

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.41

Дослідження характеристик холодильної машини, працюючої на натуральних альтернативних холодоагентах

І. О. Подмазко, О. С. Подмазко

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

Проведено теоретичне дослідження характеристик одноступеневої холодильної машини на сучасних холодоагентах, що застосовуються в холодильній техніці, а також, у якості альтернативного варіанту – на природних холодоагентах, зокрема аміак, пропан, пропілен, бутан та ізобутан. На основі проведеного теоретичного дослідження представлена порівняльна графоаналітична залежність основних показників холодильної машини – коефіцієнта подачі компресора, теоретичного об'єму компресора, споживаної електродвиговою компресора потужності та холодильного коефіцієнта – від температури кипіння холодильного агента при різних температурах конденсації.

Ключові слова: Холодильна машина; ODP; GWP; Холодоагент

© 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. Вступ

У міру подолання проблеми озонової кризи кінця минулого століття на даний момент саме глобальне потепління атмосфери Землі виходить на перший план і стає головною екологічною проблемою XXI століття [1 – 4]. У зв'язку з цим виник істотний тиск на холодильну і компресорну техніку з метою значного скорочення викидів в довкілля парникових газів. Особливо це стосується різних гідрофторвуглеців (HFCs). Внаслідок цього інтерес фахівців і вчених все більше почала притягати можливість повсюдного застосування в холодильній і компресорній техніці природних речовин, які практично не спричиняють вплив на парниковий ефект атмосфери. Серед цих речовин можна виділити аміак, вуглеводні, діоксид вуглецю і деякі інші.

Розвиток холодильної техніки в теперішній час перебуває під впливом трьох визначуваних екологічних проблем взаємозв'язаних чинників:

- вимог Монреальського протоколу про припинення споживання речовин, що руйнують озоновий шар (в першу чергу широко поширеного холодоагенту R12) і про тимчасове і кількісне обмеження застосування речовин перехідної групи, мають малий потенціал руйнування озонового шару (ODP) (рисунк 1);

- вимог Кіотського протоколу до «Рамкової конвенції ООН про змінення клімату» про регулювання емісії парникових газів (речовин, що мають високий потенціал глобального потепління — GWP), до яких відносяться широко вживаний холодоагент R134a і багато інших речовин, використовуваних в холодильній техніці (рисунк 2);

- традиційної вимоги до підвищення енергоефективності усіх видів холодильної техніки, що обумовлено зростаючою конкуренцією на вітчизняному ринку і положеннями певних законів «Про енергоефективність» і вимогами стандартів про обов'язкове виявлення

та інформування споживачів про клас енергоефективності холодильних установок.

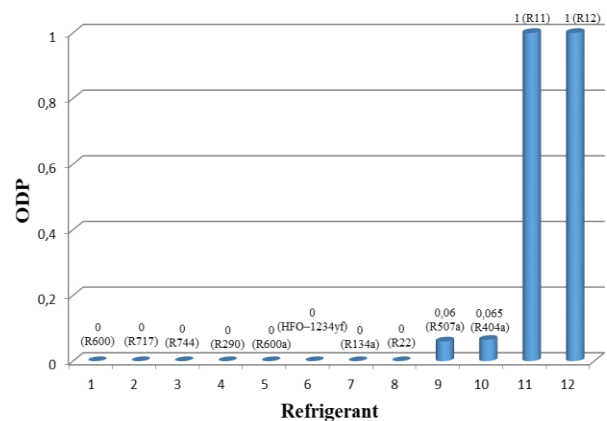


Рисунок 1 – Потенціал руйнування озонового шару (ODP) для найбільш поширених холодильних агентів

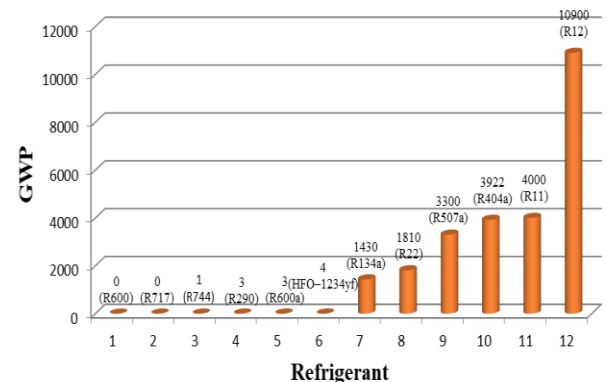


Рисунок 2 – Потенціал парникового ефекту (GWP) для найбільш поширених холодильних агентів

