

Розглянуто практичні аспекти застосування нанохладагента R600a/TiO₂ в холодильних машинах. Проведено експериментальні дослідження характеристик холодильної машини на робочому стенді з використанням компресора BOCK F2-NH3. Проведене вимірювання основних показників енергетичної ефективності холодильної машини на досліджуваному робочому тілі на базі ізобутану

Ключові слова: енергетична ефективність, нанохладагенти, ізобутан, наночастки TiO₂, холодильний коефіцієнт, енергоспоживання

Рассмотрены практические аспекты применения нанохладагента R600a/TiO₂ в холодильных машинах. Проведены экспериментальные исследования характеристик холодильной машины на рабочем стенде с использованием компрессора BOCK F2-NH3. Проведены измерения основных показателей энергетической эффективности холодильной машины на исследуемом рабочем теле на базе изобутана

Ключевые слова: энергетическая эффективность, нанохладагенты, изобутан, наночастицы TiO₂, холодильный коэффициент, энергопотребление

ВЛИЯНИЕ НАНОЧАСТИЦ TiO₂ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ НА ИЗОБУТАНЕ

Д. К. Кулешов

Ассистент

Кафедра холодильной и торговой техники
Донецкий национальный университет
экономики и торговли
им. Михаила Туган-Барановского
ул. Щорса, 31, г. Донецк, Украина, 83050
E-mail: kuleschov.denis@gmail.com

1. Введение

Холодильная техника потребляет примерно 20 % вырабатываемой электроэнергии. Поэтому повышение энергетической эффективности является приоритетным направлением в создании нового поколения холодильных технологий. Реализация этого направления достигается за счет:

- 1) конструктивного совершенствования элементов холодильного оборудования;
- 2) использования новых альтернативных рабочих тел (растворов хладагент/масло), для которых термодинамическая эффективность холодильных циклов выше по сравнению с традиционными хладагентами;
- 3) внедрения нанотехнологий при создании новых альтернативных озонобезопасных хладагентов.

Нанофлюиды – растворы наноструктурированных материалов, размер которых находится в диапазоне от 20 до 100 Å, стали объектом повышенного интереса научного сообщества, благодаря ранее неизвестным эффектам и поведению физико-химических свойств, например, аномальному повышению коэффициента теплопроводности. По оценкам рейтингового агентства Thomson Reuters исследования в области наножидкостей относятся к «переднему краю исследований» («research fronts 2013»). Исследования показывают, что примеси наночастиц способствуют увеличению вязкости смазочных масел и хладагентов. Увеличение вязкости хладагентов, масел и растворов хладагент / масло производит как негативное, так и позитивное влияние на показатели энергетической

эффективности компрессорной системы. Негативный эффект обусловлен увеличением затрат энергии на трение в компрессоре. Положительный эффект достигается за счет использования в компрессорах масел с меньшей вязкостью, что способствует лучшему выносу масла из испарителя и интенсификации теплообмена при сохранении коэффициента подачи (за счет влияния примесей наночастиц на вязкость компрессорного масла). Результаты исследований различных авторов показывают, что присутствие наночастиц в хладагенте способствует интенсификации процессов теплообмена при кипении как в свободном объеме, так и в трубе. Теоретические оценки показывают, что увеличение коэффициента теплопроводности хладагента на 20 % за счет добавок наночастиц ведет к увеличению холодильного коэффициента почти на 10 %. Это обстоятельство вызывает большой научный интерес к поиску оптимальных композиций наночастиц в хладагентах IV поколения, сочетающих высокую энергетическую эффективность с низким потенциалом глобального потепления.

