

УДК 532.5

Расчетно-экспериментальное исследование вынужденной конвекции наножидкости на основе оксида алюминия в прямоточном теплообменнике

**А.В. Минаков^{а,б*}, Д.В. Гузей^а, А.С. Лобасов^{а,б},
Д.А. Дектерев^{а,б}, М.И. Пряжников^а**

^а*Сибирский федеральный университет,*

Россия, 660041, Красноярск, пр. Свободный, 79

^б*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН,
Россия, 630090, Новосибирск, пр. Академика Лаврентьева, 1*

Received 19.09.2013, received in revised form 14.12.2013, accepted 25.02.2014

Представлены результаты расчетно-экспериментального исследования теплообмена в условиях вынужденной конвекции наножидкости в рекуперативном теплообменнике. Эксперименты были выполнены для дистиллированной воды и однопроцентной наножидкости на основе частиц Al_2O_3 . Число Рейнольдса в экспериментах варьировалось от 800 до 6500. Показана 20-процентная интенсификация теплообмена в ламинарном режиме. Для расчетов была использована численная модель описания тепломассообменных процессов, основанная на гидродинамическом подходе, который подразумевает решение уравнений Навье–Стокса и сохранения энергии. Расчёт турбулентного течения проводили с использованием двухзонной двухпараметрической модели Ментера SST. Получено удовлетворительное согласие с экспериментом.

Ключевые слова: теплообмен, наножидкости, турбулентность, гидродинамика.

1. Введение

Интенсификация конвективного теплообмена и связанные с ней задачи экспериментально-го и теоретического исследований приобретают в настоящее время значение самостоятельной, важной и быстроразвивающейся области учения о теплообмене. Актуальность этой проблемы определяется стремлением к повышению интенсивности работы теплообменных устройств в сочетании с желанием сократить затраты энергии и добиться максимальной компактности при минимальной материалоемкости. Одновременно с миниатюризацией теплообменных и других энергетических устройств и элементов чрезвычайно быстро развиваются и исследования, связанные с одновременным использованием в таких устройствах жидкостей с примесью микронных и субмикронных частиц различного состава. Исследования, проведенные в последнее десятилетие в США, Японии, Южной Корее, Китае, Австралии и некоторых других странах,

© Siberian Federal University. All rights reserved

* Corresponding author E-mail address: tov-andrey@yandex.ru

показали, что эффективность подобных устройств несопоставима с устройствами, где используются обычные теплоносители. Первое применение жидкости с использованием микрочастиц для целей интенсификации теплообмена известно с середины 70-х годов (Ahuja, 1975 [1]). Основной эффект заключался в применении суспензии с повышенным по сравнению с рабочей жидкостью коэффициентом теплопроводности. В 1993 году частицы нанометрового размера (Al_2O_3 , 13 нм) впервые были использованы для изменения вязкости и теплопроводности базовой жидкости (Masuda, 1993 [2]), с этого времени наножидкости интенсивно изучаются для применения в технике и технологиях. Первые исследования показали, что даже очень малые добавки наночастиц к жидкости (доли процента по объему) приводят к росту теплопроводности наносуспензии до 60 %, теплоотдачи – до 60 %, критического теплового потока – до 300 %.

Несмотря на огромное количество работ, в области теплообмена наножидкостей по-прежнему остается множество вопросов (см., например, цикл работ Рудяка [3] и Терехова [4]). Экспериментальные данные часто противоречивы и даже взаимоисключают друг друга. Неясен механизм теплопроводности в наножидкости, является ли он единственным или одновременно действуют несколько. Кроме того, существуют различные подходы для описания наножидкостей.

Большинство работ показывают увеличение теплоотдачи при использовании наночастиц [5]. Результаты ряда экспериментов свидетельствуют о том, что корреляционные формулы для числа Нуссельта, справедливые для чистых жидкостей, не применимы, когда величина объемной концентрации наночастиц становится больше чем 0,5 % [4]. Кроме того, имеются публикации, где демонстрируется уменьшение теплоотдачи при добавлении наночастиц [6]. Совершенно не ясны процессы, происходящие при ламинарно-турбулентном переходе. В связи с этим изучение теплообмена наножидкостей не только имеет важное практическое значение, но и представляет большой интерес с фундаментальной точки зрения.

Целью настоящей работы является расчетно-экспериментальное изучение вынужденной конвекции наножидкости на основе оксида алюминия в прямоточном теплообменнике и анализ применимости математической модели для описания теплообмена.

2. Описание экспериментальной установки

Эксперименты по изучению вынужденной конвекции наножидкости проводили на лабораторном стенде кафедры теплофизики СФУ. Установка представляет собой прямоточный теплообменный аппарат, в котором теплоносители находятся в однофазном состоянии и не контактируют друг с другом непосредственно. На рис. 1 показана фотография экспериментальной установки. С помощью насоса рабочая жидкость внутреннего контура из сборного резервуара подается в подогреватель, после прохождения которого поступает в теплообменник, где отдает тепло жидкости, циркулирующей по внешнему контуру. Расход рабочих жидкостей в обоих контурах регулируется с помощью запорных вентилях. Мощность подогревателя жидкости во внутреннем контуре регулируется ЛАТРОм. В проведенных измерениях мощность нагревателя была заданной и равной 1000 Вт. Измерение мощности, подводимой к нагревателю, осуществляли при помощи измерителя Omix. Расход жидкости в обоих контурах устанавливали при помощи водосчетчиков, которые были предварительно прокалиброваны с точностью 3 %.