2. Порівняльний аналіз характеристик холодильної машини на різних робочих речовинах

Метою дослідження є порівняння та зіставлення характеристик холодильної машини, в якій в якості робочої речовини виступають холодоагенти груп HCFC і HFC, які на даний момент повсюдно застосовуються в холодильній промисловості, та альтернативні натуральні холодоагенти, які ще не здобули широкого поширення, але через Кіотський та Монреальський протоколи є суттєвою альтернативою існуючим холодоагентам груп HCFC і HFC.

Було проведено теоретичне дослідження одноступеневої холодильної машини на 15-ти робочих речовинах (R717, R600, R600a, R290, R1270, R134a, R142b, R22, R32, R404a, R407c, R410a, R507a, R401a, R502). Схема холодильної машини та її цикл в діаграмі $\lg P - h$ приведені на рисунку 3. Винятком було теоретичне дослідження холодильної машини з аміаком в якості робочої речовини. Схема цієї машини відрізняється відсутністю РТО. Цикл діаграми одноступеневої аміачної холодильної машини приведений на рисунку 4.

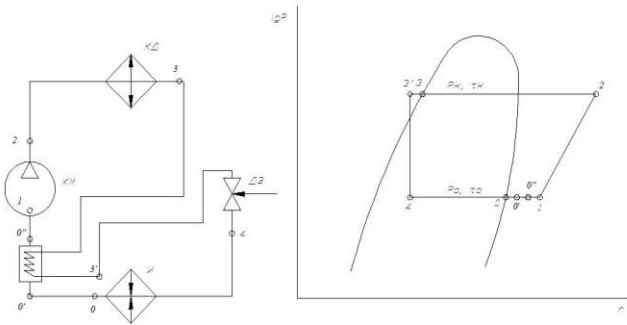


Рисунок 3 – Схема одноступеневої холодильної машини з РТО та її цикл в діаграмі $\lg P - h$

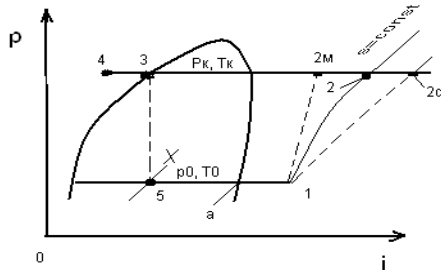


Рисунок 4 – Цикл аміачної одноступеневої холодильної машини в діаграмі $\lg P - h$

Вхідні дані:

- холодопродуктивність $Q_0 = 10$ кВт;
- температури кипіння $t_0 = -45 \dots -5$ °С;
- температури конденсації $t_K = 25 \dots 45$ °С;
- перегрівання пари холодоагенту у випарнику

$\Delta t_B = 3$ °С;

- перегрівання пари холодоагенту у РТО

$\Delta t_{PTO} = 10$ °С;

- перегрівання пари холодоагенту у всмоктувальному трубопроводі перед компресором $\Delta t_{всм.тр.} = 5$ °С;
- переохолодження рідкого холодоагенту у конденсаторі $\Delta t_{пер.к} = 4$ °С.

Деякі з результатів розрахунків представлені на рисунках 5 – 25.

Позначення холодоагентів на рисунках:

- – аміак; ◆-◆-◆ – бутан; ▲-▲-▲ – ізобутан;
- ж-ж-ж – пропан; ●-●-● – пропілен; ■-■-■ – R134a;
- ◆-◆-◆ – R142b; ▲-▲-▲ – R22; ●-●-● – R32;
- – R404a; ◆-◆-◆ – R407c; ▲-▲-▲ – R410a;
- – R507a; х-х-х – R401a; ж-ж-ж – R502