2. Анализ литературы и постановка проблемы

Термин нанофлюид был впервые введен Choi [1], который обнаружил аномальное возрастание теплопроводности в жидкостях с добавками наночастиц. Появление нового класса жидкостей было естественным продолжением работ по увеличению эффективной теплопроводности, восходящих еще к Максвеллу

и его последователям. В ряде работ, опубликованных в литературе, явление аномального роста коэффициента теплопроводности в наносuspensions было продемонстрировано для различных наночастиц (Al_2O_3 , CuO , TiO_2 , углеродные нанотрубки). Последние годы наблюдается экспоненциальный рост работ, в которых рассматриваются различные аспекты синтеза, стабильности, измерений теплопроводности, вязкости, процессов конвективного теплообмена и кипения. Коммерческое применение нанофлюидов находится на этапе разработок. Наибольшие ожидания связаны с разработкой систем охлаждения в различных областях.

Исследованиям вязкости и теплопроводности нанофлюидов посвящена обзорная работа [2]. В статье [3] дан подробный анализ широкого круга существующих и перспективных будущих приложений нанофлюидов, в особенности, в системах охлаждения. Сопоставление различных рабочих жидкостей и теплоносителей с добавками наночастиц с точки зрения увеличения коэффициентов теплопроводности и теплопередачи приведено в обзоре [4]. Возможные направления создания нанофлюидов с оптимальной вязкостью [5] и ультравысокой теплопроводностью [6] являются предметом интенсивных исследований многих исследовательских групп. Реальные приложения наночастиц в холодильных системах должны учитывать наличие смазочных масел в циркуляционном контуре, что искажает картину термодинамического и фазового поведения нанохладагентов. Анализ влияния наночастиц на характеристики реальных холодильных систем проведен группой проф. Saidur [7].

В работах Ви с соавторами [8, 9] исследовано влияние наночастиц в основных хладагентах, которые применяются в домашних холодильниках. Авторы привели оптимистичную оценку уменьшения энергопотребления на 21,2 %. Iwo с сотр. [10] проанализировали замену хладагента R-134a и полиэфирного масла на природный углеводородный хладагент с минеральным маслом. Они показали, что добавка наночастиц Al_2O_3 ведет к улучшению характеристик теплопередачи и смазки. Peng с сотр. [11] провели сопоставление характеристик теплопередачи для хладагента R113 с маслом VG68 в присутствии алмазных наночастиц и получили улучшенные характеристики теплопереноса для нанохладагента Henderson и др. [12] исследовали теплопередачу в горизонтальной трубе для системы R134a – синтетическое масло. Авторы показали, что добавка наночастиц CuO увеличивает коэффициент теплопередачи более чем на 100 % по сравнению с основной парой масло – хладагент. В работе [13] исследовали добавку в виде наночастиц двуокиси титана для домашнего холодильника, работающего на R600a. При этом потребление электроэнергии сократилось на 9,6 % по сравнению с базовой моделью.

В большинстве публикаций отмечается позитивное влияние наночастиц на теплофизические свойства теплоносителей, рабочих тел и интенсивность теплообмена в аппаратах холодильного оборудования. Однако все опубликованные по рассматриваемой тематике исследования носят фрагментарный характер и посвящены отдельным аспектам изучения свойств нанофлюидов, теплообмена и их возможного применения в практике холодильного машиностроения. Трудности формирования состава нанохладагентов

приводят к тому, что результаты различных авторов не согласуются между собой. Эти обстоятельства тормозят процесс внедрения нанотехнологий в холодильном машиностроении и делают актуальными исследования по выбору нанохладагентов, снижающих энергопотребление холодильных машин.

Цель настоящей работы заключается в экспериментальной верификации влияния наночастиц (TiO_2) на повышение энергетической эффективности холодильных систем, использующих хладагенты с низким потенциалом глобального потепления (изобутан – R600a).

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- провести экспериментальные исследования энергетических и эксплуатационных характеристик холодильных машин, работающих на изобутане (R600a) с добавкой наночастиц (TiO_2);
- оценить влияние добавок наночастиц диоксида титана на энергосбережение холодильных систем, работающих на изобутане.

