

УДК 621.56

Экспериментальное исследование процесса конденсации холодильного агента R600a при добавлении наножидков

В. И. Милованов, Д. А. Балашов

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

В статье приводится информация про влияние применения наночастиц для улучшения теплотехнических характеристик теплообменных аппаратов холодильной машины, работающей на изобутане. Приводится описание экспериментального исследования конденсатора малой холодильной машины, работающей на рабочем теле с добавкой наночастиц. Результаты свидетельствуют о повышении коэффициента теплопередачи в конденсаторе на 4,5-16 % в зависимости от режима работы.

Ключевые слова: холодильная машина; наночастица; нанодобавка; коэффициент теплопередачи; коэффициент теплоотдачи; конденсатор; изобутан.

Експериментальне дослідження процесу конденсації холодильного агента R600a при додаванні наножидків

В. І. Мілованов, Д. О. Балашов

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

В статті наведена інформація про перспективи використання наночастинок для покращення теплотехнічних характеристик теплообмінних апаратів холодильної машини, що працює на ізобутані. Вплив нанододатків розглянутий на прикладі експериментального дослідження конденсатора. Результати свідчать про підвищення коефіцієнта теплопередачі в конденсаторі на 4,5-16 % в залежності від режиму роботи.

Ключові слова: холодильна машина; наночастка; нанододаток; коефіцієнт теплопередачі; коефіцієнт тепловіддачі; конденсатор; ізобутан.

© The Author(s) 2018. This article is an open access publication
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Введение

Перспективным направлением в энергосбережении является применение новых классов веществ в качестве рабочих тел холодильной машины. Проведенные в Украине и за рубежом исследования теплофизических свойств коллоидных растворов наночастиц с маслами и хладагентами показывают высокую перспективность использования подобного класса веществ в холодильной технике. Использование наножидков позволяет существенно повысить теплофизические характеристики хладагента, уменьшить температурные перепады на поверхностях конденсатора и испарителя и в результате снизить отношение давлений кипения и конденсации, а следовательно и потребляемую холодильной машиной электрическую мощность.

Наножидки являются несоединяющимися моночастицами, находящимися в базовой жидкости [1]. Их применение может увеличить теплопередачу в теплообменных аппаратах холодильных установок даже когда относительный объем наночастиц меньше, чем 0,3 % [2].

Из анализа опубликованной в литературе информации про влияние наноматериалов на работу малых холодильных машин делается вывод, что большинство работ посвящено исследованию теплопроводности веществ с растворенными в них наночастицами. Данные о влиянии нанодобавок на работу теплообменных аппаратов малой холодильной машины в литературе практически отсутствуют. Это затрудняет поиск технических решений, направленных на повышение эффективности малых холодильников.

Таким образом, становятся актуальными работы по дальнейшим исследованиям малых холодильных машин с наножидками в качестве рабочего тела.

Уменьшение потребления холодильной машиной электроэнергии возможно с помощью повышения эффективности теплообменных систем. Новые теплоносители с измененными теплофизическими характеристиками являются одним из вариантов улучшения теплопередачи. Важным достижением в исследовании теплоносителей является применение коллоидной смеси основной жидкости (хладагента) и металлических частиц размером 1-100 нанометров. Первоначальные варианты

коллоидных растворов, такие как микрофлюиды, приводили к образованию осадка, что вызывало эрозию поверхностей трения металлических деталей.

Хотя теплопроводность является функцией основных параметров хладагента, таких как давление и температура, в турбулентном потоке эффективная теплопроводность из-за влияния турбулентных вихрей намного выше. Повышение турбулизации также является следствием наличия наночастиц [3].

