

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ПОМОЩЬЮ НАНОЖИДКОСТИ

Ривчук А.А., Лобасов А.С., Минаков А.В.

научный руководитель канд. физ.-мат. наук Лобасова М.С.

Сибирский Федеральный университет

Суспензии на основе наночастиц твердой фазы называются наножидкостями. 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 применены для изменения вязкости и теплопроводности базовой жидкости (Masuda, 1993 [2]) с этого времени наножидкости интенсивно изучаются с целью 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%.

При использовании частиц нанометрового диапазона они подвержены броуновскому движению и поверхностные явления могут играть заметную роль в процессе теплопередачи. Одним из способов повышения эффективности теплообмена является увеличение коэффициента теплопередачи охлаждающей жидкости путём добавления твёрдых частиц с высокой теплопроводностью. Особый интерес при создании таких жидкостей представляют наночастицы.

Целью данной работы является повышение эффективности рекуперативных теплообменников с помощью наночастиц. На рис. 1 показана схема рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе». Внутренний канал имеет следующие размеры: внутренний диаметр $d_1 = 0,013$ м, внешний диаметр $d_2 = 0,015$ м, длина $l = 1$ м. Внешний канал имеет следующие размеры: внутренний диаметр $d_3 = 0,025$ м, внешний диаметр $d_4 = 0,027$ м, длина $l = 1$ м. По внутреннему контуру циркулирует нагретая наножидкость с варьируемым расходом G_1 , по внешнему контуру циркулирует холодная вода с постоянной температурой на выходе 6°C и постоянным расходом $G_2 = 13,788$ л/мин. Температура теплоносителей изменяется под действием теплопередачи от одного к другому, а также к окружающей среде. Теплоноситель во внутренней трубе отдает тепловой поток $Q_{\text{отд}}$, равный разности потоков энтальпии на входе и выходе из трубы [3]:

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

Соответственно, во внешней трубе теплоноситель воспринимает поток:

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

Здесь C_{p1} и C_{p2} – изобарные теплоемкости теплоносителей; G_1 и G_2 – массовые расходы теплоносителей.

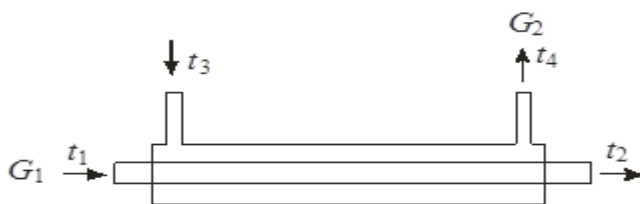


Рис.1. Схема рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе»

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

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

где l – длина поверхности теплообмена (наименьшее из длин внутренней и внешней трубы), Δt – среднелогарифмический температурный напор:

Коэффициент теплопередачи при сопряженном теплообмене находится из уравнения [3]:

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

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. Трубы сделаны из нержавеющей стали, для которой $\lambda = 14,4 + 0,016 \cdot \bar{t}$. Среднюю температуру стали определяли следующим образом:

$$\bar{t} = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) / 4$$

Для ламинарных режимов течения справедливо соотношение [4]:

$$Nu = 1,55(Re Pr d_1/l)^{1/3}$$

В турбулентном режиме течения, для внутренней трубы справедливо [4]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

для внешней:

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} d_3/d_2$$

где d_3 – внутренний диаметр внешней трубы.

Коэффициенты теплоотдачи определяются по числу Нуссельта, при этом теплопроводность жидкости рассчитывается при температуре, равной средней из температур на входе и выходе:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{ж}}{l_0}; \quad \lambda_{ж} = \lambda_{ж}(\bar{t})$$

Для достижения цели было проведено аналитическое решение данной задачи. Варьировалась концентрация наножидкости и число Рейнольдса. В качестве базовой жидкости использовалась дистиллированная вода с наночастицами оксида алюминия. В расчете были рассмотрены следующие объемные концентрации нанопорошка в воде: 0,25%, 0,5%, 1%, 2%, по объему.

В данной работе наножидкость рассматривается как однородная несжимаемая ньютоновская среда, течение которой описывается уравнениями Навье-Стокса. Основные теплофизические параметры наножидкости рассчитываются следующим образом:

удельная теплоемкость:

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

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, который определялся 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.

Проведя анализ литературы, для определения динамической вязкости наножидкости на основе Al_2O_3 было решено остановиться на следующей формуле [5]:

$$\mu = \mu_f \cdot (1 + 7,3 \cdot \varphi + 123 \cdot \varphi^2)$$

где μ_f – динамическая вязкость транспортной жидкости.

Коэффициент теплопроводности наножидкости в данной работе задавался согласно следующей полуэмпирической теории [6]:

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

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

На рис. 2 представлены графики зависимости коэффициента теплопередачи от числа Рейнольдса. На рис. 3 показана зависимость относительного увеличения коэффициента теплопередачи от числа Рейнольдса. Полученные зависимости показывают, что с увеличением концентрации наночастиц, коэффициент теплопередачи тоже увеличивается, что говорит о том, что использование наночастиц приводит к увеличению эффективности теплообмена. При этом может наблюдаться как интенсификация теплообмена (в ламинарном режиме), так и его постепенное ухудшение (турбулентный режим). Это связано с существенным влиянием наночастиц не только на теплопроводность, но и на вязкость наножидкости. В случае установившегося ламинарного 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 независимо от того, насколько увеличилась его вязкость. В случае развитого турбулентного течения коэффициент теплоотдачи 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. 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.