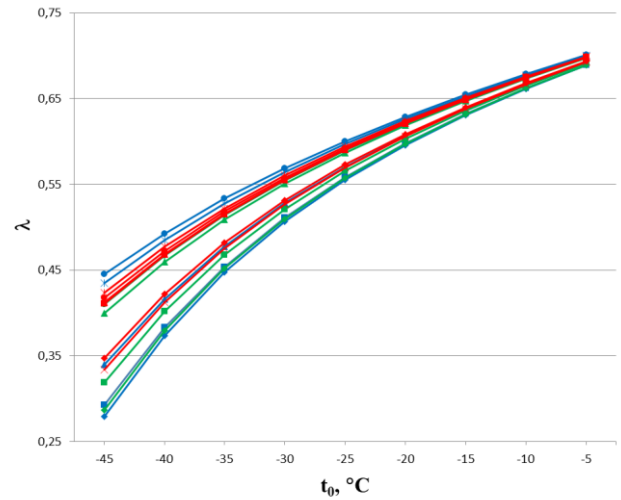


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта подачі компресора λ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 25$ °С

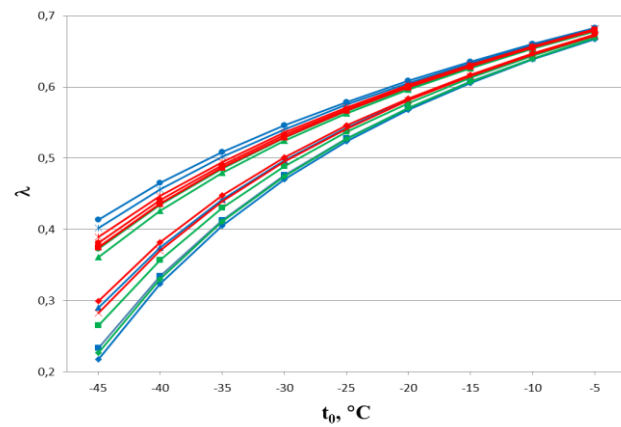


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта подачі компресора λ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 30$ °С

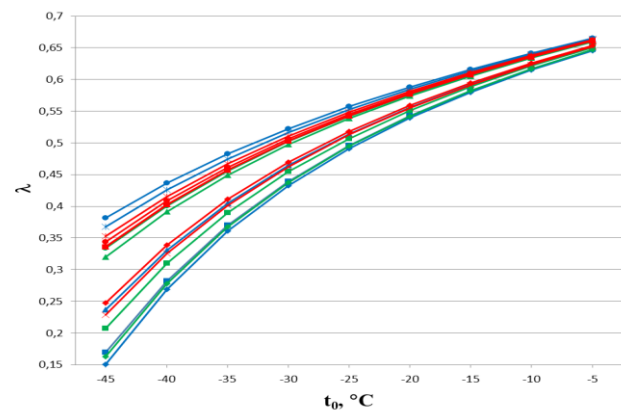


Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта подачі компресора λ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 35$ °С

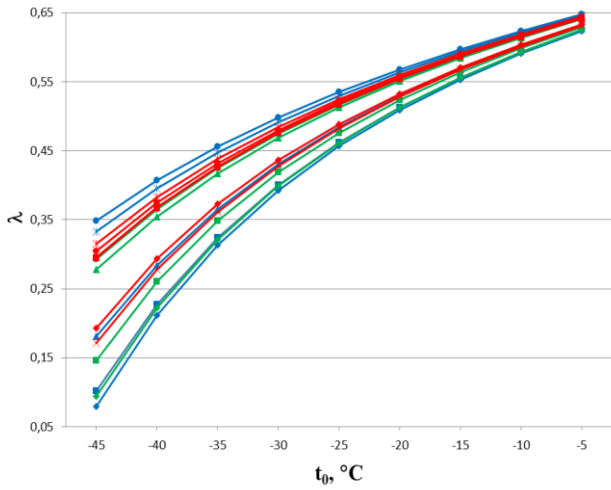


Рисунок 8 – Залежність коефіцієнта подачі компресора λ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 40$ °C