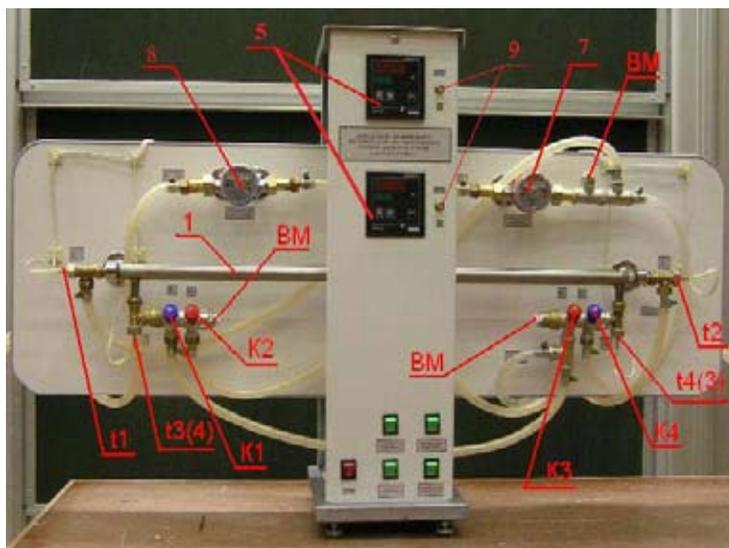


Рис. 1. Экспериментальная установка



Рис. 2. Схема прямоточного теплообменника

Схема прямоточного теплообменника, являющегося частью установки, приведена на рис. 2. Теплообменник представляет собой кольцевой канал. Внутренняя труба имеет размеры: внутренний диаметр трубы $d_1 = 0,013$ м, внешний диаметр $d_2 = 0,015$ м, длина $l = 1$ м. Внешняя труба теплообменника имеет размеры: внутренний диаметр $d_3 = 0,025$ м, внешний диаметр $d_4 = 0,027$ м, длина $l = 1$ м. По внутренней трубе циркулирует нагретая наножидкость, по внешней – охлаждающая вода. Внешний контур теплообменника подключен к системе холодного водоснабжения, поэтому температура воды на входе во внешний теплообменник практически постоянна и равна $6\text{ }^\circ\text{C}$. В эксперименте расход во внешнем контуре был фиксирован и равен $G_2 = 13,788$ л/мин. Расход во внутреннем контуре G_1 варьировался при помощи вентиля в диапазоне от 0,4 до 3,3 л/мин. Для измерения температур теплоносителей на входах и выходах обоих контуров были установлены термодатчики (t_1, t_2, t_3, t_4), подключенные к измерителям ТРМ-200.

Температура теплоносителей изменяется под действием теплопередачи от одного к другому, а также к окружающей среде. Теплоноситель во внутренней трубе отдает тепловой поток, равный разности потоков энтальпии на входе и выходе из трубы:

$$Q_{\text{отд}} = G_1 C_{p1} (t_1 - t_2).$$

Соответственно, во внешней трубе теплоноситель воспринимает поток

$$Q_{\text{воспр}} = G_2 C_{p2} (t_4 - t_3).$$

Здесь C_{p1} и C_{p2} – изобарные теплоемкости теплоносителей; G_1 и G_2 – массовые расходы теплоносителей. Разность отданного и воспринятого теплового потока образует потери тепла в окружающее пространство. Поскольку теплообменник был хорошо теплоизолирован, измерения показали, что потери тепла не превышают 5 %.

Уравнение теплопередачи между средами, разделенными цилиндрической стенкой, выглядит следующим образом:

$$Q_{\text{отд}} = \pi l k \Delta t,$$

где l – длина поверхности теплообмена (наименьшая из длин внутренней и внешней трубы); Δt – среднелогарифмический температурный напор.

Коэффициент теплопередачи при сопряженном теплообмене находят из уравнения

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}\right)},$$

где d_1, d_2 – внутренний и внешний диаметры внутренней трубы; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней стороне внутренней трубы; λ – коэффициент теплопроводности стали.

Коэффициент теплопередачи важен для практики, однако неудобен для теоретического анализа. Поэтому в данной работе анализировалось поведение среднего коэффициента теплоотдачи во внутреннем контуре. Этот коэффициент определяли следующим образом:

$$\bar{\alpha} = \frac{G_1 C_p (t_2 - t_1)}{(\bar{t}_w - t_s) S}. \quad (1)$$

Здесь \bar{t}_w – средняя арифметическая температура стенки трубки, полученная усреднением $t_w = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4)/4$ по данным температур на входах и выходах из теплообменника; $t_s = (t_1 + t_2)/2$ – средняя температура жидкости во внутреннем контуре, G_1 – массовый расход теплоносителя во внутреннем контуре; S – площадь внутренней боковой поверхности внутренней трубы.

Эксперименты по исследованию вынужденной конвекции были проведены для дистиллированной воды и наножидкости на основе частиц Al_2O_3 . Исходя из анализа литературы, исследования теплообмена шли для объемной концентрации наночастиц Al_2O_3 в воде, равной 1 %. Такое значение концентрации следует рассматривать как оптимальное, поскольку большее значение концентрации существенно повышает вязкость наножидкости, а меньшее не имеет значительного эффекта. Нанопорошок оксида алюминия был приобретен в ООО «передовые порошковые технологии» (г. Томск). Материал порошка содержит не менее 95 % мас. $\alpha-Al_2O_3$; около 3 % в объеме частиц имеется непрореагировавшего алюминия; 2 % – сорбированные газы (азот, углеводороды), вода. Насыпная плотность от 0,6 до 1,7 г/см³. Частицы имеют сферическую форму. Удельная поверхность, измеренная методом БЭТ,

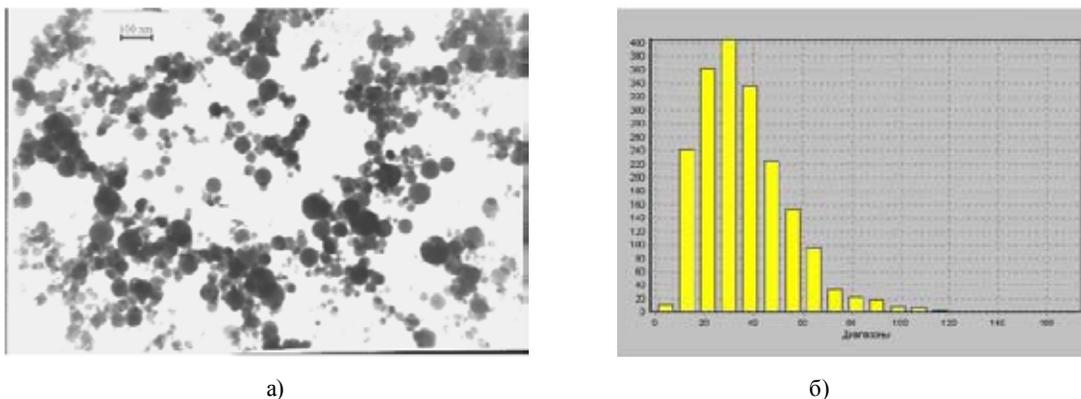


Рис. 3. Электронная микрофотография наночастиц Al_2O_3 (а); гистограмма распределения наночастиц по размерам (б). По оси абсцисс – размер наночастиц (в нм), а по оси ординат – количество N наночастиц данного размера

35-40 m^2/g . Характерное изображение частиц порошка приведено на рис. 3а. Гистограмма частоты попадания частиц порошка в интервалы размеров изображена на рис. 3б. Вероятностный (средний арифметический) размер – 36 нм; размер средний по поверхности – 45 нм; средний массовый размер – 54 нм.

