

8. Heiss, W. D. Power density and effective resistance in the electrode and furnace of an electric smelter [Text] / W. D. Heiss // Electrowarm International. — 1981. — Vol. 39, № 5. — P. 226–249.
9. Тозони, О. В. Метод вторичных источников в электротехнике [Текст] / О. В. Тозони. — М.: Энергия, 1975. — 295 с.
10. Ольдзиевский, С. А. Математическое моделирование электрических полей печей рудной электротермии [Текст] / С. А. Ольдзиевский, В. А. Кравченко, В. И. Нежулин, И. А. Борисенко. — М.: Металлургия, 1990. — 113 с.
11. Качан, Ю. Г. К расчету объемного распределения мощности в электрическом теплоаккумулирующем преобразователе [Текст] / Ю. Г. Качан, С. А. Левченко // Интегрированные технологии та енергозбереження. — 2005. — № 2. — С. 150–153.
12. Качан, Ю. Г. Оптимизация конструктивных параметров электрического теплоаккумулирующего преобразователя в системах солнечного теплоснабжения [Текст] / Ю. Г. Качан, С. А. Левченко // Відновлювана енергетика. — 2007. — № 2. — С. 34–37.

ВЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРИЧНОГО ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА НА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Запропоновано застосовувати для автономних джерел гарячого водопостачання електричний теплоаккумулюючий пере-

творювач, принцип дії якого засновано на прямому нагріві теплоаккумулюючої речовини струмом, що проходить крізь неї. Отримані залежності між геометричними розмірами та електротепловими характеристиками перетворювача. Розглянуто методику визначення оптимальних основних конструктивних параметрів електричного теплоаккумулюючого перетворювача для систем сонячного тепlopостачання з використанням запропонованої математичної моделі.

Ключові слова: прямий нагрів, електричний теплоаккумулюючий перетворювач, метод вторинних джерел, математична модель.

Левченко Сергей Андреевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра эффективности энергообеспечения, Запорожская государственная инженерная академия, Украина, e-mail: levchenko_s@rambler.ru.

Левченко Сергій Андрійович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра ефективності енергозабезпечення, Запорізька державна інженерна академія, Україна.

Levchenko Sergiy, Zaporizhzhya State Engineering Academy, Ukraine, e-mail: levchenko_s@rambler.ru

УДК 621.56

DOI: 10.15587/2312-8372.2016.74811

**Милованов В. И.,
Балашов Д. А.**

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ НАНОЧАСТИЦ

В статье приводится информация про перспективы применения наночастиц для улучшения термодинамических характеристик теплообменных аппаратов холодильной машины, работающей на изобутане. Влияние нанодобавок рассмотрено на примере экспериментального исследования конденсатора. Результаты свидетельствуют о повышении коэффициента теплопередачи в конденсаторе на 16–24 % в зависимости от режима работы.

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

1. Введение

Эффективным направлением в энергосбережении, которое позволит снизить потребление электроэнергии является применение новых классов веществ в качестве рабочего тела. 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 нанофлюидов позволяет существенно повысить тепло-массообменные 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.

Из анализа опубликованной в прессе информации про влияние наноматериалов на работу малых холо-

дильных 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 нанофлюидами в качестве рабочего тела.

Уменьшить потребление холодильной машиной электроэнергии возможно с помощью улучшения эффективности теплообменных систем. Новые теплоносители с улучшенными термодинамическими 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. Нанофлюиды являются несоединяющимися моночастицами, находящимися в базовой жидкости [1]. Их применение может увеличить теплопередачу больше, чем на 50 % в действительных теплообменных аппаратах холодильных установок даже когда относительный объем наночастиц меньше, чем 0,3 % [2].