3. Материалы и проведение экспериментальных исследований холодильных компрессоров

Хладагент R600a/ TiO_2 был подготовлен на основе техники приготовления устойчивых наножидкостей, рекомендованных в литературе. Наночастицы были смешаны с хладагентом, а затем смесь выдерживали в ультразвуковом генераторе, чтобы добиться полного растворения наночастиц в изобутане. Заявленная чистота R600a, используемого при эксперименте, поставленного компанией DuPont, была не ниже 99,8 %. Наночастицы TiO_2 были со средним диаметром частиц около 50 нм и массовой чистотой около 99,5 %. Массы наночастиц были измерены на весах AND GR-300 с погрешностью, не превышающей $5 \cdot 10^{-7}$ кг. Наивысшей стабильностью обладали смеси R600a/ TiO_2 с концентрацией TiO_2 0,1 и 0,5 г на 1 кг R600a. Эти концентрации были отобраны для дальнейшего исследования.

Качество холодильной установки оценивали следующими показателями: холодопроизводительностью холодильного компрессора Q_0 (кВт), потребляемой мощностью $N_Э$ (кВт) и холодильным коэффициентом $COP=Q_0/N_Э$. В нашем случае испытания холодильной машины проводили согласно стандарту ISO 917-74 на экспериментальном стенде, работающем по полному циклу холодильной машины с использованием калориметра с вторичным холодильным агентом на стороне всасывания.

Методика проведения эксперимента заключается в регулировании давления всасывания регулятором подачи холодильного агента. Температуру пара холодильного агента на входе в компрессор регулировали изменением подвода тепла ко вторичному агенту. Давление нагнетания регулировали изменением температуры и расхода среды, охлаждающей конденсатор.

Калориметр вторичного хладагента представляет собой змеевик или несколько змеевиков, работающих параллельно, в качестве испарителя первичного холодильного агента, расположенного в верхней части герметичного теплоизолированного сосуда. У основания сосуда, заполненного вторичным хладагентом, размещен нагреватель ниже поверхности жидкости. Поток

Таблица 1

Параметры, измеряемые при испытании холодильной установки

Параметр	Обозначение	Рекомендуемая точность измерительных приборов
Температура холодильного агента на входе в компрессор, °С	$t_{км1}$	$\pm 0,3$ °С
Температура холодильного агента на выходе из компрессора, °С	$t_{км2}$	$\pm 0,3$ °С
Температура холодильного агента на входе в конденсатор, °С	$t_{к1}$	$\pm 0,3$ °С
Температура пара холодильного агента на выходе из конденсатора, °С	$t_{к2}$	$\pm 0,3$ °С
Температура жидкого холодильного агента перед терморегулирующим вентилем, °С	$t_{рв}$	$\pm 0,3$ °С
Температура холодильного агента на входе в калориметр, °С	$t_{кл1}$	$\pm 0,3$ °С
Температура холодильного агента на выходе из калориметра, °С	$t_{кл2}$	$\pm 0,3$ °С
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С	t_{w1}	$\pm 0,3$ °С
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	t_{w2}	$\pm 0,3$ °С
Давление холодильного агента на входе в компрессор, кгс/см ²	$P_{км1}$	± 1 %
Давление холодильного агента на выходе из компрессора, кгс/см ²	$P_{км2}$	± 1 %
Давление холодильного агента на входе в конденсатор, кгс/см ²	$P_{к1}$	± 1 %
Давление холодильного агента на выходе из калориметра, кгс/см ²	$P_{кл2}$	± 1 %
Давление вторичного холодильного агента в калориметре, кгс/см ²	$P_{вт}$	± 1 %
Объемный расход воды через конденсатор, м ³ /с	G_w	± 1 %

холодильного агента регулируется ручным вентилем или регулятором давления, который необходимо устанавливать недалеко от калориметра. Регулирующий вентиль и трубопроводы для холодильного агента, соединяющие его с калориметром, были изолированы для сведения к минимуму притока теплоты. Калориметр был изолирован таким образом, что теплотери (теплопритоки) не превышали 5% холодопроизводительности компрессора. Колебания подводимой теплоты во время испытаний не превышали расчетной производительности компрессора более 1%. В соответствии с требованиями ISO 917-74 необходимо, чтобы давление холодильного агента не превышало предела безопасности аппарата.