Для приготовления наножидкости использовали стандартный двухшаговый процесс. После добавления в воду необходимого количества нанопорошка оксида алюминия емкость с наножидкостью для разрушения конгломератов наночастиц помещали в ультразвуковой диспергатор УЗДН-А. ПАВ для стабилизации наножидкости не использовали.

Полученную таким образом наножидкость применяли в качестве теплоносителя во внутреннем контуре. В ходе эксперимента проводили варьирование расхода теплоносителя и определяли значение среднего коэффициента теплоотдачи по формуле (1).

3. Математическая модель и численная методика

Для моделирования течения и теплообмена наножидкостей использовали разработанный ранее алгоритм, основанный на методе конечного объема для неструктурированных сеток [7-10]. Возможность его использования при моделировании мини- и микроканальных течений показана в работах [8, 9]. Применимость данного алгоритма для моделирования теплообмена наножидкостей была показана в работе [10]. В данной работе наножидкость рассматривается как однородная несжимаемая ньютоновская среда, течение которой описывается уравнениями Навье–Стокса:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) &= 0, \\ \frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) &= -\nabla p + \nabla \cdot \mathbf{T} + \rho \mathbf{g}, \end{aligned} \tag{2}$$

где ρ – плотность наножидкости, p – давление, \mathbf{v} – вектор скорости, а \mathbf{T} – тензор вязких напряжений.

Уравнение сохранения энергии рассматривается в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla(\rho v h) = \nabla(\lambda \nabla T), \quad (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности наножидкости, h – энтальпия среды, которая определяется следующим образом:

$$h(T) = \int_{T_0}^T C_p dT,$$

где C_p – удельная теплоемкость:

$$C_p = \frac{(1 - \varphi) \cdot \rho_f C_{p,f} + \varphi \cdot \rho_p C_{p,p}}{\rho},$$

где φ – объёмная доля наночастиц, ρ_f – плотность транспортной жидкости, ρ_p – плотность материала наночастицы, $C_{p,f}$ – теплоемкость транспортной жидкости, $C_{p,p}$ – теплоемкость материала частиц.

Плотность наножидкости, в свою очередь, вычислялась как

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta \cdot (T - T_0)},$$

здесь ρ_0 – плотность наножидкости при комнатной температуре T_0 , которая определялась как $\rho_0 = (1 - \varphi) \cdot \rho_f + \varphi \cdot \rho_p$, где β – коэффициент термического расширения наножидкости. Его находили следующим образом:

$$\beta = \frac{(1 - \varphi) \cdot \rho_f \beta_f + \varphi \cdot \rho_p \beta_p}{\rho_0},$$

где β_f и β_p – коэффициенты термического расширения транспортной жидкости и частиц.

Описанные выше способы задания свойств наножидкости основаны на первых принципах, проверены при помощи многочисленных экспериментов [11, 12] и не вызывают сомнений. Наибольшую сложность и неоднозначность вызывает задание коэффициентов теплопроводности и вязкости наножидкостей. Проведено огромное количество экспериментальных и теоретических исследований вязкости и теплопроводности наножидкостей. Однако обзор результатов работ различных исследователей показывает, что в настоящее время невозможно в общем случае точно предсказать поведение коэффициентов переноса этих сред. Теоретические модели не могут в общем случае описать поведение транспортных коэффициентов, поскольку по существу учитывают только зависимость от объемной концентрации, в то время как эксперименты показывают сильную зависимость от диаметра частиц. Известные эмпирические корреляции нельзя рассматривать как универсальные, хотя они и воспроизводят некоторые экспериментальные данные, поскольку они по сути своей являются математической аппроксимацией множества экспериментов и также в общем случае не способны описать поведение коэффициентов вязкости и теплопроводности во всем интересующем диапазоне параметров.

Тем не менее, проведя анализ литературы, для определения коэффициента теплопроводности наножидкости в данной работе решено было остановиться на следующей полуэмпирической корреляции [13]:

$$\lambda = \frac{\lambda_p + 2\lambda_f + 2(\lambda_p - \lambda_f) \cdot (1 - \beta)^3 \cdot \varphi}{\lambda_p + 2\lambda_f - (\lambda_p - \lambda_f) \cdot (1 - \beta)^3 \cdot \varphi}, \quad (4)$$

где λ_f – теплопроводность транспортной жидкости; λ_p – теплопроводность материала наночастицы; β – отношение толщины нанослоя к исходному радиусу частицы, в данном случае $\beta = 0,1$.

Сравнение результатов, получаемых при помощи корреляции (4), с экспериментальными данными [14-17] приведено на рис. 4. Видно, что использованная нами корреляция существенно лучше описывает эксперимент, чем классическая корреляция Максвелла.

Вязкость использованной однопроцентной наножидкости была измерена непосредственно в ходе эксперимента. Измерение вязкости было проведено при температуре 20 °С при помощи капиллярного вискозиметра ВПЖ-4. Измеренное значение вязкости наножидкости было равно 1,31 мПа·с, что примерно на 30 % выше, чем для чистой воды. Таким образом, в расчетах вязкость наножидкости определялась как

$$\mu = 1,31\mu_f, \quad (5)$$

где μ_f – вязкость воды, зависящая от температуры.