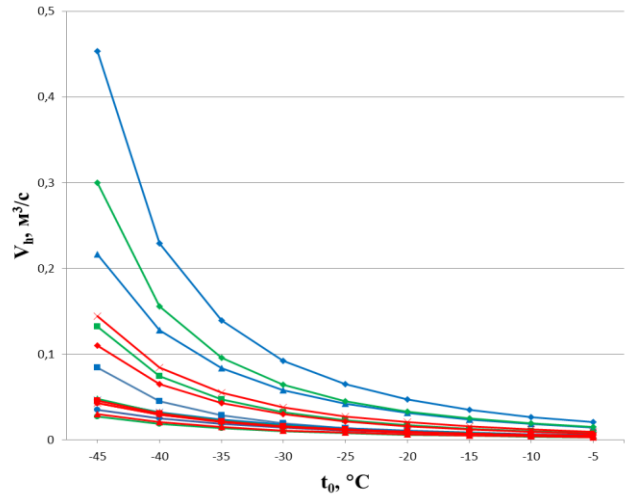


Рисунок 11 – Залежність теоретичного об'єму V_h від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 30$ °C

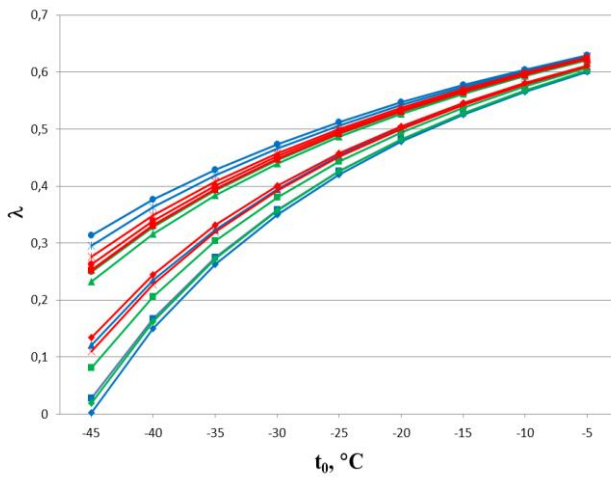


Рисунок 9 – Залежність коефіцієнта подачі компресора λ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 45$ °C

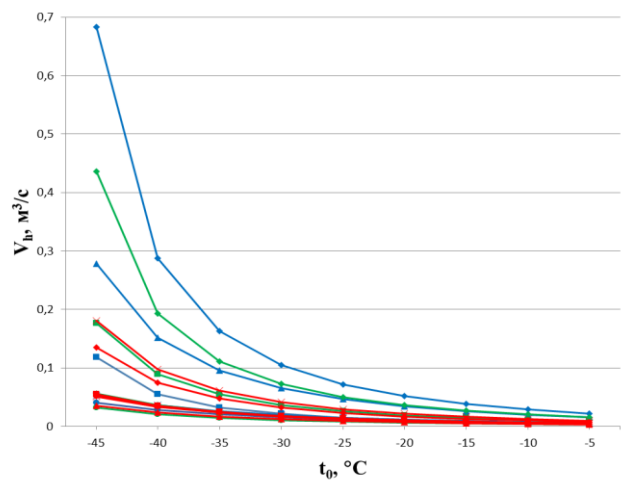


Рисунок 12 – Залежність теоретичного об'єму V_h від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 35$ °C

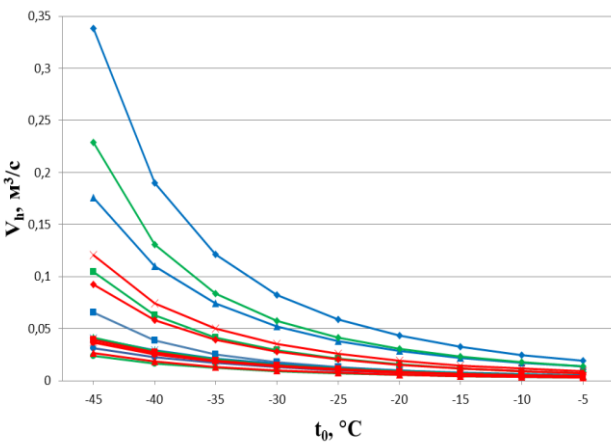


Рисунок 10 – Залежність теоретичного об'єму V_h від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 25$ °C

