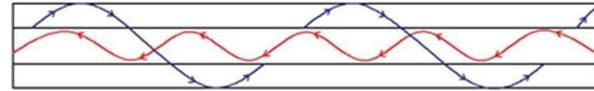


Рис. 9. Характер движения потоков теплоносителей в трубном и межтрубном пространстве при вращении трубы

Fig. 9. Nature of coolant flow movement in the tube and annular space during piperotation

Уравнение (9) рекомендуется применять при проектировании теплообменников с вращающейся теплообменной поверхностью.

Выводы

1. Установлено, что в горизонтальной охлаждаемой теплообменной трубе сетчатый турбулизатор обеспечивает увеличение критерия *Nu* в среднем в 1,48 раза (уравнение 6), а спиральный турбулизатор обеспечивает увеличение критерия *Nu* в 1,84 раза (уравнение 5) в диапазоне $10000 < Re < 25000$.
2. Показано, что наилучшие гидродинамические условия для интенсификации теплоотдачи достигаются в псевдооживленном слое из свинцовых сферических частиц диаметром $d=0,002$ м. Установлено, что в вертикальной теплообменной трубе в диапазоне $5000 < Re < 15000$ при использовании псевдооживленного слоя свинцовых сферических частиц ($d=0,002$ м) критерий *Nu* увеличивается в среднем в 1,19 раза.
3. Установлено, что во вращающейся охлаждаемой горизонтальной теплообменной трубе с постоянной частотой 2,0 об/с повышается критерий *Nu* в среднем в 1,24 раза в интервале $10000 < Re < 40000$.
4. Увеличение коэффициента теплоотдачи в исследованных ТО обеспечено за счет улучшения перемешивания потока жидкости, а также за счет турбулизации пристеночного слоя.
5. Результаты экспериментальных исследований позволяют сделать вывод, что рассмотренные методы интенсификации процесса теплоотдачи являются перспективными для дальнейшего исследования и использования на химическом и нефтехимическом производстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Огилько С.А., Еренков О.Ю. Краткий обзор методов интенсификации теплопередачи // Научно-техническое творчество аспирантов и студентов. — Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВО «КНАГТУ», 2016. — С. 433–435.

2. Никулин Н.Ю. Исследование теплообмена в интенсифицированном кожухотрубном аппарате // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. — 2019. — № 4. — С. 77–82.