Моделирование турбулентности было проведено при помощи стандартной модели Ментера SST [18]. При этом коэффициенты переноса задавали исходя из соотношений (4)-(5). Зависимость коэффициентов переноса от температуры определяли исходя из температурной зависимости этих свойств для воды.

Расчеты теплообменника проводили в двумерной осесимметричной постановке. Расчетная область представляла собой кольцевой канал, размеры которого полностью соответствовали реальному теплообменнику. Расчетная область показана на рис. 7. Для расчета использовалась структурированная декартова сетка со сгущением к стенкам канала. Общее количество расчетных узлов составило 56 000 (80 по радиусу и 700 по длине канала). Во внешней трубе рабочего участка, как и в эксперименте, задавался постоянный расход $G_2 = 0,2298$ кг/с. Температуры жидкости на входах в теплообменник и расход во внутреннем контуре задавались исходя из

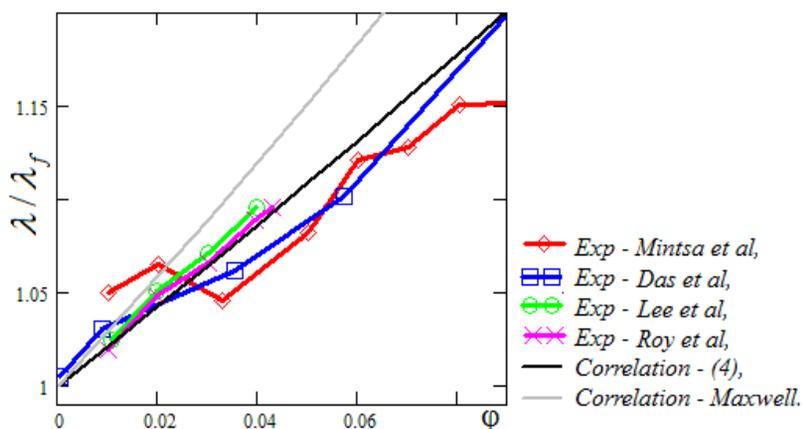


Рис. 4. Сравнение расчетной и экспериментальной теплопроводности наножидкости Al_2O_3

эксперимента. При этом на входах в теплообменник в качестве граничных условий задавались установившиеся профили для скорости и однородные профили для температуры. На выходе из расчетной области задавались условия сноса для всех величин. В результате расчетов определяли средние значения температуры на выходах из теплообменника и, как в эксперименте, по формуле (1) находили среднее значение коэффициента теплоотдачи.

4. Результаты исследований

Для верификации созданной экспериментальной установки и разработанной математической модели сначала была проведена серия измерений на чистой воде. Расход воды во внешнем контуре был равен $G_2 = 0,2298$ кг/с, температура воды на входе во внешний контур была постоянной 6 °С. Расход во внутреннем контуре G_1 варьировался при помощи вентиля в диапазоне от 0,4 до 3,3 л/мин. Температура воды на входе во внутренний контур, измеренная в эксперименте, приведена на рис. 5. Такое распределение температуры воды во внутреннем контуре устанавливается благодаря тепловому балансу с внешним контуром и окружающей средой. Данные значения температуры на входе во внутренний контур задавались в расчете в качестве граничных условий.

На рис. 6–7 приведены изоповерхности температуры и скорости в рабочем участке теплообменника для двух значений числа Рейнольдса, соответствующих ламинарному и турбулентному режимам течения.

На рис. 8 представлены экспериментальная и расчетная зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Число Нуссельта определяли стандартным способом $Nu = (ad)/\lambda$, где d – диаметр внутренней трубки теплообменника; λ – коэффициент теплопроводности воды, вычисленный по средней температуре жидкости; a – среднее значение коэффициента теплоотдачи, вычисленное по формуле (1). Число Рейнольдса здесь устанавливали также стандартным образом: $Re = \rho Ud/\mu$, где U – среднерасходная скорость, ρ – плотность воды, μ – вязкость воды. Для сравнения с экспериментом и расчетом на рис. 8 приведены эмпирические зависимости числа

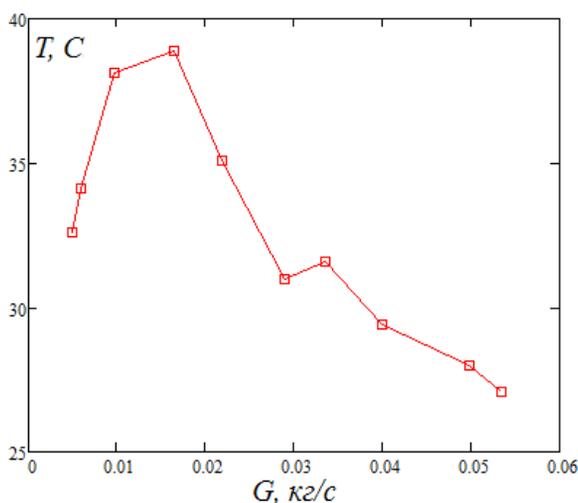


Рис. 5. Температура воды на входе во внутренний контур

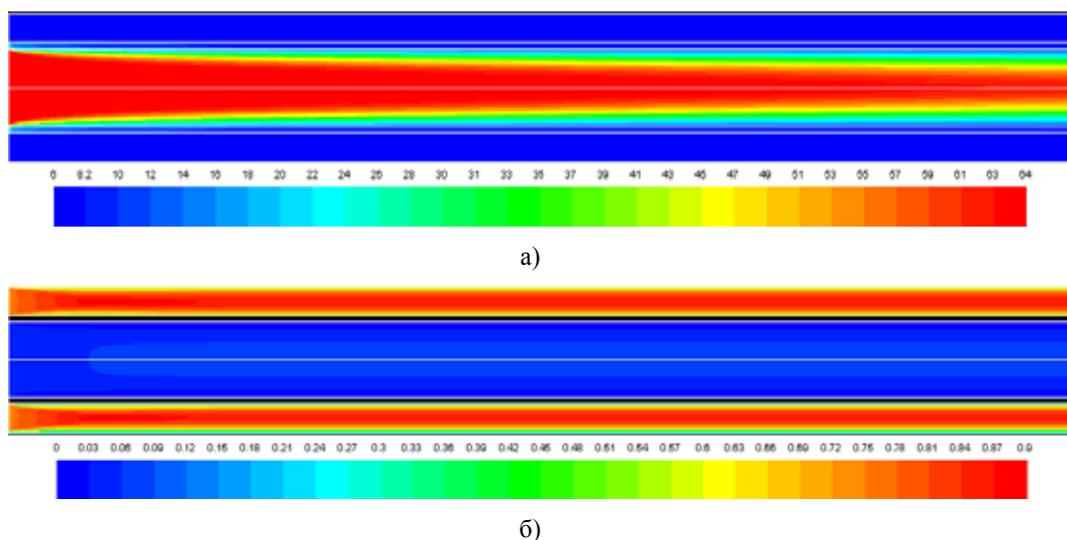


Рис. 6. Поле температуры в теплообменнике (а) и модуль скорости (б) в среднем продольном сечении теплообменника для $Re = 868$