Жидкостные и паровые трубопроводы выбирали достаточно большого сечения, без крутых поворотов, поскольку при большом гидравлическом сопротивлении в жидкостной линии могут образовываться пузырьки пара, особенно при низком давлении конденсации и высокой температуре кипения. Во избежание этого конденсатор и ресивер устанавливали над калориметром.

Испытуемая машина была оснащена измерительными приборами, обеспечивающими возможность измерения параметров, приведенных в табл. 1.

Перед заправкой хладагентом система вакуумируется до остаточного давления не выше 1,32 кПа. После заполнения калориметра вторичным хладагентом необходимо убедиться в отсутствии в нем воздуха. Для этого температуру стэнда поддерживают постоянной в течение 16 ч. Последние 2 ч записывают температуру воздуха вблизи калориметра, а также давление вторичного холодильного агента, которое не должно быть выше давления насыщенного пара вторичного хладагента, соответствующего температуре окружающего воздуха. Таким же способом определяют наличие воздуха в холодильном контуре системы стэнда, записывая температуру воздуха около конденсатора и давление хладагента в конденсаторе.

Для наблюдения за отсутствием пара в жидкостной линии стэнда перед дросселирующим устройством устанавливали смотровое стекло. Перед проведением испытаний машина и агрегаты проработали не менее 100 часов в режиме обкатки. Обкатка машин, агрегатов для охлаждения хладагента проводится на любых режимах в пределах рабочего диапазона машин и агрегатов. Температуру кипения поддерживали в пределах, принятых для работы компрессора в составе оборудования с точностью ± 3 °С. Испытания проводили при установившемся тепловом режиме, расчетный участок принимали равным 1 часу. Установившимся называют режим, при котором все измеряемые величины остаются практические постоянными. Во время установившегося режима все температуры, давления, число оборотов компрессора и расход охлаждающей жидкости должны поддерживаться, по возможности, неизменными.

За время испытаний со снятием параметров допускали следующие отклонения от среднеарифметических значений измеренных параметров:

- температура насыщения при конденсации и кипения – не более ± 1 °С;
- температуру паров хладагента на всасывание компрессора – не более ± 5 °С;
- напряжения в электрической сети – не более 10% от номинального значения.

При испытаниях давление и температуру на линии нагнетания (всасывания) измеряли в одной и той же точке, находящейся на прямом участке трубопровода на расстоянии 300 мм от фланца нагнетательного (всасывающего) патрубка компрессора. Холодопроизводительность машины и потребляемую мощность определяли во всем диапазоне рабочих температур охлаждаемой среды.

Для сопоставимости результатов необходимо соблюдать также и другие условия:

- температура жидкого холодильного агента перед терморегулирующим вентилем должна быть 25 ± 3 °С при предпочтительной температуре конденсации 30 ± 3 °С;
- пары агента, всасываемые компрессором должны быть перегретыми не менее чем на 5 °С.

4. Экспериментальные исследования работы компрессора на изобутане с добавкой наночастиц TiO₂.

Для исследования энергетических и эксплуатационных характеристик работы компрессора на исследуемых смесях был спроектирован калориметрический стэнд, который работает по полному циклу одноступенчатой холодильной машины, с использованием калориметра с вторичным холодильным агентом (рис. 1).