2. Основная часть. Объект исследования, постановка задачи

Объект исследования – малая холодильная машина с герметичным компрессорным агрегатом. Схема испытательного калориметрического стенда представлена на рис. 1. Компрессор 1 нагнетает хладагент в водяной конденсатор 2, откуда жидкость стекает в ресивер 3. Постоянное давление кипения в испарителе 10, расположенном в калориметре 9, поддерживается с помощью ручного регулирующего вентиля (БРВ) 6. Нижняя часть калориметра заполнена вторичным хладагентом 7, в который погружен электрический нагреватель 8. В качестве вторичного холодильного агента используется фреон R134a. Образующийся при кипении пар конденсируется на внешней поверхности испарителя 10. При испытании мощность нагревателя регулируют так, чтобы давление вторичного хладагента оставалось постоянным, то есть, чтобы количество полученного холода было равно количеству подведенного тепла. В схему включены смотровое стекло 5, фильтр-осушитель 4. На схеме показаны места установки манометров и термометров. Давление хладагента измеряют образцовыми манометрами класса 0,2; температуру хладагента и воды – ртутными термометрами с ценой деления 0,1 °С; температуру воздуха – термометрами с ценой деления 0,5 °С.

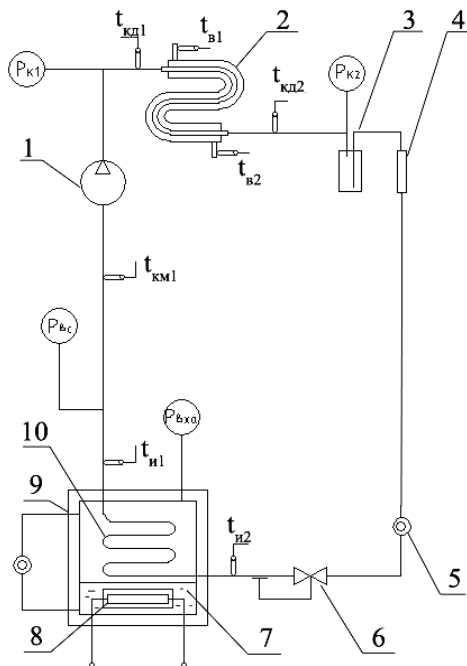


Рисунок 1 – Схема испытательного стенда

Уникальными свойствами смеси наночастиц с рабочим телом являются увеличенная теплопроводность, вязкость и коэффициент теплопередачи. Известно, что теплопроводность металлов при комнатной температуре выше, чем у жидкостей. Поэтому теплопроводность жидкости с частицами металла выше, чем у обычной жидкости. Предполагается, что числа Нуссельта для наночастиц выше, чем у базовой жидкости при определенных параметрах потока (например, при равных числах Рейнольдса) [4]. Повышенные числа Нуссельта в сочетании с более высокой теплопроводностью свидетельствуют о лучшей конвективной теплопередаче по сравнению с базовым теплоносителем. Это позволяет повысить теплотехнические характеристики теплообменных аппаратов холодильной машины без внесения конструктивных изменений.

Целью данной работы является исследование влияния добавок наночастиц на работу конденсатора малой холодильной машины. В результате исследования должны быть получены значения коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи в теплообменных аппаратах и проведено сравнение их величин для чистого хладагента и хладагента с добавкой наноматериалов.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задания:

1. Выполнить расчетное исследование теплообменников холодильной машины при работе на R600a и с добавками наночастиц разных концентраций.
2. Провести экспериментальные исследования показателей малой холодильной машины на различных режимах работы на чистом R600a и с добавками наночастиц разных концентраций.
3. Выполнить сравнение теплотехнических параметров теплообменников холодильной машины при работе на чистом рабочем теле и на хладагенте с добавлением наночастиц.

3. Анализ литературных данных

В литературе излагается большой объем теоретических работ по эффективной теплопроводности двух- и более компонентных материалов, например, подход Гамильтона и Кроссера и другие. Гамильтон и Кроссер [5] ввели фактор влияния формы n , который определяется экспериментально для разных типов материалов. Целью их исследования была разработка модели теплопроводности наночастицы как функции формы частиц, состава и теплопроводности обеих фаз:

$$k_c = k_f \left[\frac{k_p + k_f(n-1) - (n-1)V_p(k_f - k_p)}{k_p + k_f(n-1) + V_p(k_f - k_p)} \right], \quad (1)$$

где n – фактор влияния формы частиц, выведенный эмпирически (для сферических частиц $n = 3$), который определяется как $n = 3/\psi$, ψ – сферичность, определенная как отношение площади поверхности сферы с объемом, равным объему частицы, к площади поверхности частицы.