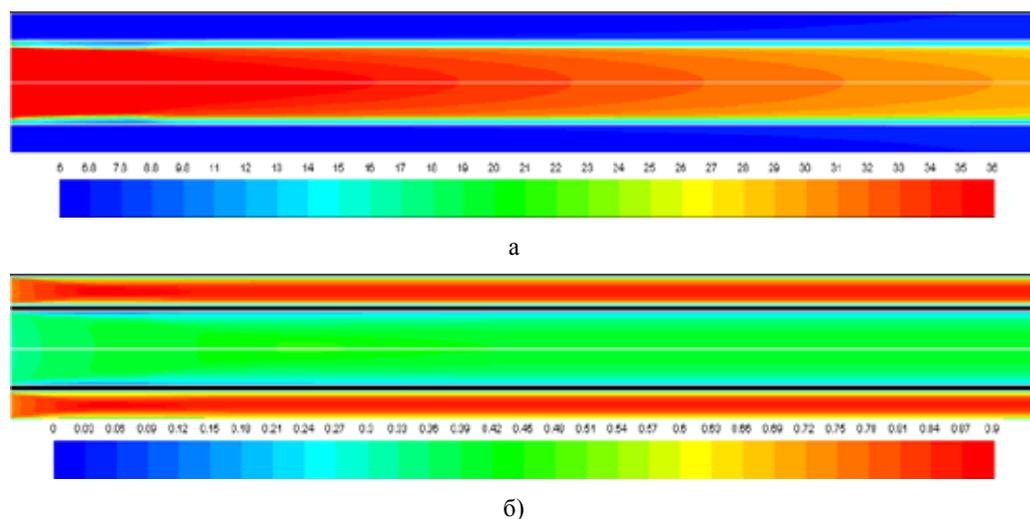


Рис. 7. Поле температуры в теплообменнике (а) и модуль скорости (б) в среднем продольном сечении теплообменника для $Re = 5485$

Нуссельта от числа Рейнольдса. Для ламинарного режима течения с участком теплового уста-

новления согласно [19] число Нуссельта можно оценить как $Nu = 1,55 \left(\frac{Re Pr d}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu_{ж}} \right)^{-0,14}$, где

L – длина обогреваемого участка; Pr – число Прандтля (определялось по средней температуре жидкости); μ_{cm} , $\mu_{ж}$ – значения вязкости воды при средней температуре стенки и жидкости. Для турбулентного режима число Нуссельта можно оценить по корреляции Михеева [19]:

$$Nu = 0,021(Re)^{0,8} (Pr)^{0,43} \left(\frac{\mu_{em}}{\mu_{жс}} \right)^{-0,14}$$

Как видно из графика на рис. 8, в области чисел Рейнольдса от 2600 до 3000 наблюдается ламинарно-турбулентный переход, сопровождающийся резким увеличением коэффициента теплоотдачи. Экспериментальные данные находятся в хорошем согласовании с результатами расчетов и эмпирическими корреляциями как в ламинарном, так и в турбулентном режиме. Максимальные отклонения результатов расчета от полученных экспериментальных данных не превышают 5 %. Следовательно, используемые экспериментальную методику определения коэффициента теплоотдачи и расчетную модель можно считать корректными.

В следующей серии опытов в качестве теплоносителя во внутреннем контуре использовалась наножидкость, которая была приготовлена из нанопорошка оксида алюминия. Концентрация нанопорошка в воде, как уже было сказано, составляла 1 % по объему.

Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от расхода теплоносителя во внутреннем контуре приведена на рис. 9. Видно, что из-за того, что вязкость наножидкости примерно на 30 % выше, чем у воды, ламинарно-турбулентный переход в наножидкости наступает при гораздо более высоких значениях расхода. При фиксированном значении расхода в случае ламинарного режима течения применение наножидкости позволяет примерно на 17 % повысить значение коэффициента теплоотдачи. В случае же турбулентного режима течения для наножидкости наблюдается 25%-ное ухудшение теплоотдачи. Это связано с влиянием наночастиц не только на теплопроводность, но и на вязкость наножидкости. В случае установившегося ла-

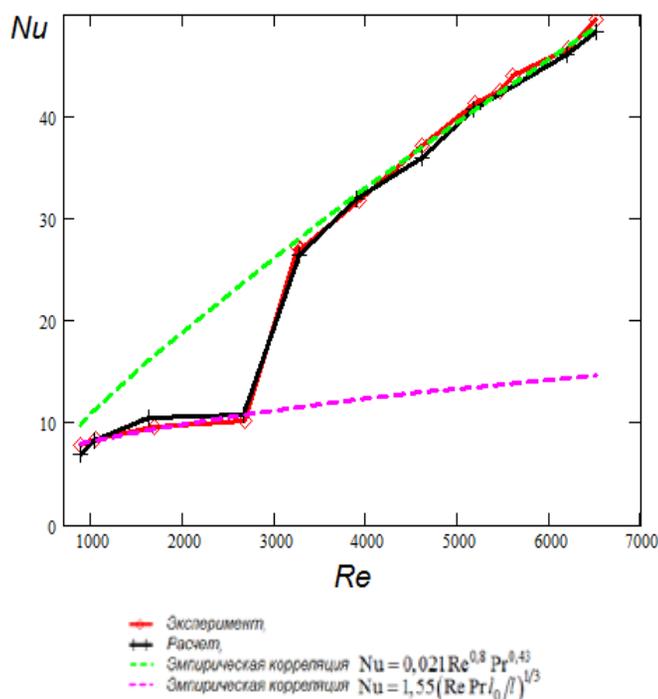


Рис. 8. Сравнение эксперимента, расчета и эмпирических корреляций для чистой воды