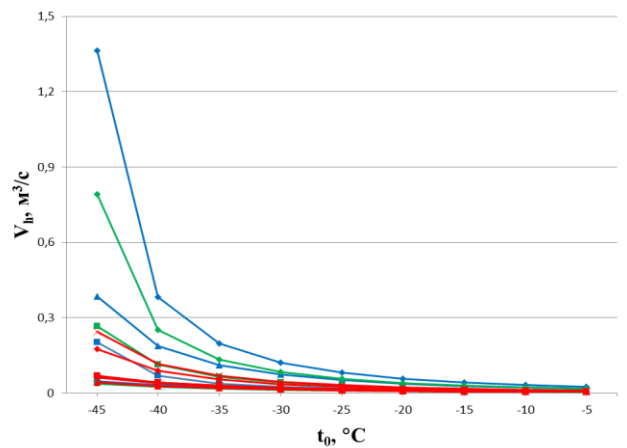


Рисунок 13 – Залежність теоретичного об'єму V_h від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 40$ °C

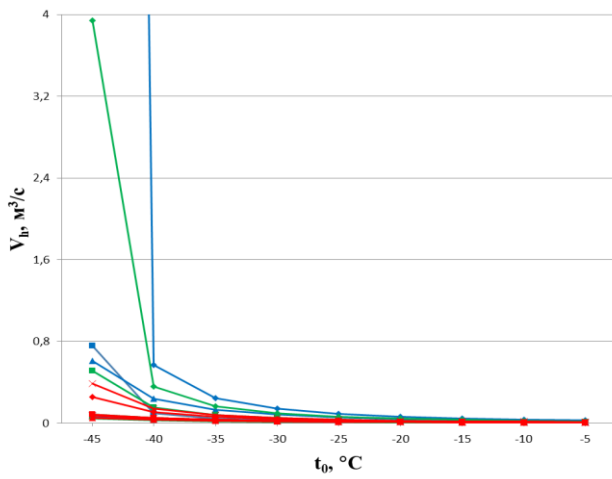


Рисунок 14 – Залежність теоретичного об'єму V_h від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