Модель Гамильтона-Кроссера сводится к модели Максвелла при $\psi = 1$ и согласуется с экспериментальными данными для $V_p < 30\%$. Модель верна до тех пор, пока теплопроводность частиц выше

теплопроводности жидкости по крайней мере в 100 раз. Несмотря на то, что эксперименты показывают достаточную пригодность этих моделей в прогнозировании теплопроводности, они не учитывают влияние размера наночастиц.

Большинство параметров потоков с вынужденной конвекцией зависят от чисел Рейнольдса и Прандтля, но в случае нанофлюидов включаются дополнительные параметры, учитывающие термические свойства всех составляющих. Коэффициент теплопроводности будет зависеть от теплопроводности и теплоемкости базовой жидкости и наноматериалов, картины потока, критериев Прандтля и Рейнольдса, температуры, объемной доли растворенных частиц, их размеров и формы.

Предложено следующее обобщение для числа Нуссельта [6]:

$$Nunf = f \left[\text{Re}, \text{Pr}, \frac{Kn (\rho c_p)_n}{Kf (\rho c_p)_f}, \varphi, \text{форма}_\text{частицы}, \text{геометрия}_\text{потока} \right], \quad (2)$$

где f и n обозначают жидкость и наноматериалы соответственно.

Другой возможный метод формулировки, предложенный теми же авторами, состоит в предположении, что отношение коэффициентов теплопередачи нанофлюида и базовой жидкости пропорционально отношению соответствующих теплопроводностей нанофлюида и базовой жидкости, возведенных в степень m .

$$h_{nf} \approx h_f \left(\frac{K_{nf}}{K_f} \right)^m, \quad (3)$$

где показатель m зависит от режима течения и предположительно равен $2/3$ для турбулентного потока.

Методы, упомянутые выше, рассматривают нанофлюид как однофазную жидкость, в отличие от реальности, где он является смесью жидкости и твердых частиц. Учёт размера растворенных частиц вносит некоторые трудности в анализ взаимодействия жидкости и твердых частиц в процессе передачи тепла. Многие исследователи предполагают, что броуновское движение является одним из факторов улучшения теплопроводности. Это случайное движение сверхмалых частиц придает скорость твердым частицам относительно жидкости. Также предполагают включить малые возмущения температуры и скорости в последствия влияния броуновского движения.

4. Содержание и методы исследований

В последнее время много опубликованных работ сосредоточено на измерении и определении свойств наножидкостей, особенное внимание уделяется теплопроводности и коэффициенту теплопередачи.

Как было указано выше, существуют два подхода к определению коэффициента теплопроводности в потоке. Один из подходов – традиционный с учётом термических свойств нанофлюида в существующих поправках для коэффициента теплопередачи в базовой жидкости. Для нанофлюидов применяются следующие выражения:

$$\begin{aligned} \rho_{eff} &= (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_n, \\ c_{p,eff} &= (1 - \varphi) c_{p,f} + \varphi c_{p,n}, \\ (\rho c_p)_{nf} &= (1 - \varphi) (\rho c_p)_f + \varphi (\rho c_p)_n. \end{aligned} \quad (4)$$

Предложена [7] известная формула Эйнштейна для расчета эффективной вязкости, $\mu_{эф}$:

$$\mu_{eff} = \mu_f (1 + 2,5\varphi) \text{ для } \varphi < 0,05. \quad (5)$$

Уравнение Эйнштейна впоследствии было расширено [8]:

$$\mu_{eff} = \mu_f \frac{1}{(1 - \varphi)^{2,5}}. \quad (6)$$

Эффективная теплопроводность может быть выведена из моделей теплопроводности Максвелла и Гамильтона. Критерии рассчитываются так:

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{eff} c_{p,eff}}{K_{eff}}; \quad (7)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_{eff} u d}{\mu_{eff}}; \quad (8)$$

$$\text{Nu} = \frac{h d}{K_{eff}}. \quad (9)$$

Например, для полностью развитого ламинарного потока при граничных условиях постоянной температуры стенки:

$$\text{Nu}_T = \frac{h d}{K_{eff}} = 3,657. \quad (10)$$

При втором подходе необходимо найти решения уравнений при определенных граничных условиях. В этих случаях уравнения сохранения массы, момента и энергии, хорошо известные для однофазного потока, могут быть расширены для нанофлюидов. Если микроконвекцией и микродиффузией растворенных частиц (гидродинамическая дисперсия) пренебречь, то эти два подхода в результате дадут меньшие коэффициенты теплопередачи, чем эксперимент.