минарного режима течения коэффициент теплоотдачи пропорционален теплопроводности среды и не зависит от вязкости. Поскольку теплопроводность теплоносителя во внутреннем контуре возросла из-за наличия в воде частиц оксида алюминия, в ламинарном случае мы имеем интенсификацию теплообмена вне зависимости от того, насколько увеличилась его вязкость. При развитом турбулентном течении коэффициент теплоотдачи, согласно формуле Михеева, пропорционален комплексу $\mu^{-2/5}\lambda^{3/5}$. В этом случае, если рост теплопроводности теплоносителя за счет наночастиц существенно меньше роста его вязкости, может иметь место ухудшение теплообмена. Это и было обнаружено в данном эксперименте. Таким образом, было показано, что интенсификация теплообмена за счет применения наножидкостей является нетривиальной задачей. Положительный эффект интенсификации теплообмена зависит от соотношения между вязкостью и теплопроводностью наножидкости, а значит, от материала частиц и их концентрации. Это дает возможность управления процессом теплообмена при помощи выбора нужной концентрации частиц и их материала.

В силу того что вязкость исследуемой наножидкости существенно отличается от вязкости воды, течения несущей жидкости и наножидкости при заданном расходе будут соответствовать разным числам Рейнольдса, а значит, в общем случае и разным режимам течения. По этой причине полезно проанализировать зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса. Соответствующая зависимость приведена на рис. 10. Интенсификация теплообмена при использовании наножидкости и фиксированном числе Рейнольдса в ламинарном режиме течения оказывается выше, чем при фиксированном расходе, и составляет величину примерно 20 %. С небольшим запаздыванием по числу Рейнольдса относительно воды при значении числа Рейнольдса около 2800 для наножидкости также наблюдается ламинарно-турбулентный переход. В области турбулентного течения значение коэффициента теплоотдачи для наножидкости по сказанным выше причинам примерно на 10 % ниже, чем для чистой воды.

На рис. 11-12 приведено сравнение расчетных изолиний температуры в центральном сечении теплообменника для чистой воды и наножидкости. Можно заметить, что в ламинарном режиме течения толщина температурного пограничного слоя в наножидкости тоньше, чем для

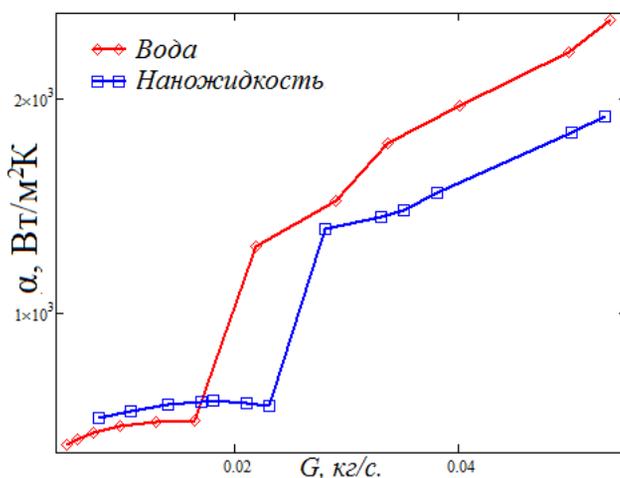


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплоотдачи для воды и наножидкости от расхода

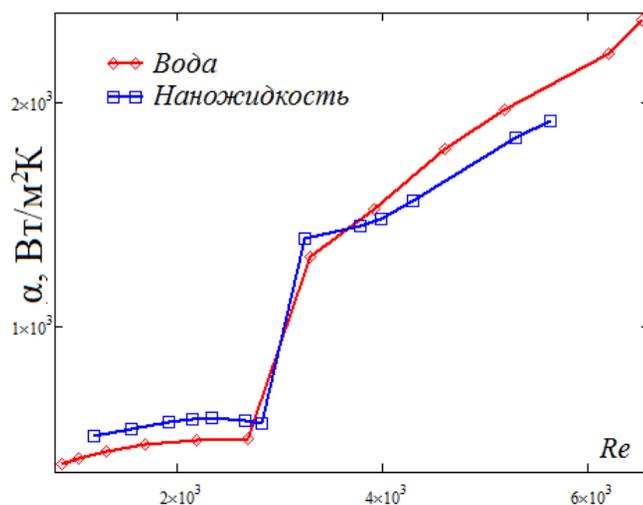


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплоотдачи для воды и наножидкости от числа Рейнольдса

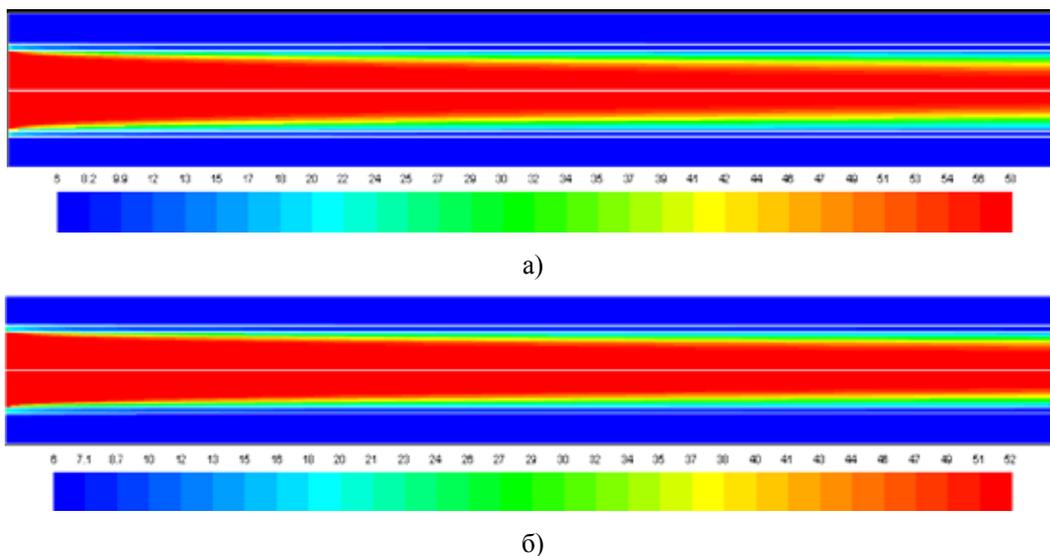


Рис. 11. Изолинии температуры в центральном сечении теплообменника для чистой воды (а) и наножидкости (б) при расходе 0,016 кг/с

воды. Из-за этого величина коэффициента теплоотдачи для наножидкости в ламинарном режиме выше, чем для воды. В турбулентном режиме картина противоположная.