Повышенная теплопроводность является следствием равномерной дисперсии частиц. 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. Объект исследования и его технологический аудит

Объект исследования — малая холодильная машина с герметичным компрессорным агрегатом, работающая в составе calorиметрического стенда. Схема испытательного 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 calorиметре 9, поддерживается с помощью ручного барорегулирующего вентиля (БРВ) 6. Нижняя часть calorиметра заполнена вторичным холодильным агентом 7, в который погружен электрический нагреватель 8. В качестве вторичного холодильного агента используется хладагент R-134a. Образующийся при кипении пар конденсируется на внешней поверхности испарителя 10. При испытании мощность нагревателя регулируют так, чтобы давление вторичного холодильного агента 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; температура воздуха — термометрами с ценой деления 0,5 °С. Для более точной регулировки в БРВ используется винт с мелкой резьбой.

Уникальными свойствами нанофлюидов являются увеличенная теплопроводность, вязкость и коэффициент теплопередачи. Известно, что теплопроводность металлов при комнатной температуре выше, чем у жидкостей. Следовательно, теплопроводность жидкости с частицами металла выше, чем у обычной жидкости. Предполагается, что числа Нуссельта для нанофлюидов выше, чем у базовой жидкости при определенных параметрах потока (например, при равных числах Рейнольдса) [4]. Повышенные числа Нуссельта в сочетании с более высокой теплопроводностью дают лучшую конвективную теплопередачу по сравнению с базовым теплоносителем. Это позволит повысить тепломассообменные характеристики теплообменных аппаратов холодильной машины без внесения конструктивных изменений.

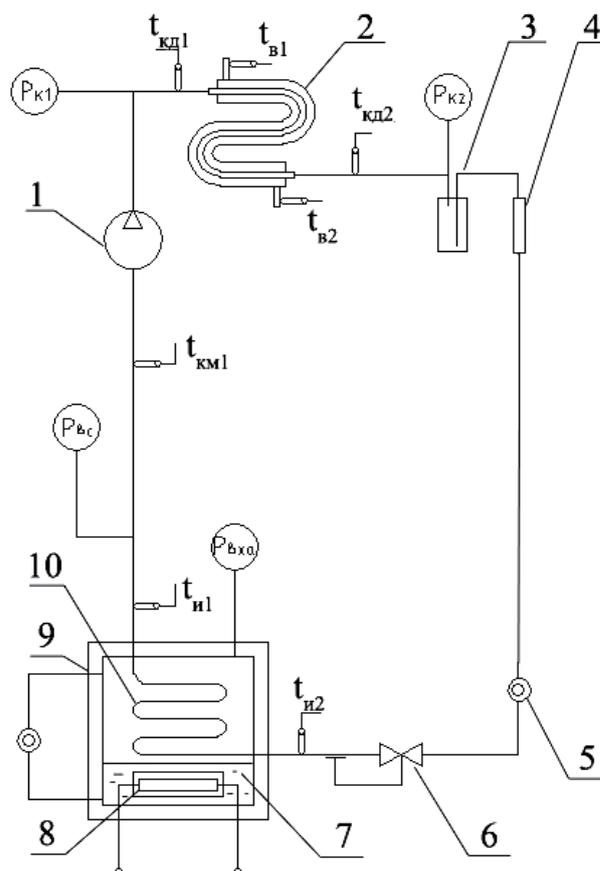


Рис. 1. Схема испытательного стенда

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является исследование влияния добавок наночастиц на примере работы конденсатора малой холодильной машины. В результате исследования планируется получить значения коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи в теплообменных аппаратах и провести 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 разных концентраций наночастиц.
2. Провести экспериментальные исследования показателей малой холодильной машины на различных режимах работы на чистом R600a и с добавками разных концентраций наночастиц.
3. Выполнить сравнение термодинамических параметров теплообменника холодильной машины при работе на чистом рабочем теле и на рабочем теле с добавлением наночастиц.

4. 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 как функции формы частиц, состава и теплопроводности обеих фаз:

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

где n – фактор влияния формы частиц, выведенный эмпирически (для сферических частиц $n = 3$) и 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 больше 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.