3. Heat transfer coefficients of laminar, transitional, quasi-turbulent and turbulent flow in circular tubes / J.P.Meyer, M.Everts, N.Coetzee, K.Grote, M. Steyn // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – June 2019. – V. 105. – P. 84–106.
4. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
5. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Теплообмен. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 550 с.
6. Бальчугов А.В., Кустов Б.О. Разработка нового аппарата воздушного охлаждения // *Сборник научных трудов Ангарского государственного технического университета*. – 2019. – Т. 1. – № 16. – С. 55–58.
7. Ильин Г.К., Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б. Теплоотдача в кольцевых каналах с закруткой потока // *Теплоэнергетика*. – 2010. – № 3. – С. 60–64.
8. Герасимчук М.В., Бальчугов А.В. Анализ методов интенсификации теплообменных процессов в теплообменниках химических производств // *Вестник Ангарского государственного технического университета*. – 2017. – № 11. – С. 74–75.
9. Хикматова Н.Г. Способы повышения эффективности работы теплообменников // *International Scientific and Practical Conference World science*. – 2017. – Т. 1. – № 1 (17). – С. 12–14.
10. Макеев А.Н., Широков М.С. Теплообменные аппараты с подвижной поверхностью теплообмена // *Современные тенденции развития науки и технологий*. – 2017. – № 1. – С. 93–97.
11. Земсков А.А., Бахронова Т.С. Способы интенсификации теплообмена // III Международная научная конференция перспективных разработок молодых ученых «Наука молодых – будущее России». – Курск: ЗАО «Университетская книга», 2018. – С. 202–203.
12. Everts M., Meyer J.P. Flow regime maps for smooth horizontal tubes at a constant heat flux // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – February 2018. – V. 117. – P. 1274–1290.
13. Wei T., Abraham J. Heat transfer regimes in fully developed circular tube flows, a map of flow regimes // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – May 2019. – V. 104. – P. 147–152.
14. Теплообменник типа «труба в трубе» с вращающейся трубой: пат. № 2645861, Российская Федерация. Заяв. 26.04.17; опубл. 28.02.2018. – Бюл. №7.– 8 с.
15. Abolarin S.M., Everts M., Meyer J.P. Heat transfer and pressure drop characteristics of alternating clockwise and counter clockwise twisted tape inserts in the transitional flow regime // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – April 2019. – V. 133. – P. 203–217.
16. Meyer J.P., Abolarin S.M. Heat transfer and pressure drop in the transitional flow regime for a smooth circular tube with twisted tape inserts and a square-edged inlet // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – February 2018. – V. 117. – P. 11–29.
17. Dropwise evaporation of hydrophilic coolant droplets: a methodology for the development of hydrophilic coating and attainment of enhanced heat transfer / A.Panda, A.R. Patia, A. Kumarb, S.S. Mohapatra // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – June 2019. – V. 105. – P. 19–27.
18. Osman S., Sharifpur M., Meyer J.P. Experimental investigation of convection heat transfer in the transition flow regime of aluminium oxide–water nanofluids in a rectangular channel // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – April 2019. – V. 133. – P. 895–902.
19. Experimental investigation on a novel composite heat pipe with phase change materials coated on the adiabatic section / Baoshan Zhuanga, Wenjun Denga, Yong Tanga, Xinrui Dinga, Kaihang Chena, Guisheng Zhonga, Wei Yuana, Zongtao Liab // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – January 2019. – V. 100. – P. 42–50.
20. Nada S.A., Said M.A. Effects of fins geometries, arrangements, dimensions and numbers on natural convection heat transfer characteristics in finned-horizontal annulus // *International Journal of Thermal Sciences*. – March 2019. – V. 137. – P. 121–137.
21. Исследование теплогидравлических характеристик закрученного однофазного потока в кольцевых каналах с продольными ребрами / А.В. Захаренков, А.Т. Комов, Э.А. Болтенко, А.Н. Варава, А.В. Дедов // *Вестник МЭИ*. – 2013. – № 4. – С. 53–58.
22. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевом канале с интенсификаторами теплообмена / Э.А. Болтенко, А.Н. Варава, А.В. Дедов, А.В. Захаренков, А.Т. Комов, С.А. Малаховский // *Теплоэнергетика*. – 2015. – № 3. – С. 22–28.
23. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.
24. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

Поступила: 24.07.2019 г.

Информация об авторах

Кустов Б.О., аспирант кафедры машин и аппаратов химических производств Ангарского государственного технического университета.

Бальчугов А.В., доктор технических наук, профессор кафедры машин и аппаратов химических производств Ангарского государственного технического университета.

Бадеников А.В., кандидат технических наук, ректор Ангарского государственного технического университета.

Герасимчук М.В., ассистент кафедры машин и аппаратов химических производств Ангарского государственного технического университета.

Захаров К.Д., ассистент кафедры машин и аппаратов химических производств Ангарского государственного технического университета.

UDC66.021.4

EXPERIMENTAL STUDIES OF PERSPECTIVE METHODS OF HEAT TRANSFER INTENSIFICATION IN A TUBULAR HEAT EXCHANGER

Borislav O. Kustov¹,
nir@angtu.ru

Alexey V. Balchugov¹,
nir@angtu.ru

Artem V. Badenikov¹,
orgnir@angtu.ru

Mikhail V. Gerasimchuk¹,
balchug@mail.ru

Kirill D. Zakharov¹,
balchug@mail.ru

¹ Angarsk State Technical University,
60, Chaikovsky street, Angarsk, 665835, Russia.