Сравнение расчетного и экспериментального значений среднего коэффициента теплоотдачи для наножидкости показано на рис. 13. Расхождение расчета и эксперимента в ламинарном режиме составляет 3 %, что можно считать достаточно хорошим результатом. В турбулентном режиме расхождение примерно вдвое выше. Имеющиеся расхождения расчета и эксперимента говорят о том, что использованная упрощенная модель гомогенной наножидкости работает далеко не всегда и поэтому должна быть дополнена механизмами, приводящими к возникнове-

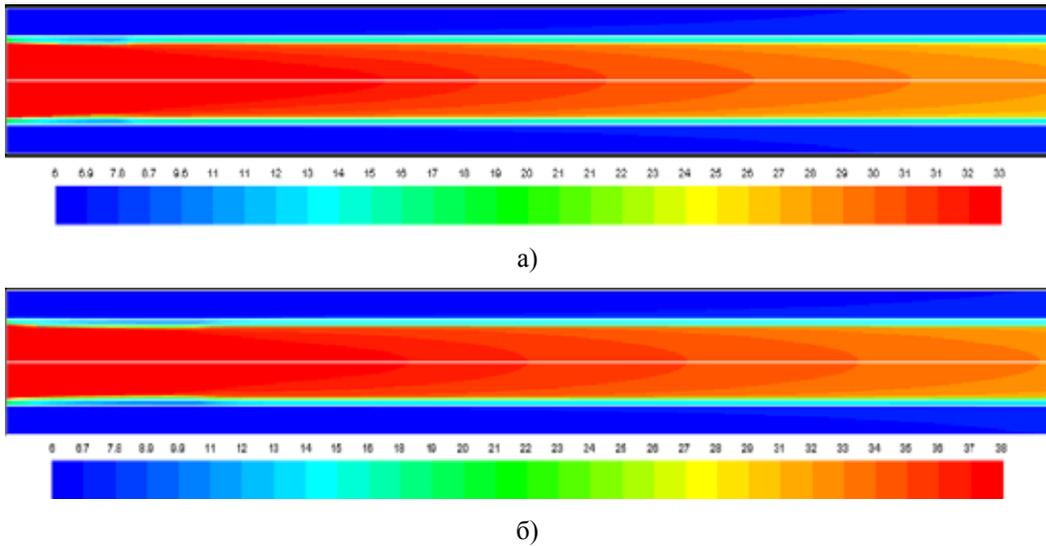


Рис. 12. Изолинии температуры в центральном сечении теплообменника для чистой воды (а) и наножидкости (б) при расходе 0,05 кг/с

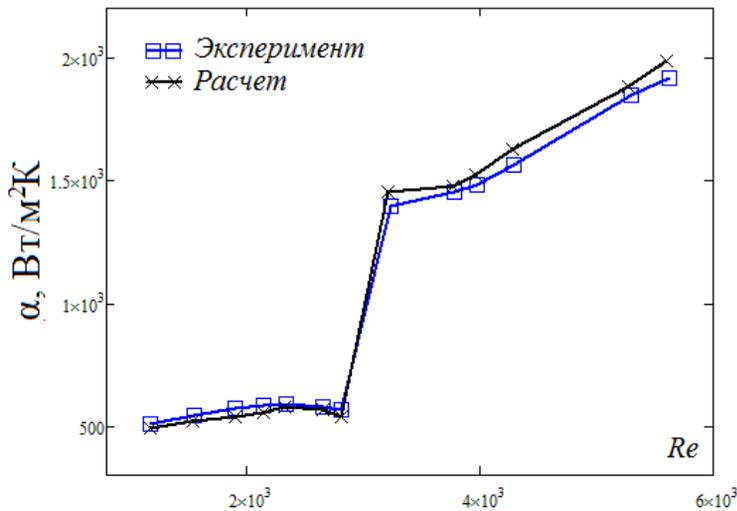


Рис. 13. Сравнение расчетного и экспериментального значения коэффициента теплоотдачи для наножидкости

нию неоднородности концентрации наночастиц в объеме. Таким механизмом может являться термофорез – перемещение частиц под действием градиента температуры, называемый также термодиффузией, или эффектом Соре. Изменение режима течения в результате миграции наночастиц под действием градиента температуры служит возможной причиной увеличения коэффициента теплоотдачи в случаях, когда это увеличение не может быть полностью объяснено простым повышением коэффициента теплопроводности рабочей среды наножидкости. Особенно это актуально для турбулентных течений. Поскольку толщина пограничного слоя в

турбулентном режиме очень мала, в этом слое будет наблюдаться значительный градиент температуры. Под действием этого градиента может возникнуть существенное расслоение наножидкости за счет термофореза. Градиент концентрации наночастиц приведет к значительному изменению теплофизических свойств наножидкости в ламинарном подслое. Используемая в расчетах модель эти изменения никак не учитывает.