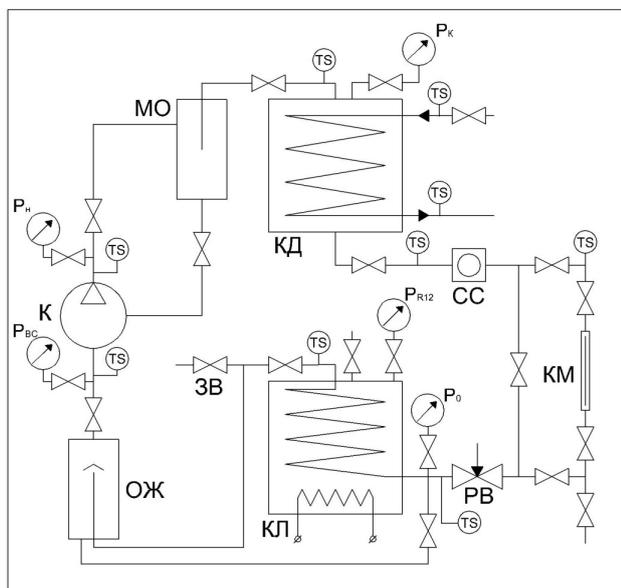


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:
 К – компрессор; МО – маслоотделитель;
 КД – конденсатор; СС – смотровое стекло; КМ – прибор для отбора проб раствора хладагент-масло;
 PB – регулирующий вентиль; КЛ – электрокалориметр;
 ОЖ – отделитель жидкости; ЗВ – заправочный вентиль;
 TS – термопары

Главный объект исследования – компрессор Вокс F2-NH3, состоящий из 2 цилиндров, с диаметрами поршней 45 мм, ходом поршней 38 мм, частота вращения вала компрессора составляет около 940 об/мин.

Электрическая схема питания позволяла осуществлять ступенчатое изменение мощности, подведенной к вторичному холодильному агенту. Измерение мощности электрокалориметра и электродвигателя компрессора производили с помощью измерительных комплектов K-506. Температура холодильного агента и воды для охлаждения конденсатора измеряли медь-константановыми термопарами.

Давление агента в системе и вторичного агента измеряли манометрами класса точности 0,6. Температуру окружающего воздуха – термометром с ценой деления 0,5 °С. Температура окружающего воздуха поддерживалась на уровне 20 °С с помощью точно-вытяжной вентиляции и регулируемых нагревателей. В данной схеме стенда был использован водяной кожухозмеевиковый конденсатор, который выполнял функцию линейного ресивера. Калориметр представляет собой сосуд, заполненный хладагентом R12, в который погружены электрические ТЭНы и испаритель холодильной машины – змеевик из нержавеющей трубы. Частоту вращения вала двигателя и компрессора измеряли цифровым тахометром.

Массовый расход холодильного агента, циркулирующего в системе, определяли двумя независимыми способами:

– по тепловому балансу калориметра:

$$G_{a_{кл}} = \frac{N_{эл.гр} + Q_{кл}}{\Delta H_{кл}}, \tag{1}$$

где $Q_{кл} = kF\Delta T$ – тепловые потери калориметра, $kF=0,2$ Вт/К; $N_{эл.гр}$ – мощность грелки электрокалориметра; $\Delta H_{кл}$ – разность энтальпий на входе и выходе электрокалориметра.

– по тепловому балансу конденсатора:

$$G_{a_{кл}} = \frac{G_B c_B \Delta T_B + Q_{кл}}{\Delta H_{кл}}, \tag{2}$$

где G_B – массовый расход воды через конденсатор; ΔT_B – разность температур воды на входе и выходе; $c_B=4,186$ кДж/(кгК) – массовая теплоемкость воды; $Q_{кл} = kF\Delta T$ – тепловые потери конденсатора, $kF=1,05$ Вт/К; $\Delta H_{кл}$ – разность энтальпий хладагента на входе и выходе конденсатора.

Среднее значение массового расхода хладагента в системе:

$$G_a = \frac{G_{a_{кл}} + G_{a_{кл}}}{2}. \tag{3}$$

Холодопроизводительность компрессора:

$$Q_0 = G_a \Delta H_0, \tag{4}$$

где ΔH_0 – разность удельных энтальпий холодильного агента на входе и выходе из испарителя.