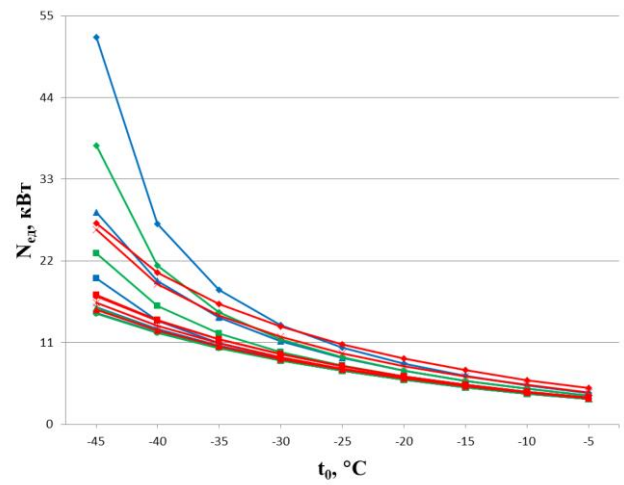


Рисунок 17 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

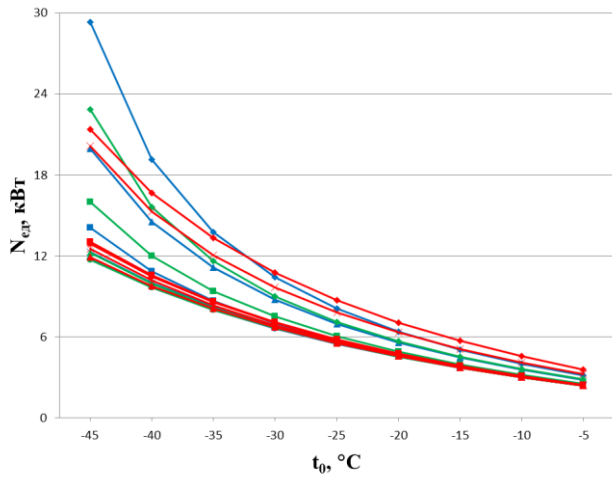


Рисунок 15 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

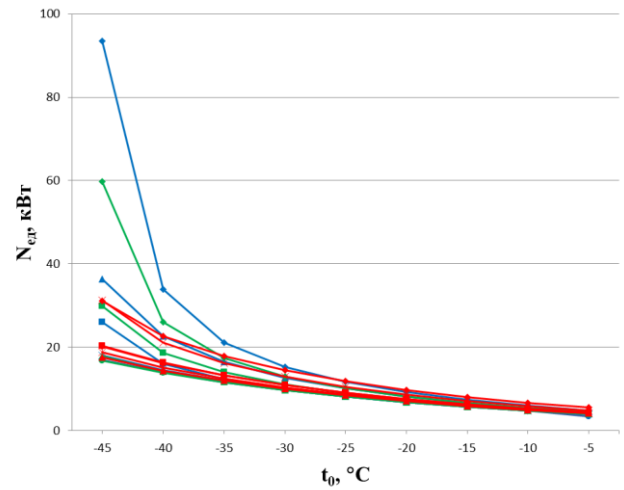


Рисунок 18 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

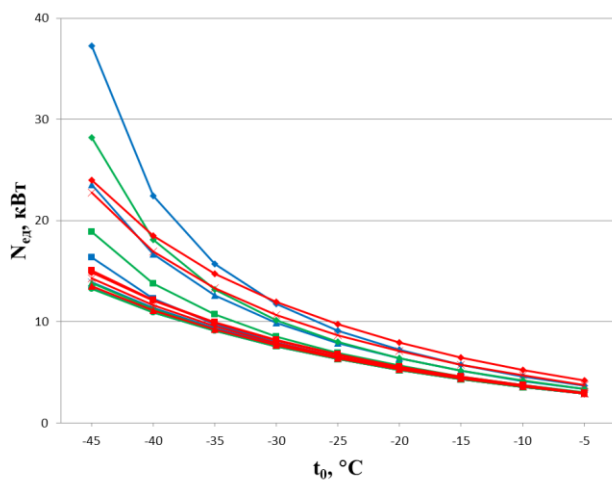


Рисунок 16 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

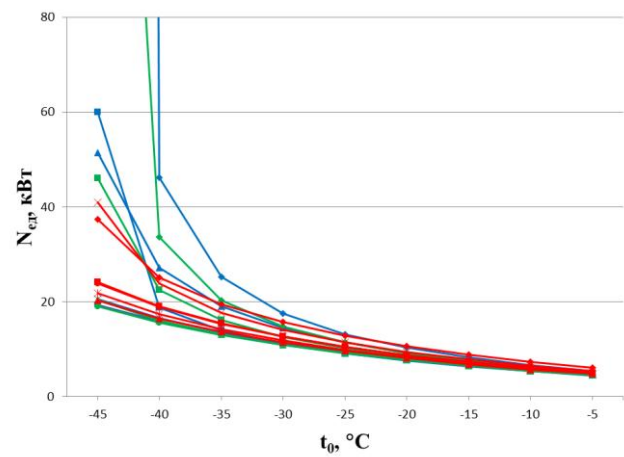


Рисунок 19 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

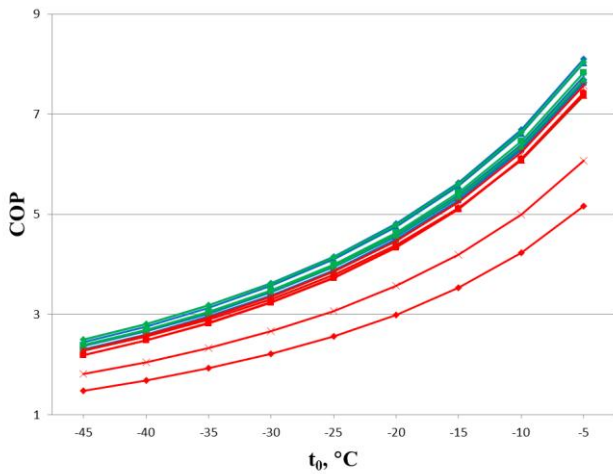


Рисунок 20 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 25$ °C

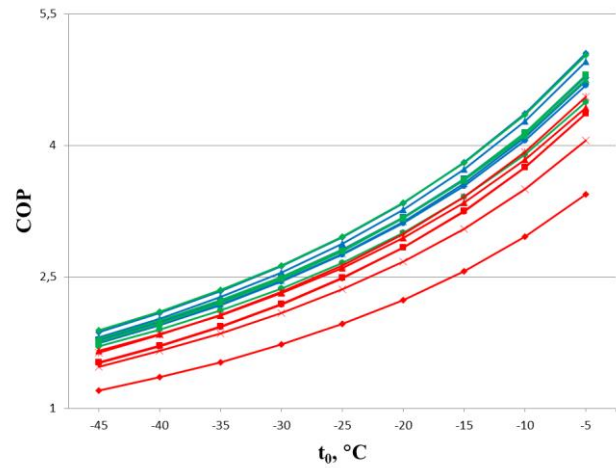


Рисунок 23 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 40$ °C

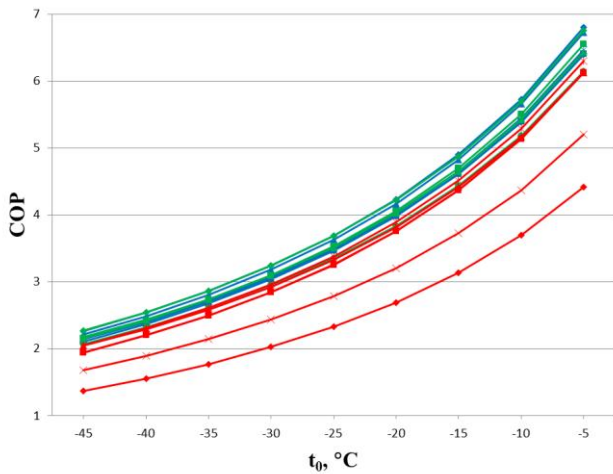


Рисунок 21 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 30$ °C

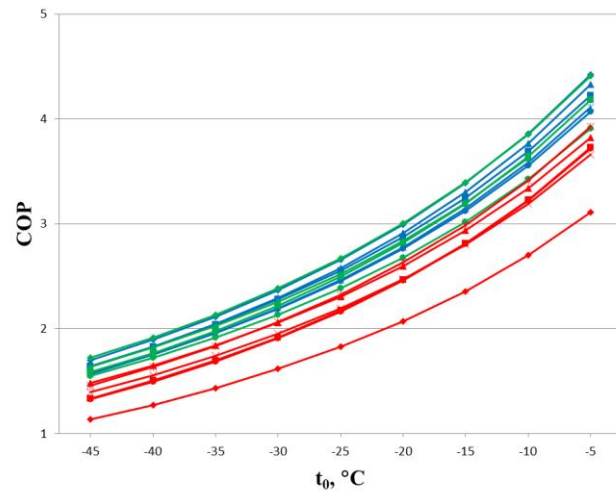


Рисунок 24 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 45$ °C

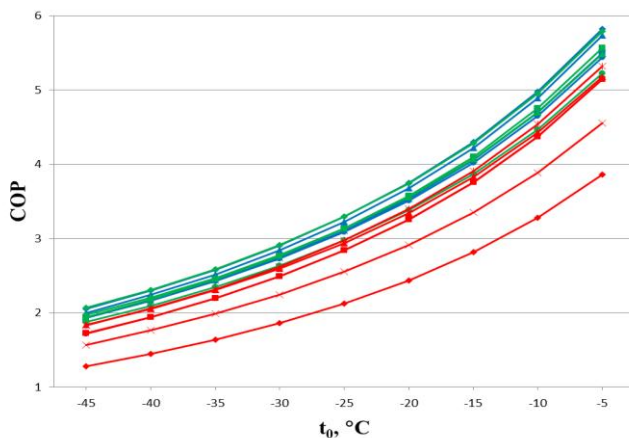


Рисунок 22 – Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури кипіння t_0 при температурі конденсації $t_K = 35$ °C

3. Висновки

На основі теоретичного аналізу роботи холодильної машини на досліджених холодоагентах можна зробити наступні головні висновки:

- альтернативні природні холодоагенти можуть скласти вагомую конкуренцію однокомпонентним фреонам та фреонам-азеотропним сумішам не тільки завдяки обмеженню застосування останніх через Монреальський і Кіотський протоколи, а і завдяки своїм термодинамічним властивостям і основним показникам роботи холодильної машини (висока питома холодопродуктивність, високий холодильний коефіцієнт, мала доза заправлення, низька температура кінця стискування, низька собівартість у порівнянні з дорогими фреонами);

- ізобутан є якісною альтернативою фреонам-азеотропним сумішам, які на сьогоднішній день повсюдно застосовуються у холодильній техніці, у холодильних машинах, що працюють на високих температурах кипіння ($t_0 = -10 \dots 0$), що підтверджується досить широ-

ким його використанням в якості холодоагенту у побутових холодильниках;

– пропан/пропілен є досить непоганою альтернативою фреонам-азеотропним сумішам у холодильних машинах, що працюють на низьких температурах кипіння;

– використання альтернативних природних холодоагентів у якості альтернативи існуючим потребує дуже високого рівня автоматизації холодильної машини через вибухонебезпечність цих речовин. Але для малих холодильних машин, де доза заправлення системи холодоагентом не досить велика, використання альтернативних природних холодоагентів виглядає перспективіше досить привабливі перспективи.