Уравнения можно решить, сделав предположения, что в нанофлюиде нет трения между частицами и жидкостью, но они находятся в термодинамическом равновесии [9].

Уравнение сохранения массы:

$$d\nu(\rho \bar{V}) = 0. \quad (11)$$

Уравнение сохранения момента:

$$d\nu(\rho \bar{V}^2) = -\text{grad}P + \mu \nabla^2 \bar{V}. \quad (12)$$

Уравнение сохранения энергии:

$$d\nu(\rho \bar{V} c_p T) = d\nu(K \text{grad}T). \quad (13)$$

Эти уравнения могут быть упрощены в зависимости от требуемого решения.

Для полностью развитого ламинарного потока профиль эпюры скоростей параболический:

$$\frac{u}{u} = 2 \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right), \quad (14)$$

где u – средняя скорость в осевом направлении. Если пренебречь теплопроводностью в осевом направлении, то уравнение можно записать так:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\overline{Dr} \frac{\partial T}{\partial r} \right]. \quad (15)$$

Уравнение энергии в любой форме должно решаться с установленными граничными условиями постоянной температуры стенки или постоянного теплового потока с постоянной температурой входа.

Классическое решение Граца для уравнения при идеальном потоке, $u = \text{const}$, для граничных условий постоянной температуры стенки [10]:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K} = \frac{\sum_{m=1}^{\infty} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}{\sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_m^2} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}; \quad (16)$$

$$Pe = \frac{U_m d}{\alpha_{\text{eff}}^*}. \quad (17)$$

Это уравнение может быть расширено для граничных условий постоянного теплового потока, постоянной температуры стенки и линейной температуры стенки с параболическим профилем скоростей. Используя параболический профиль скоростей, получаем локальные числа Нуссельта:

– при постоянной температуре стенки:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{\text{eff}}} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-\lambda_n^2 \zeta}}{\sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{\lambda_n^2} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}; \quad (18)$$

– при постоянном тепловом потоке:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{\text{eff}}} = \left[\frac{11}{48} - \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\beta_n^2 \zeta}}{A_n \beta_n^4} \right]^{-1}; \quad (19)$$

– при линейной температуре стенки:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{\text{eff}}} = \frac{\frac{1}{2} + 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{2} \cdot \frac{R_n'(1)}{\lambda_n^4} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}{\frac{11}{96} + 8 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{2} \cdot \frac{R_n'(1)}{\lambda_n^4} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}, \quad (20)$$

где

$$\zeta = \frac{x / r_0}{Pe}, \quad Pe = \frac{u_m d}{\alpha_{\text{eff}}}.$$

Объектом исследования являлся конденсатор малой холодильной машины, работающей на изобутане. Конденсатор представляет собой медную трубу диаметром 10 мм, размещенную внутри медной трубы диаметром 12 мм, по которой протекает вода, отбирающая теплоту, выделяющуюся при конденсации холодильного агента. Расчеты проводились для режимов с температурами кипения -20, -10, -5, 0 °C и температурой конденсации 40 °C. При этом принималось, что течение охлаждающей воды – ламинарное. В качестве добавок были взяты наночастицы оксида титана в массовой концентрации 2,54 %.

Для проведения эксперимента было выбрано масло Reniso ONF46 с добавлением 2,54 % наночастиц TiO₂.

Для разрушения кластеров наночастиц образец гомогенизировали с использованием ультразвукового диспергатора при комнатной температуре в течение 30 минут. Для выделения осадка кластеров наночастиц образец центрифугировали в течение 45 минут.

Из компрессора, предназначенного для испытаний, была удалена заводская заправка масла в количестве 350 мл и заменена на чистое масло Reniso ONF46, после чего были проведены эксперименты по определению параметров холодильной установки в разных режимах. После завершения экспериментов чистое масло было удалено из системы и заменено наномаслом с массовой концентрацией частиц TiO₂ 2,54 %, после чего опыты по определению параметров были повторены на тех же режимах работы холодильной машины.

Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_{\text{кд}} = G_{\text{вд}} c_{\text{вд}} (t_{\text{вд}2} - t_{\text{вд}1}), \quad (21)$$

где $G_{\text{вд}}$ – расход воды; $c_{\text{вд}}$ – теплоемкость воды; $t_{\text{вд}1}$, $t_{\text{вд}2}$ – температура воды до и после конденсатора.

5. Результаты исследований

На рисунке 1 представлены коэффициенты теплопередачи в конденсаторе, определенные с помощью расчета и экспериментально. Практически во всех случаях наблюдается увеличение коэффициента теплопередачи при использовании нанохладагента.

В ходе эксперимента было установлено, что разности температур воды на входе и выходе в конденсатор были меньше при использовании хладагента с добавкой наночастиц. Из этого можно сделать вывод, что при равной тепловой нагрузке и неизменных конструктивных параметрах конденсатора применение нанохладагента приводит к увеличению коэффициента теплопередачи. Отклонение результатов эксперимента от теоретического расчета не превышает 5 %, что свидетельствует о высоком уровне сходимости результатов исследования.

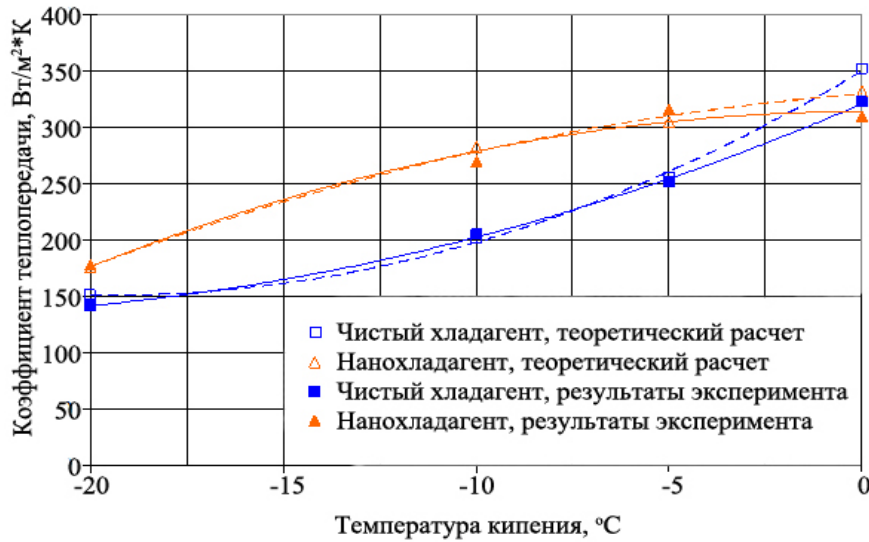
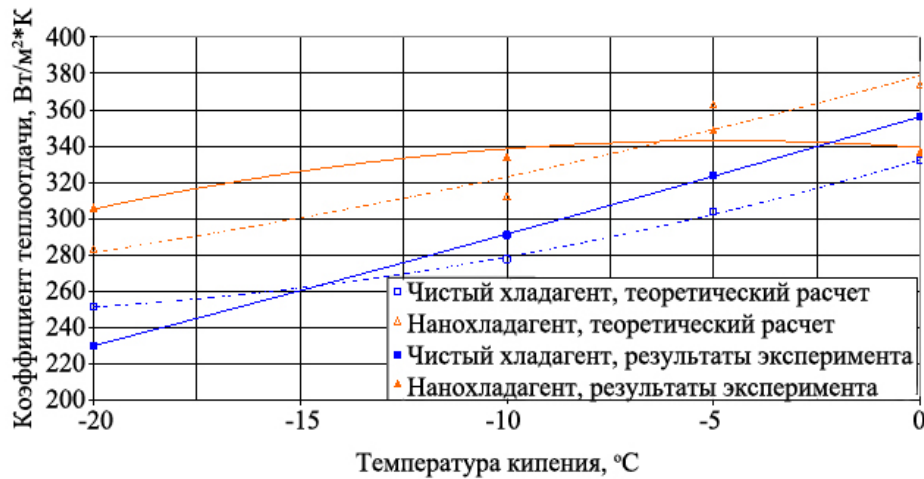
Рассмотрим уравнение теплопередачи через стенку трубки конденсатора:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)^{-1}, \quad (22)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента; α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны воды; d_1 – диаметр внутренней стенки трубы; d_2 – диаметр внешней стенки трубы.