The relevance of the research is caused by the need to increase the intensity of heat transfer in tube heat exchangers of the chemical and petrochemical industries. Devices of this type are bulky, as a rule, characterized by high metal consumption, occupy large production areas. Intensification of heat transfer will reduce the dimensions of heat exchange equipment, reduce heat loss to the environment and increase technical and economic performance indicators. The experimentally obtained criterion equations can be used in development of intensified heat exchangers.

The main aim of the study is to experimentally determine the dependence of the Nu criterion on the Re criterion in laboratory intensified tube-in-tube heat exchangers that implement the following methods of heat transfer intensification: 1) the use of mesh and spiral turbulators; 2) the use of a fluidized bed of spherical metal particles; 3) rotation of the heat exchanger pipe due to the kinetic energy of the coolant flow.

Methods: experimental determination of dependence of the Nu criterion on the Re criterion in laboratory intensified tube in tube heat exchangers, instrumental determination of temperature and fluid flow, fluidized bed height; video shooting.

Results. The dependence of the Nu criterion on the Re criterion in laboratory intensified tube-in-tube type heat exchanger is experimentally determined. For the turbulators investigated at $10000 < Re < 25000$, empirical criterial dependencies were obtained within the error margin of $\pm 5\%$. The study of the method of intensifying heat transfer through the use of a fluidized bed in a vertical heat transfer tube showed that the best hydrodynamic conditions for intensifying heat transfer are achieved in a fluidized bed of lead spherical particles with a diameter of $d=0,002$ m. For a fluidized bed of spherical lead particles $d=0,002$ m at $5000 < Re < 15000$, an empirical criterial dependence was obtained within an error of $\pm 6\%$. It was found that in a rotating cooled horizontal heat exchange tube with a constant frequency of 2,0 r/s, the Nu criterion rises on average 1,24 times in the range of $10000 < Re < 40000$. The analysis showed that an increase in the heat transfer intensity in the investigated heat exchanger is ensured by improving mixing of the fluid flow, as well as by turbulization of the parietal layer. The results of experimental studies allow us to conclude that the considered methods of intensifying heat transfer are promising for further research and use in chemical and petrochemical production.

Key words:

Heat transfer intensification, «tube in tube» heat exchanger, fluidized bed, spiral turbulizer, mesh turbulizer, rotation of the heat exchanger tube, heat transfer coefficient.

REFERENCES

- Ogilko S.A., Erenkov O.Yu. Kratky obzor metodov intensivatsii teploperedachi [Overview of heat transfer intensification methods]. *Nauchno-tekhnicheskoe tvorchestvo aspirantov i studentov* [Scientific and technical creativity of graduate students and students]. Komsomolsk-on-Amur, KnAGTU Publ., 2016. pp. 433–435.
- Nikulin N.Yu. Investigation of heat transfer in an intensified shell-and-tube apparatus. *Bulletin of Belgorod State Technological University of V.G. Shukhov*, 2019, no. 4, pp. 77–82. In Rus.
- Meyer J.P., Everts M., Coetzee N., Grote K., Steyn M. Heat transfer coefficients of laminar, transitional, quasi-turbulent and turbulent flow in circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 10, pp. 84–106.
- Kutateladze S.S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of heat transfer theory]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 416 p.
- Cvetkov F.F., Grigorev B.A. *Teplomassoobmen* [Heat and mass transfer]. Moscow, MEI Publ., 2005. 550 p.
- Balchugov A.V., Kustov B.O. Development of a new air cooler. *Collection of scientific papers of the Angarsk State Technical University*, 2019, no. 16, pp. 55–58. In Rus.
- Ilin G.K., Tarasevich S.E., Yakovlev A.B. Heat dissipation in annular ducts with flow swirl. *Heat power engineering*, 2010, no. 3, pp. 60–64. In Rus.
- Gerasimchuk M.V., Balchugov A.V. Analysis of methods for the intensification of heat exchange processes in heat exchangers of chemical plants. *Bulletin of the Angarsk State Technical University*, 2017, no. 11, pp. 74–75. In Rus.
- Khikmatova N.G. Sposoby povysheniya effektivnosti raboty teploobmennikov [Ways to improve the efficiency of heat exchangers]. *International Scientific and Practical Conference World science*, 2017, no. 1, pp. 12–14.