Література

1. **Бабакин, Б.С.** Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе // Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковстунов / М: Колос, 2000. – 160 с.
2. **Бабакин, Б.С.** Хладагенты и холодильные масла // Б.С. Бабакин, С.Б. Бабакин / М.: ДеЛи плюс 2017 г. – 390 с.
3. **Бабакин, Б.С.** Хладагенты, масла, сервис холодильных систем // Б.С. Бабакин, С.Б. Бабакин / Монография. – Рязань: Узорочье. –2003. – 470 с.
4. **Маляренко, В.А.** Энергетичні установки і докілья // В. А. Маляренко, Г. Б. Варламов, Г. Н. Любчик та ін. / Харків: ХГАГХ, 2002. – 398 с.

Investigation of the characteristics of a refrigerating machine, working on natural alternative refrigerants

I. Podmazko, O. Podmazko

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

As the ozone crisis of the end of the last century has been overcome, at the moment the global warming of the Earth's atmosphere is at the forefront and becomes the main ecological problem of the twenty-first century. In this connection, there was a significant pressure on the refrigeration and compressor equipment in order to significantly reduce greenhouse gas emissions. This is especially true of various hydrofluorocarbons (HFCs). As a result, the interest of experts and scientists is increasingly beginning to drag the possibility of widespread use in refrigeration and compressor technology of natural substances, which virtually have no effect on the greenhouse effect of the atmosphere. These substances include ammonia, hydrocarbons, carbon dioxide and some others. The development of refrigeration equipment is currently under the influence of three identified environmental problems of interconnected factors: a) the requirements of the Montreal Protocol on the Consumption of Substances that Deplete the Ozone Layer (primarily the Widespread R12 Coolant) and the temporary and quantitative restrictions on the use of transition group substances have a low ozone depleting potential (ODP); b) the requirements of the Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change on the regulation of greenhouse gas (GWP) emissions, which include the widely used refrigerant R134a and many other substances used in refrigeration technics; c) a traditional requirement for increasing energy efficiency of all types of refrigeration equipment due to the growing competition on the domestic market and the provisions of certain laws "On Energy Efficiency" and the requirements of the standards for compulsory disclosure and informing consumers about the class of energy efficiency of refrigeration units. The purpose of the study is to compare and compare the characteristics of a refrigerating appliance, in which the refrigerants of HCFC and HFC groups, which are currently commonly used in the refrigeration industry, and the alternative natural refrigerants, which have not yet been widely used, act as a caustic agent, but through the Kyoto and Montreal Protocols, is an essential alternative to the existing refrigerants of HCFC and HFC groups. The theoretical study of a single-foam refrigerating machine was carried out on 15 working substances (R717, R600, R600a, R290, R1270, R134a, R142b, R22, R32, R404a, R407c, R410a, R507a, R401a, R502)

Keywords: Refrigerating machine; ODP; GWP; Refrigerant.

References

1. **Babakin B.S., Stefanчук V.I., Kostunov E.E.** (2000) Alternativnye hladagenty i servis holodilnyh sistem na ih osnove. Kolos, Moscow, 160 s. (in Russian)
2. **Babakin B.S., Babakin S.B.** (2017) Hladagenty i holodilnye masla. DeLi plus, 390 s. (in Russian)

3. **Babakin B.S., Babakin S.B.** (2003) Hladagenty, masla, servis holodilnyh sistem. Uzoroche, Ryazan, 470 s. (in Russian)
4. **Maljarenko V.O., Varlamov G.B., Lubchik G.N.** Energetichni ustanovki i dovkilly, KNAME, Kharkiv, 398 s. (in Ukrainian)

Received 12 February 2018
Approved 20 March 2018
Available in Internet 30 June 2018