Электрический холодильный коэффициент:

$$COP = \frac{Q_0}{N_э}, \tag{5}$$

где $N_э$ – мощность, потребляемая электродвигателем (измеренная на клеммах электродвигателя).

Коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \frac{G_a v_1}{V_h}, \tag{6}$$

где v_1 – удельный объем хладагента на всасывании в компрессор; V_h – теоретическая объемная производительность.

Относительная погрешность измерения давления составила менее 2%. Чувствительность потенциометра Щ-1516 равна $0,4 \cdot 10^{-2}$ мВ, причем значение 0,25 К соответствует значению термо-ЭДС $0,1 \cdot 10^{-1}$ мВ. Что отвечает абсолютной погрешности определения температуры $\sim 0,25 \cdot 10^{-2}$ К. Относительная погрешность определения температур в интервале 230–430 К колеблется в пределах 0,06–1,62%.

При исследовании смеси R600a/TiO₂ масса заправки системы составила 0,584 кг в температурном режиме $t_k=+30$ °С, $t_0=-10$ °С. Эксперимент проводился на чистом R600a и смесях массовой концентрацией наночастиц 0,01 и 0,05 масс. %. Исследование проводило при температурах кипения $t_0 = -10; -20; -30$ °С и постоянной температуре конденсации $t_k=+30$ °С. Перегрев агента на всасывании в компрессор составлял 10 °С. Переохлаждение на выходе из конденсатора составило 2,5 °С.

На рис. 2 изображен график зависимости холодопроизводительности от массовой концентрации наночастиц при исследуемых температурах кипения.

Как показал эксперимент, потребляемая электрическая мощность снижается незначительно. Как видно из рис. 3 максимальная потребляемая мощность

смеси R600a/TiO₂ снижается на 1–1,5 % в зависимости от температуры кипения.

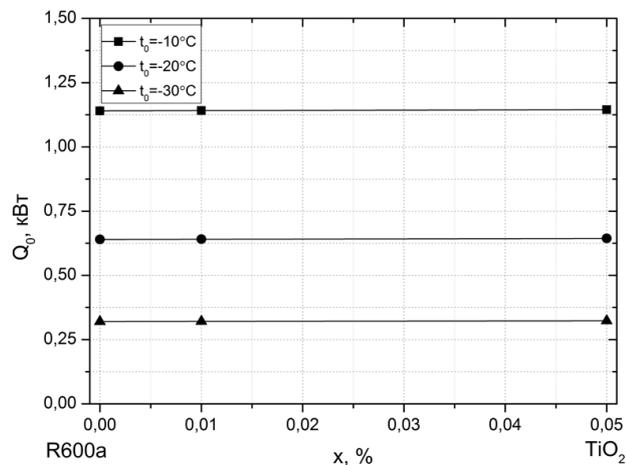


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности от содержания наночастиц в смеси R600a/TiO₂ при исследуемых температурах кипения

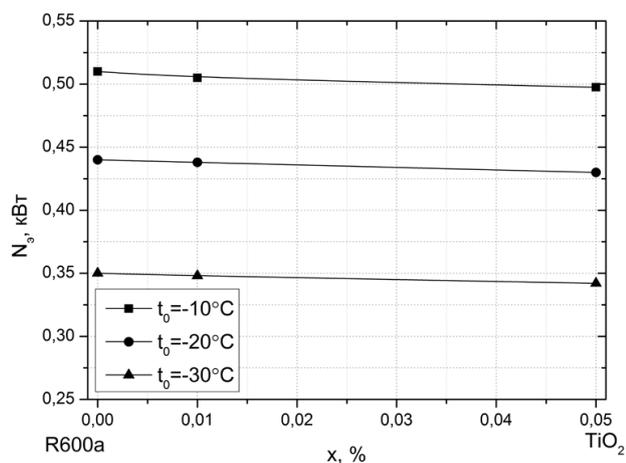


Рис. 3. Зависимость потребляемой электрической мощности от содержания наночастиц в смеси R600a/TiO₂ при исследуемых температурах кипения

Анализ экспериментальных данных показал, что добавление наночастиц приводит к незначительному росту холодопроизводительности (около 0,5 %), хотя такие малые значения вполне можно списать на погрешность измерений. Что касается холодильного коэффициента (рис. 4), то при добавлении наночастиц он возрастает до 3–4 %.