Для успешного практического применения нанофлюидов необходимо полное понимание процессов вынужденной конвекции в ламинарном и турбулентном потоке. Нанофлюиды по существу являются многокомпонентными жидкостями. Следовательно, в литературе они рассматриваются либо как двухфазный гомогенный поток без скольжения между частицами и жидкостью, которые тоже находятся в состоянии температурного равновесия, либо со скольжением частиц относительно базовой жидкости с температурным равновесием.

Большинство 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]:

$$Nunf = f \left[\begin{matrix} \text{Re, Pr, } \frac{Kn(\rho c_p)_n}{Kf(\rho c_p)_f} \\ \varphi, \text{ форма_частицы, геометрия_потока} \end{matrix} \right], \quad (2)$$

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 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.

Размер растворенных частиц приносит некоторые трудности для анализа взаимодействия жидкости и твердых частиц в процессе передачи тепла. Много исследователей 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.

5. Материалы и методы исследований

Как было указано выше, существуют два подхода к определению коэффициента теплопроводности в потоке. Один из подходов – традиционный с применением 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, $\mu_{эфф}$:

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

Уравнение Эйнштейна впоследствии было расширено [8]:

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

Для $\varphi < 0,05$ и сферических частиц может быть использовано следующее выражение:

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 2,5\varphi). \quad (7)$$

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

$$Pr = \frac{\mu_{eff} c_{p,eff}}{K_{eff}}; \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho_{eff} u d}{\mu_{eff}}; \quad (9)$$

$$Nu = \frac{h d}{K_{eff}}. \quad (10)$$

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

$$Nu_T = \frac{h d}{K_{eff}} = 3,657. \quad (11)$$

Для турбулентного потока существует поправка Петухова-Кириллова:

$$Nu = \frac{hd}{K_{eff}} = \frac{(f/8)Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7\sqrt{(f/8)(Pr^{2/3}-1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n}, \quad (12)$$

где $n = 0,11$ для $T_{ст} > T_{ж}$, $n = 0,25$ для $T_{ст} < T_{ж}$;

$$f = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}. \quad (13)$$

Поправка может использоваться для расчета коэффициентов теплопередачи при течении в канале для ламинарного и турбулентного потоков соответственно с использованием подходящих свойств наножидков. Результаты могут быть сравнимы с экспериментальными при тех же условиях.

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

Руководящие уравнения можно решить, сделав предположения, что наножидок сжимаемый без трения между частицами и жидкостью, но они находятся в термодинамическом равновесии [9].

Уравнение сохранения массы:

$$dv(\rho \bar{V}) = 0. \quad (14)$$

Уравнение сохранения момента:

$$dv(\rho \bar{V}^2) = -gradP + \mu \nabla^2 \bar{V}. \quad (15)$$

Уравнение сохранения энергии:

$$dv(\rho \bar{V} c_p T) = dv(K gradT). \quad (16)$$

Эти уравнения могут быть упрощены в зависимости от требуемого решения.

Для полностью развитого ламинарного потока профиль эпюры скоростей параболический:

$$\frac{u}{u} = 2 \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right), \quad (17)$$

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

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T}{\partial r} \right]. \quad (18)$$

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

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

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

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K} = \frac{\sum_{m=1}^{\infty} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}{\sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_m^2} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}; \quad (19)$$

$$Pe = \frac{U_m d}{\alpha_{eff}^*}. \quad (20)$$

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

— постоянная температура стенки:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{eff}} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-\lambda_n^2 \zeta}}{\sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{\lambda_n^2} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}; \quad (21)$$

— постоянный тепловой поток:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{eff}} = \left[\frac{11}{48} - \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\beta_n^2 \zeta}}{A_n \beta_n^4} \right]^{-1}; \quad (22)$$

— линейная температура стенки:

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

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

Для проведения теоретического расчета был взят конденсатор малой холодильной машины, работающей на изобутане. Конденсатор представляет собой медную трубу диаметром 10 мм, размещенную в другой трубе, по которой протекает вода, отбирающая теплоту, выделяющуюся при конденсации. Расчеты проводились при режимах с температурами кипения $-20, -10, -5, 0$ °C и температурой конденсации 40 °C. Во время всех расчетов 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.

Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_{кд} = G_{вд} c_{вд} (t_{вд2} - t_{вд1}), \quad (23)$$

где $G_{вд}$ — расход воды; $C_{вд}$ — теплоемкость воды; $t_{вд1}$, $t_{вд2}$ — температура воды до и после конденсатора.

6. Результаты исследований

В ходе проведения эксперимента было замечено снижение разности температур в конденсаторе при всех режимах, что дало основание сделать вывод о влиянии нанодобавок на теплообменные характеристики аппарата.

На рис. 2 показаны температуры конденсации и средняя логарифмическая температура воды, охлаждающей конденсатор. При известных значениях переданной теплоты через конденсатор Q (определено по тепловому балансу конденсатора), известной площади поверхности теплообменного аппарата F и известном температурном напоре ΔT из основного уравнения теплопередачи $Q = kF\Delta T$ можно определить значение коэффициента теплопередачи k .

На рис. 3 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 (рис. 2) были меньше при использовании хладагента с добавкой наночастиц. При равной тепловой нагрузке и неизменных конструктивных параметрах конденсатора из этого можно сделать вывод, что при применении нанохладагента происходит увеличение коэффициента теплопередачи. Повышение коэффициента теплопередачи конденсатора дает возможность передавать большее количество теплоты через ту же площадь поверхности.

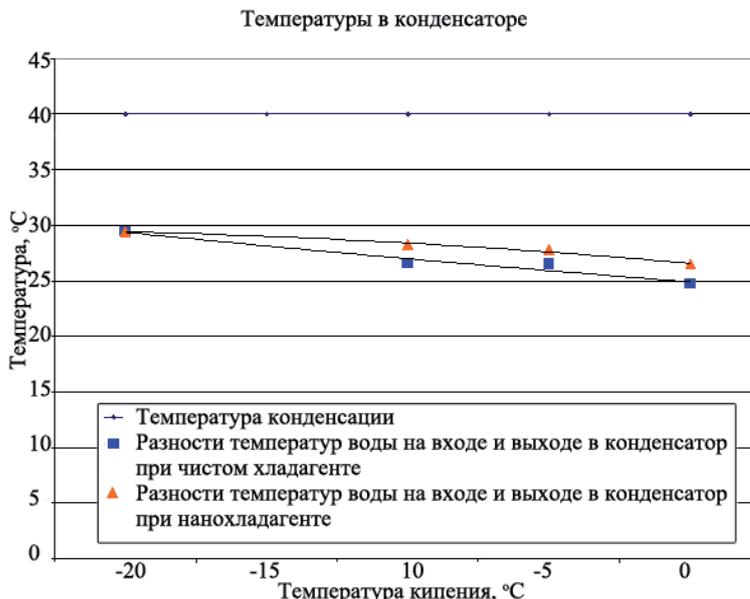


Рис. 2. Температуры в конденсаторе

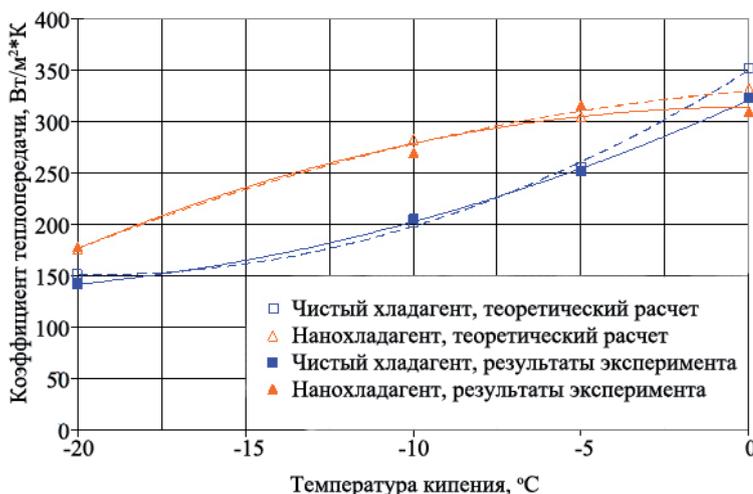


Рис. 3. Коэффициенты теплопередачи в конденсаторе

Отклонение результатов эксперимента от теоретического расчета не превышает 5 %, что показывает достаточную точность расчета:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)^{-1}, \quad (24)$$

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 вывести 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 коэффициента теплоотдачи представлены на рис. 4.