Из уравнения теплопередачи через стенку можно рассчитать коэффициент теплоотдачи α_1 со стороны хладагента. Количество переданного тепла и коэффициент теплоотдачи α_2 со стороны воды известны. Термическое сопротивление стенки трубы не изменялось. Результаты расчета изменения коэффициента теплоотдачи α_1 представлены на рисунке 2.

В таблице 1 представлены величины изменений коэффициентов теплоотдачи в конденсаторе со стороны хладагента α_1 и коэффициент теплопередачи k при хладагенте и с нанодобавками по сравнению с чистым хладагентом.

Рисунок 1 – Коефіцієнти теплопередачі k в конденсаторе.Рисунок 1 – Коефіцієнти теплоотдачі α_1 в конденсаторе

Таблиця 1 – Зміна коефіцієнтів теплоотдачі та теплопередачі со сторони хладагента в конденсаторе

Параметр	Температура кипіння, °C		
	-20	-10	-5
Зміна коефіцієнта теплоотдачі, %	24,8	12,9	7,2
Зміна коефіцієнта теплопередачі, %	16,1	8	4,5

Повищення коефіцієнтів теплоотдачі та теплопередачі спостерігається в усіх робочих режимах середньотемпературної малої холодильної машини. З цього можна зробити висновок, що застосування добавок наночастинок може підвищити теплообмінні характеристики апаратів холодильних машин без суттєвих конструктивних змін.

6. Висновки

Дисперсія наночастинок в рідині призводить до підвищеної в'язкості, на що впливає середній діаметр частинок, їх концентрація та температура. Підвищена

в'язкість зменшує числа Рейнольдса в порівнянні з базовою рідиною при тій же швидкості. Ці фактори повинні бути взвешені при оцінці застосування наночастинок як хладагента.

Застосування нанодобавок перспективно в домашніх холодильниках, торговельно-промисловому холодильному обладданні. Однак ця проблема потребує подальшого вивчення, аналізу, теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

В даний час проводиться значительне число досліджень, присвячених застосуванню різних наноматеріалів в холодильній та компресорній тех-

нике. Использование таких наночастиц, как фуллерены или углеродные нанотрубки можно считать особо высокоперспективным для улучшения теплофизических характеристик хладагентов и снижения электрической мощности компрессора.

Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Расчетное исследование конденсатора холодильной машины показало, что при применении нанохладагента в качестве рабочего тела возможно повышение коэффициента теплопередачи на 7-10 % при режиме с температурой кипения -10°C и температурой конденсации 40°C , и 24 % – при режиме с температурой кипения -20°C . Применение нанохладагента в качестве рабочего тела позволяет повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильной машины без их конструктивного изменения. Экспериментальное исследование показало, что применение хладагента с добавлением наночастиц TiO_2 с массовой концентрацией 2,54 % позволяет повысить коэффициент теплоотдачи в конденсаторе α_1 на 7-25 %, а коэффициент теплопередачи до 4,5-16 %.

2. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составляет не более 5 %, что свидетельствует достоверности результатов исследования и хороших возможностях применения предложенных методов расчета.

3. Использование нанофлюидов позволяет существенно повысить теплообменные характеристики хладагента, уменьшить температурные перепады на поверхностях конденсатора и испарителя и в результате снизить отношение давлений кипения и конденсации, а, следовательно, и потребляемую холодильной машиной электрическую мощность.