Как видно из графика (рис. 5), при добавлении наночастиц температура нагнетания снижается на до 1 °С в зависимости от температуры кипения. Что касается температуры крышки клапанов, то при добавлении наночастиц удалось добиться максимального снижения температуры около 1,2 °С в зависимости от температуры кипения. Во время проведения эксперимента были проведены измерения рабочих температур компрессора, а именно, температуры нагнетания, температуры крышки клапанов и температуры масла в компрессоре (температуры картера компрессора в нижней части). Как показали

полученные результаты, при добавке в изобутан наночастиц термонапряженность компрессора незначительно снижается.

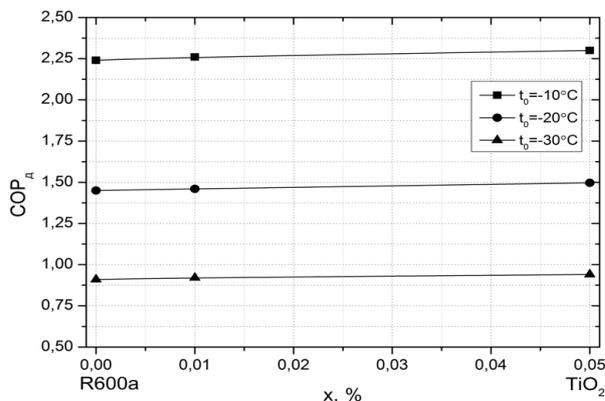
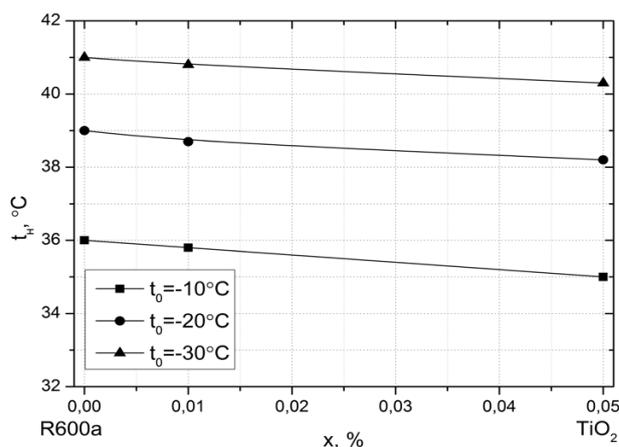


Рис. 4. Зависимость действительного холодильного коэффициента от содержания наночастиц в смеси R600a/TiO₂ при исследуемых температурах кипения



На рис. 5 изображен график зависимости температуры нагнетания компрессора от содержания наночастиц в смеси R600a/TiO₂

6. Выводы

Применение наночастиц TiO₂ в холодильном контуре: улучшает растворимость хладагента с холодильными смазочными маслами; увеличивает коэффициенты теплопроводности и теплопередачи хладагентов; снижает коэффициенты трения в компрессоре.

В результате экспериментальных исследований было установлено, что смесь R600a/TiO₂ приводит к повышению эффективности холодильных систем. По сравнению с системой, использующей чистый R600a в качестве рабочего тела, применение изобутана с добавлением наночастиц TiO₂ с концентрациями 0,01 и 0,05 % приводит к понижению температур в холодильной и морозильной камерах, увеличению мощности замораживания, снижению энергопотребления в среднем на 8 % (при концентрации R600a/TiO₂ 0,05 %), а также к снижению суточного времени работы компрессора на 3 % по сравнению с чистым R600a. Кроме того, добавление наночастиц приводит к улучшению циркуляции масла в холодильной машине и вероятнее всего снижению трения в компрессоре.