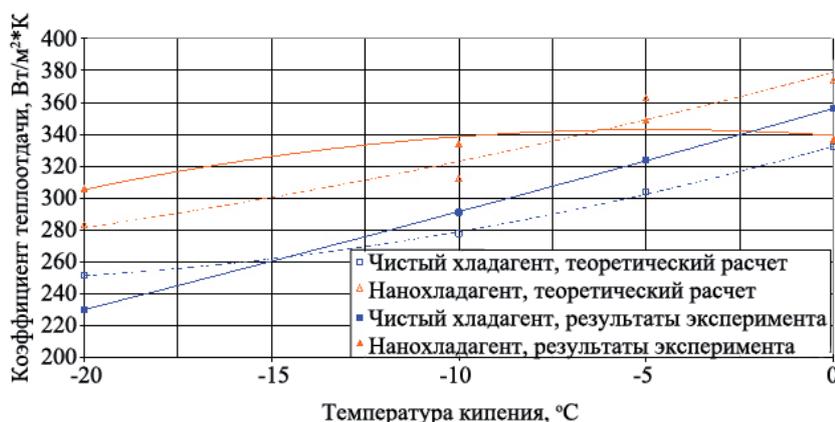


Рис. 4. Коэффициенты теплоотдачи в конденсаторе

В табл. 1 представлены коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента при чистом хладагенте и с нанодобавками.

Таблица 1

Изменение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в конденсаторе

Параметр	Температура кипения, °C			
	-20	-10	-5	0
Изменение коэффициента теплоотдачи, %	24,8	12,9	7,2	-5,6
Изменение коэффициента теплопередачи, %	16,1	8	4,5	-3,5

Повышение коэффициента теплоотдачи происходит во всех режимах, кроме режимов с высокой температурой кипения 0,5 °C. Из этого можно сделать вывод, что применение добавок наночастиц может повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильных машин, при этом, не требуя конструктивных изменений.

7. SWOT-анализ результатов исследований

Использование наножидкостей 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.

Дисперсия наночастиц в жидкости приводит к повышенной вязкости, на что влияет средний диаметр частицы, концентрация и температура. Повышенная вязкость уменьшает числа Рейнольдса в сравнении с базовой жидкостью при той же скорости. Эти факторы должны быть взвешены при оценке применимости наножидкостей как хладагента.

Применение нанодобавок перспективно также в домашних холодильниках, торговом и промышленном оборудовании. Перспективы применения наножидкостей в качестве добавок в хладагенты современных холодильных машин очевидны, однако эта проблема требует дальнейшего изучения, анализа, теоретических

и экспериментальных исследований, особенно в области высоких температур кипения.

В настоящее время проводится большое число исследований, посвященных применению наноматериалов в холодильной и компрессорной технике. Использование таких наночастиц, как фуллерены или углеродные нанотрубки способно еще больше повысить теплофизические характеристики хладагентов, а также снизить мощность трения в компрессоре, чего не способны сделать наночастицы оксида титана, эффект которых рассмотрен в данной работе.

8. Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Расчетное исследование конденсатора холодильной машины показало, что при использовании наножидкостей в качестве рабочего тела возможно повышение коэффициента теплопередачи на 7 % при режиме с температурой кипения 0 °C и температурой конденсации 40 °C и 24 % при режиме с температурой кипения -20 °C.

2. Применение нанохладагента в качестве рабочего тела позволяет повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильной машины без их конструктивного изменения. Экспериментальное исследование показало, что применение хладагента с массовой концентрацией наночастиц 2,54 % позволяет повысить коэффициент теплопередачи в конденсаторе до 16 %, а коэффициент теплоотдачи до 24 %.

3. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составляет не более 5 %, что свидетельствует о правильности выбранной методики расчета и возможности дальнейшего прогнозирования параметров с ее помощью.

Литература

- 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: \www/URL: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/196525>
- 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
- 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
- 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
- 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 // International 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.

ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ НАНОЧАСТОК

В статті наведена інформація про перспективи використання наночастинок для покращення термодинамічних характеристик теплообмінних апаратів холодильної машини, працюючої на ізобутані. Вплив нанодомішок розглянутий на прикладі експериментального дослідження конденсатора. Результати свідчать про підвищення коефіцієнта теплопередачі в конденсаторі на 16–24 % в залежності від режиму роботи.

Ключові слова: холодильна машина, наночастка, нанодомішка, коефіцієнт теплопередачі, коефіцієнт тепловіддачі, конденсатор, ізобутан.

Мілованов Валерій Іванович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри компресорів і пневмоагрегатів, Учебно-научний інститут холода, криотехнологій і екоенергетики ім. В. С. Мартыновського, Одеська національна академія пищевих технологій, Україна.

Балашов Дмитрій Александрович, молодший науковий співробітник, Учебно-научний інститут холода, криотехнологій і екоенергетики ім. В. С. Мартыновського, Одеська національна академія пищевих технологій, Україна,
e-mail: balashov_d@ukr.net.

Мілованов Валерій Іванович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри компресорів та пневмоагрегатів, Навчально-науковий інститут холоду, криотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартыновського, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.

Балашов Дмитро Олександрович, молодший науковий співробітник, Навчально-науковий інститут холоду, криотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартыновського, Одеська національна академія харчових технологій, Україна.

Milovanov Valery, V. S. Martynovskiy Educational and Scientific Institute of Cold, Cryotechnologies and Environmental Energy, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine.

Balashov Dmitriy, V. S. Martynovskiy Educational and Scientific Institute of Cold, Cryotechnologies and Environmental Energy, Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, e-mail: balashov_d@ukr.net

UDC 621.694.2

DOI: 10.15587/2312-8372.2016.75345

**Шарапов С. О.,
Арсеньев В. М.,
Козін В. М.**

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА З КОНІЧНОЮ КАМЕРОЮ ЗМІШУВАННЯ

У статті подана модель розрахунку геометричних та енергетичних параметрів конічної камери змішування рідинно-парового ежектора. Представлені результати експериментального дослідження плоскотарального рідинно-парового ежектора з камерою змішування конічної форми і проведено їх порівняльний аналіз з теоретичними даними. Виконано аналіз ексергетичної ефективності використання ежектора з конічною камерою змішування.

Ключові слова: рідинно-паровий ежектор, конічна камера змішування, експериментальне дослідження, ексергетична ефективність.

1. Introduction

At the present stage of human development technological processes that can be taken only at pressures below atmospheric are more widely used in various industries. Thus, in the mechanical engineering and metallurgy — a vacuum welding and soldering metals and alloys, heat treatment in a vacuum, out-of-furnace vacuum processing and casting of liquid steel, refining metals and alloys in solid state, pumping vapor-air mixtures from condensers for steam turbines in the food industry — deodorization of plant oils, milk thickening by evaporation to a dry matter content and others.

In many cases vacuum is obtained using the energy of work jet flow of jet devices. These include multistage vacuum units, which include vapor-jet ejectors, with a total drop of pressure $10 \div 15$ and a low efficiency, which is typically less than $2 \div 10$ %. This low level of efficiency is due to the fact that the increase in pressure of one vapor-jet stage can be no more than $2 \div 3$ times. Greater degree of pressure increases at one stage lead to a sharp decline in the ejector efficiency, which is associated with choking losses during the mixing of supercritical active and subcritical passive streams.

In view of this situation, it is very relevant to use liquid-vapor ejector (LVE), which works on the principle of