Заключение

Проведено расчетно-экспериментальное исследование вынужденной конвекции однопроцентной наножидкости на основе наночастиц Al_2O_3 в прямоточном теплообменнике в ламинарном и турбулентном режимах. Эксперименты показали, что применение в качестве теплоносителя наножидкости существенно сказывается на величине коэффициента теплоотдачи. При этом может наблюдаться как интенсификация теплообмена, так и его ухудшение. При фиксированном значении числа Рейнольдса в случае ламинарного режима течения применение наножидкости позволило на 20 % интенсифицировать теплообмен. В случае же турбулентного режима установлено примерно 10%-ное ухудшение коэффициента теплоотдачи. Это связано с существенным влиянием наночастиц не только на теплопроводность, но и на вязкость наножидкости. При установившемся ламинарном режиме течения коэффициент теплоотдачи пропорционален теплопроводности среды и не зависит от вязкости. Поскольку теплопроводность теплоносителя из-за наличия в нём частиц оксида алюминия возросла, в ламинарном случае мы имеем интенсификацию теплообмена вне зависимости от того, насколько увеличилась вязкость. В турбулентном случае ситуация намного сложнее, поскольку коэффициент теплоотдачи нелинейно зависит не только от теплопроводности теплоносителя, но и от его вязкости. Здесь если рост теплопроводности теплоносителя за счет наночастиц существенно меньше роста его вязкости, может иметь место ухудшение теплообмена, что и было получено в данном эксперименте. Таким образом, положительный для теплообмена эффект от добавки в теплоноситель наночастиц нелинейно зависит от отношения между вязкостью и теплопроводностью получившейся наножидкости, а значит, от материала частиц и их концентрации. Это дает возможность управления процессом теплообмена путем выбора оптимальных концентраций и материала наночастиц. Эти исследования будут продолжены.

Для моделирования теплообмена в работе использовано гидродинамическое описание и модель гомогенной наножидкости. Результаты данной работы показали, что такая модель удовлетворительно описывает данные эксперимента по вынужденной конвекции наножидкости как в ламинарном, так и турбулентном режиме течения. Однако имеющиеся расхождения расчета и эксперимента говорят о том, что такая упрощенная модель гомогенной наножидкости работает далеко не всегда и поэтому должна быть дополнена механизмами, приводящими к возникновению неоднородности концентрации наночастиц в объеме.

Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ (гранты 12-08-33061 и 13-01-00052) и ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.» (соглашения № 16.740.11.0642, 14.А18.21.0344, 8756, 14.132.21.1750), грант Президента РФ МК-6296.2013.8.

Список литературы

- [1] *Ahuja A.S.* // J. Appl. Phys. 1975. V. 46.
- [2] *Masuda H., Ebata A., Teramae K. and Hishinuma N.* // Netsu Bussei (Japan). 1993. V. 4. P. 227–233.
- [3] *Рудяк В.Я., Белкин А.А.* // Наносистемы: физика, химия, математика. 2010. Т. 1 (1). С. 156–177.
- [4] *Терехов В.И., Калинина С.В., Леманов В.В.* // Теплофизика и аэромеханика. 2010. № 2. С. 173–188.
- [5] *Godson L., Raja B., Mohan Lal D., Wongwises S.* // Renewable and sustainable energy reviews. 2010. V. 14. P. 629–641.
- [6] *Pak B., Cho Y.I.* // Experimental heat transfer, 1998. V. 11. P. 151–170.
- [7] *Rudyak V.Ya., Minakov A.V., Gavrilov A.A. and Dekterev A.A.* // Thermophysics & Aeromechanics. 2008. V. 15. P. 334–345.
- [8] *Rudyak V.Ya., Minakov A.V., Gavrilov A.A. and Dekterev A.A.* // Thermophysics & Aeromechanics. 2010. V. 17. P. 565–576.
- [9] *Минаков А.В., Рудяк В.Я., Гаврилов А.А., Дектерев А.А.* // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19, № 5. С. 577–587.
- [10] *Минаков А.В., Лобасов А.С., Рудяк В.Я., Пряжников М.И.* Теплоловые процессы в технике. М.: ООО «Наука и технологии». 2013. Т. 5. № 5. С. 194–200.
- [11] *Ho C.J., Liu W.K., Chang Y.S., Lin C.C.* // Int. J. Therm. Sci. 2010. V. 49. P. 1345–1353.
- [12] *Zhou S.Q., Ni R.* // Appl. Phys. Lett. 2008. V. 92. P. 93–123.
- [13] *Yu W., Choi S.U.S.* // Journal on Nanoparticle Research. 2003. V. 5. P. 167–171.
- [14] *Minsta H.A., Roy G., Nguyen C.T., Doucet D.* // Int. J. Therm. Sci. 2009. V. 48. P. 363–371.
- [15] *Lee S., Choi S.U.S., Li S., Eastman J.A.* // ASME J. Heat Transfer. 1999. V. 121. P. 280–289.
- [16] *Roy G., Nguyen C.T., Lajoie P.-R.* // Superlatt. Microstruct. 2004. V. 35. P. 497–511.
- [17] *Das S.K., Putra N., Thiesen P., Roetzel W.* // J. Heat Transfer. 2003. V. 125. P. 567–574.
- [18] *Menter F.R.* // AIAA Paper. 1993. № 932906. 21.
- [19] *Лобасова М.С., Лобасов А.С.* Конвективный теплообмен в однофазной среде: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс]. Красноярск: СФУ, 2012. 79 с.

Experiment-Calculated Investigation of Forced Convection of Alumina Nanofluid in Direct Flow Heat Exchanger

**Andrey V. Minakov^{a,b},
Dmitriy V. Guzey^a, Alexander S. Lobasov^{a,b},
Dmitriy A. Dekterev^{a,b} and Maxim I. Pryazhnikov^a**

^a*Siberian Federal University,*

79 Svobodny, Krasnoyarsk, 660041, Russia

^b*Institute of Thermophysics named after S.S. Kutateladze SB RAS,*

1 Lavrentev, Novosibirsk, 630090, Russia

The results of the experiment-calculated study of heat transfer of nanofluids forced convection in the recuperative heat exchanger were set out. The experiments for distilled water and one per cent Al₂O₃-based nanofluid were carried out. The Reynolds number in the experiments varied from 800 to 6500. 20 per cent intensification of heat transfer in laminar flow were shown. Numerical model describing heat and mass transfer processes, based on the hydrodynamic approach, which implies a solution of the Navier-Stokes and energy conservation equations was used for the calculation. Zonal two-equation model of Menter SST was used for calculation of turbulent flow. Satisfactory agreement with experiment was obtained.

Keywords :heat transfer, nanofluids, turbulence, hydrodynamics.