7. Благодарности

Автор выражает благодарность профессору В. П. Железному за консультации по вопросам стабильности

нанофлюидов и профессору М. Г. Хмельнюку за возможность проведения экспериментов на испытательном стенде кафедры холодильных установок Одесской национальной академии пищевых технологий.

Литература

1. Choi, U. S. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles [Text] / U. S. Choi // Dev. and App. of Non-Newtonian Flows. – 1995. – Vol. 231. – P. 99–105.
2. Murshed, S. M. S. Investigations of thermal conductivity and viscosity of nanofluids [Text] / S. M. S. Murshed, K. C. Leong, C. Yang // International Journal of Thermal Sciences. – 2008. – Vol. 47, Issue 5. – P. 560–568. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.05.004
3. 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, Issue 3. – P. 1646–1668. doi: 10.1016/j.rser.2010.11.035
4. Wenhua, Yu. Review and Comparison of Nanofluid Thermal Conductivity and Heat Transfer Enhancements [Text] / Yu. Wenhua, F. M. David, R. L. J. Choi, U. S. Stephen // Heat Transfer Engineering. – 2008. – Vol. 29, Issue 5. – P. 432–460. doi: 10.1080/01457630701850851
5. Mahbubul, I. M. Latest developments on the viscosity of nanofluids [Text] / I. M. Mahbubul, R. Saidur, M. A. Amalina // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2012. – Vol. 55, Issue 4. – P. 874–885. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.10.021
6. Wang, L. Q. Toward nanofluids of ultra-high thermal conductivity [Text] / L. Q. Wang, Fan // Nanoscale Research Letters. – 2011. – Vol. 6, Issue 1. – P. 153. doi: 10.1186/1556-276X-6-153
7. Saidur, R. A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems [Text] / R. Saidur, S. N. Kazi, M. S. Hossain, M. M. Rahman, H. A. Mohammed // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2011. – Vol. 15, Issue 1. – P. 310–323. doi:10.1016/j.rser.2010.08.018
8. Bi, S. Application of nanoparticles in domestic refrigerators [Text] / S. Bi, L. Shi, L. Zhang // Appl. Therm. Eng. – 2008. – Vol. 28, Issue 14-15. – P. 1834–1843. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.11.018
9. Bi, S. Performance study of a domestic refrigerator using R134a/mineral oil/nano-TiO₂ as working fluid [Text] / S. Bi, L. Shi, L. Zhang // Appl. Therm. Eng. – 2007. – Vol. 52, Issue 1. – P. 733–737. doi: 10.1016/j.enconman.2010.07.052
10. Jwo Effect of nano lubricant on the performance of Hydrocarbon refrigerant system [Text] / Jwo et.al. // J. Vac. Sci. Techno. B. – 2009. – Vol. 27, Issue 3. – P. 1473–1477.
11. Peng, H. Nucleate pool boiling heat transfer characteristics of refrigerant/oil mixture with diamond nano particles [Text] / H. Peng et.al. // Int. Jour. of Refrig. – 2010. – Vol. 33, Issue 2. – P. 347–358. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.11.007
12. Henderson Experimental analysis on the flow boiling heat transfer of R134a based nanofluids in a horizontal tube [Text] / Henderson et al. // IJHMT – 2010. – Vol. 53. – P. 944–951.
13. Shengshan, B. Performance of a Domestic Refrigerator using TiO₂-R600a nano-refrigerant as working fluid [Text] / B. Shengshan // Int J of En. Cons. and Manag. – 2011. – Vol. 52. – P. 733–737. doi: 10.1016/j.enconman.2010.07.052