10. Makeev A.N., Shirov M.S. Heat exchangers with a movable heat exchange surface. *Modern trends in the development of science and technology*, 2017, no. 1, pp. 93–97. In Rus.
11. Zemskov A.A., Bakrunova T.S. Sposoby intensivatsii teploobmena [Methods of heat transfer enhancement]. *Nauka molodykh–budushchee Rossii. III Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya perspektivnykh razrabotok molodykh uchenykh* [III International scientific conference of promising developments of young scientists. Science of the young – the future of Russia]. Kursk, University Book CJSC, 2018. pp. 202–203.
12. Everts M., Meyer J.P. Flow regime maps for smooth horizontal tubes at a constant heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 117, pp. 1274–1290.
13. Wei T., Abraham J. Heat transfer regimes in fully developed circular tube flows, a map of flow regimes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 104, pp. 147–152.
14. Balchugov A.V., Kustov B.O., Badenikov A.V., Kuzneysov K.A., Kuzora I.E. *Teploobmennik tipa «truba v trube» s vrashchayushcheyssya truboy* [Tube-to-tube heat exchanger with rotating tube]. Patent RF, no. 264586, 2018.
15. Abolarin S.M., Everts M., Meyer J.P. Heat transfer and pressure drop characteristics of alternating clockwise and counter clockwise twisted tape inserts in the transitional flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 133, pp. 203–217.
16. Meyer J.P., Abolarin S.M. Heat transfer and pressure drop in the transitional flow regime for a smooth circular tube with twisted tape inserts and a square-edged inlet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 117, pp. 11–29.
17. Panda A., Patia A.R., Kumarb A., Mohapatra S.S. Dropwise evaporation of hydrophilic coolant droplets: A methodology for the development of hydrophilic coating and attainment of enhanced heat transfer. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 105, pp. 19–27.
18. Osman S., Sharifpur M., Meyer J.P. Experimental investigation of convection heat transfer in the transition flow regime of aluminum oxide–water nanofluids in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 133, pp. 895–902.
19. Baoshan Zhuanga, Wenjun Denga, Yong Tanga, Xinrui Dinga, Kaihang Chena, Guisheng Zhonga, Wei Yuana, Zongtao Liab. Experimental investigation on a novel composite heat pipe with phase change materials coated on the adiabatic section. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 100, pp. 42–50.
20. Nada S.A., Said M.A. Effects of fins geometries, arrangements, dimensions and numbers on natural convection heat transfer characteristics in finned-horizontal annulus. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, vol. 137, pp. 121–137.
21. Zaharenkov A.V., Komov A.T., Boltenko E.A., Varava A.N., Dedov A.V. Investigation of the thermohydraulic characteristics of a swirling single-phase flow in annular channels with longitudinal ribs. *Bulletin of MEI*, 2013, no. 4, pp. 53–58. In Rus.
22. Boltenko E.A., Varava A.N., Dedov A.V., Zaharenkov A.V., Komov A.T., Malahovskiy S.A. Study of heat transfer and hydraulic resistance in an annular channel with heat transfer intensifiers. *Heat power engineering*, 2015, no. 3, pp. 22–28. In Rus.
23. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 417 p.
24. Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. *Primery i zadachi po kursu protsessov i apparatov khimicheskoy tekhnologii* [Examples and tasks on the course of processes and apparatuses of chemical technology]. Leningad, Khimiya Publ., 1987. 576 p.

Received: 24 July 2019.

Information about the authors

Borislav O. Kustov, postgraduate student, Angarsk State Technical University.

Alexey V. Balchugov, Dr. Sc., professor, Angarsk State Technical University.

Artem V. Badenikov, Cand. Sc., rector, Angarsk State Technical University.

Mikhail V. Gerasimchuk, assistant, Angarsk State Technical University.

Kirill D. Zakharov, assistant, Angarsk State Technical University.