Литература

1. **Choi, S. U. S.** Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles [Electronic resource] / S. U. S. Choi, J. A. Eastman // Conference: 1995 International mechanical

engineering congress and exhibition, San Francisco, CA (United States), 12-17 Nov 1995. – Available at: URL: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/196525>

2. **Strandberg, R.** Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids [Text] / R. Strandberg, D. K. Das // International Journal of Thermal Sciences. – 2010. – Vol. 49, № 3. – P. 580–588. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.08.008

3. **Xuan, Y.** Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids [Text] / Y. Xuan, Q. Li // Journal of Heat Transfer. – 2003. – Vol. 125, № 1. – P. 151–155. doi:10.1115/1.1532008

4. **Saidur, R.** A review on applications and challenges of nanofluids [Text] / R. Saidur, K. Y. Leong, H. A. Mohammad // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2011. – Vol. 15, № 3. – P. 1646–1668. doi:10.1016/j.rser.2010.11.035

5. **Hamilton, R. L.** Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems [Text] / R. L. Hamilton, O. K. Crosser // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. – 1962. – Vol. 1, № 3. – P. 187–191. doi:10.1021/i160003a005

6. **Xuan, Y.** Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids [Text] / Y. Xuan, W. Roetzel // Int. Journal of Heat and Mass Transfer. – 2000. – Vol. 43, № 19. – P. 3701–3707. doi: 10.1016/s0017-9310(99)00369-5

7. **Brinkman, H. C.** The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions [Text] / H. C. Brinkman // The Journal of Chemical Physics. – 1952. – Vol. 20, № 4. – P. 571–581. doi:10.1063/1.1700493

8. **Drew, D. A.** Theory of Multicomponent Fluids [Text] / D. A. Drew, S. L. Passman // Applied Mathematical Sciences. – New York: Springer, 1999. – 310 p.

9. **Xuan, Y.** Heat transfer enhancement of nanofluids [Text] / Y. Xuan, Q. Li // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2000. – Vol. 21, № 1. – P. 58–64. doi:10.1016/s0142-727x(99)00067-3

10. **Kakac, S.** Convective Heat Transfer [Text] / S. Kakac, Y. Yener. – Ed. 3. – CRC Press, 2013. – 622 p.

Отримана в редакції 24.06.2018, прийнята до друку 04.09.2018

Experimental study of the r600a refrigerant's condensation with the addition of nanofluid

V. Milowanov, D. Balashov

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaia St., Odessa, 65039, Ukraine

The article contains information on the perspectives of using nanoparticles to improve the thermal characteristics of heat exchanger in a refrigerating machine working on isobutane. The effect of nanoadditives is calculated using the example of an experimental study of a capacitor. The results show an increase in the heat transfer coefficient in the condenser by 4.5-16%, depending on the operating mode.

Key words: refrigerating machine; nanoparticle; nanoadditive; heat transfer coefficient; condenser; isobutane.

References

1. **Choi, S. U. S., Eastman, J. A.** (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. Conference: 1995 International mechanical engineering congress and

exhibition, San Francisco, CA (United States), 12-17 Nov 1995. Available: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/196525>

2. **Strandberg, R., Das, D. K.** (2010, March). Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional

- heat transfer fluids. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, № 3, 580–588. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.08.008
3. **Xuan, Y., Li, Q.** (2003). Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 125, № 1, 151–155. doi: 10.1115/1.1532008
4. **Saidur, R., Leong, K. Y., Mohammad, H. A.** (2011, April). A review on applications and challenges of nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, № 3, 1646–1668. doi: 10.1016/j.rser.2010.11.035
5. **Hamilton, R. L., Crosser, O. K.** (1962, August). Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 1, № 3, 187–191. doi: 10.1021/i160003a005
6. **Xuan, Y., Roetzel, W.** (2000, October). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, № 19, 3701–3707. doi:10.1016/s0017-9310(99)00369-5
7. **Brinkman, H. C.** (1952). The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions. *The Journal of Chemical Physics*, Vol. 20, № 4, 571–581. doi: 10.1063/1.1700493
8. **Drew, D. A., Passman, S. L.** (1999). *Theory of Multi-component Fluids. Applied Mathematical Sciences*. New York: Springer, 310. doi: 10.1007/b97678
9. **Xuan, Y., Li, Q.** (2000, February). Heat transfer enhancement of nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 21, № 1, 58–64. doi: 10.1016/s0142-727x(99)00067-3
10. **Kakac, S., Yener, Y.** (2013). *Convective Heat Transfer. Ed. 3*. CRC Press, 622.

Received 24 June 2018

Approved 04 September 2018

Available in Internet 30 October 2018