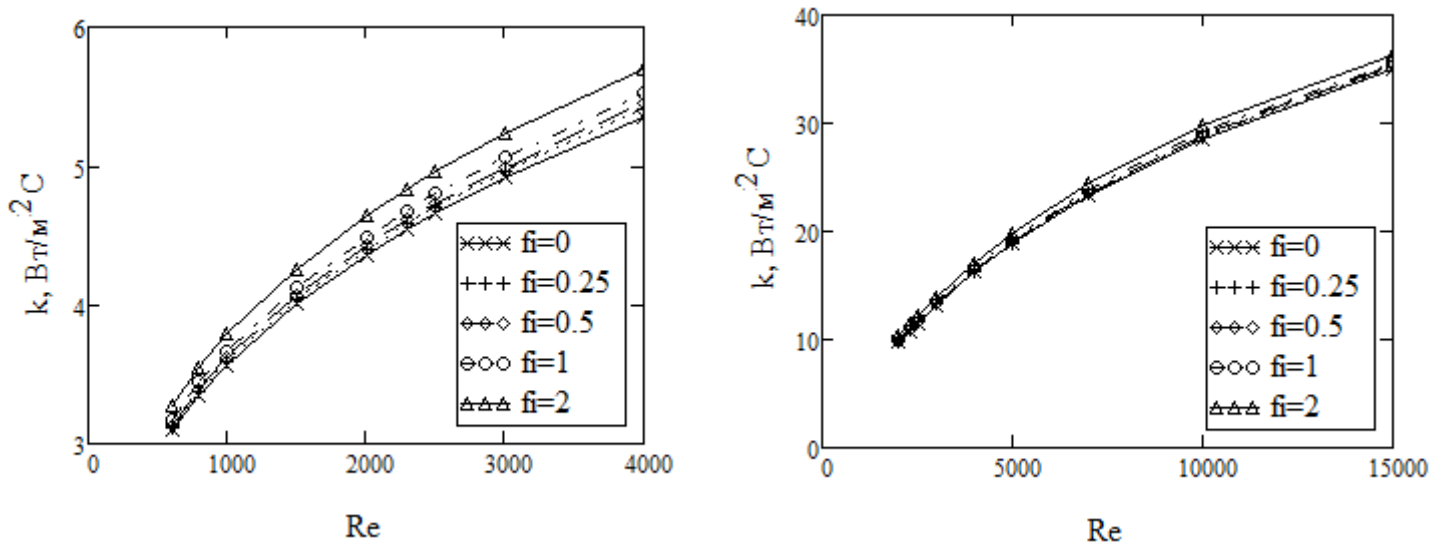


Рис.2. Зависимость коэффициента теплопередачи от числа Рейнольдса

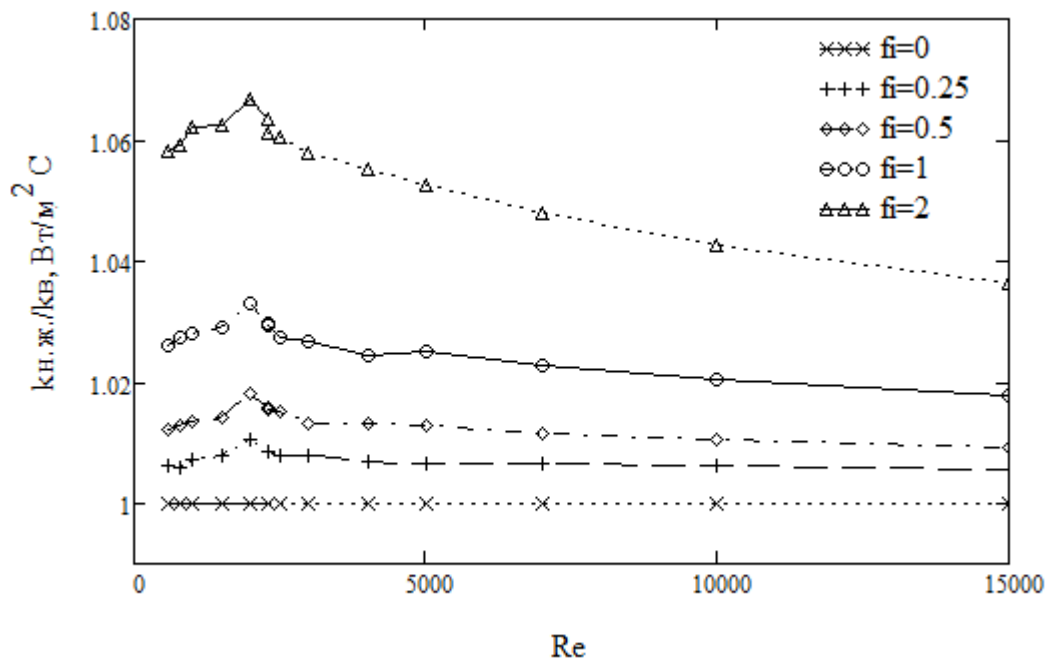


Рис.3. Зависимость относительного увеличения коэффициента теплопередачи от числа Рейнольдса

Список публикаций:

- [1] Ahuja A.S. *J. Appl. Phys.*, V. 46., 1975.
- [2] Masuda H., Ebata A., Teramae K. and Hishinuma N. *Netsu Bussei (Japan)*, V. 4., Pp. 227-233, 1993.
- [3] Лобасова М.С., Лобасов А.С. *Учебно-методическое пособие. Сиб. федер. ун-т*, 2012.
- [4] Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. *Уч. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ*, 2006. 550 с.
- [5] Maiga S.E.B., Nguyen C.T., Galanis N., Roy G. *Superlattices Microstruct.*, Vol. 35, Pp. 543-557, 2004.
- [6] Yu W., Choi S.U.S. *Journal on Nanoparticle Research*, V. 5, Pp. 167-171, 2003.