

УДК.621.574

Л. І. Морозюк, С. В. Гайдук<sup>✉</sup>, Б. Г. Грудка

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

✉ e-mail: gayduck.sergeri@yandex.ua

## АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЯМОГО ЦИКЛУ ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ МАШИНИ З R744

*Компресорна холодильна машина з приводом від турбіни за єдиною робочою речовиною з холодильною входить до класифікаційної групи тепловикористальних. Розвиток машин пов'язано з використанням R744. Розглянуто прямий цикл машини за двома схемними рішеннями: простим та регенеративним. Оцінювання енергетичної досконалості прийнятих рішень виконано сучасними методами термодинамічного аналізу, енергетичним і ексергетичним, що забезпечило вирішення питань енергозбереження.*

**Ключові слова:** тепловикористальна компресорна холодильна машина – регенерація тепла – R744 – термодинамічний аналіз – ексергетична ефективність.

Л. И. Морозюк, С. В. Гайдук<sup>✉</sup>, Б. Г. Грудка

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

✉ e-mail: gayduck.sergeri@yandex.ua

## АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЯМОГО ЦИКЛА ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ КОМПРЕСОРНОЙ МАШИНЫ С R744

*Компресорная холодильная машина с приводом от турбины с единым рабочим веществом входит в классификационную группу теплоиспользующих. Развитие машин связано с использованием R744. Рассмотрен прямой цикл машины с двумя схемными решениями: простым и регенеративным. Оценивание энергетического совершенства принятых решений проведено современными методами термодинамического анализа, энергетическим и эксергетическим, что обеспечило решение вопросов энергосбережения.*

**Ключевые слова:** теплоиспользующая компресорная холодильная машина – регенерація тепла – R744 – термодинамический анализ – эксергетическая эффективность.



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

### I. ВСТУП

Утилізація високопотенційного скидного тепла енергетичних установок, використання вторинних низькопотенційних джерел тепла технологічних процесів промислових підприємств або поновлюваних джерел тепла – методи економії енергетичних ресурсів планети. Для холодильної галузі господарювання будь-якої країни перспективою є удосконалення тепловикористальних машин шляхом розширення можливості утилізації будь-якого виду тепла у сукупності з новими схемно-цикловими рішеннями.

Згідно з класифікацією холодильних машин до тепловикористальних відносять абсорбційні [1], ежекторні [2] та пароконпресорні в приводом від турбіни, яка працює на єдиній робочій речовині з холодильною машиною [3].

Кожна з машин має своє коло застосування та робочі речовини. Абсорбційні машини випускають переважно великої продуктивності з робочими речовинами – бромістолітєвим та водоаміачним розчинами, ежекторні машини – пароводяні великої продуктивності, малі – з низькокиплячими речовина-

ми HFC-HCFC типів. Компресорні машини з'явилися останніми в своєму класі, працювали з R12, R11, R22 речовинами за температур джерел тепла від 60 до 250 °С, робочих тисків від 10 до 25 бар та мали середню або велику продуктивність. В машині об'єднано прямий та зворотний термодинамічні контури загальним конденсатором і агрегатом «турбіна-компресор» [4]. З проблем розвитку малих компресорних машин було виконано велику кількість досліджень [5].

Але використання таких машин стало неможливим у зв'язку з заборонаю на вказані робочі речовини. Висока енергетична ефективність компресорних тепловикористальних машин послужила стимулом для подальшого дослідження шляхом пошуку сучасних робочих речовин [6] для реалізації надкритичного циклу Брайтона та циклів когенерації тепла і холоду [7]. Термодинамічний аналіз циклів виявив пріоритет R744 ( діоксиду вуглецю) у якості робочої речовини компресорної машини. Науково-технічна інформація щодо використання R744 в якості робочої речовини в холодильній техніці та енергетиці присутня в роботах останніх 15 років.

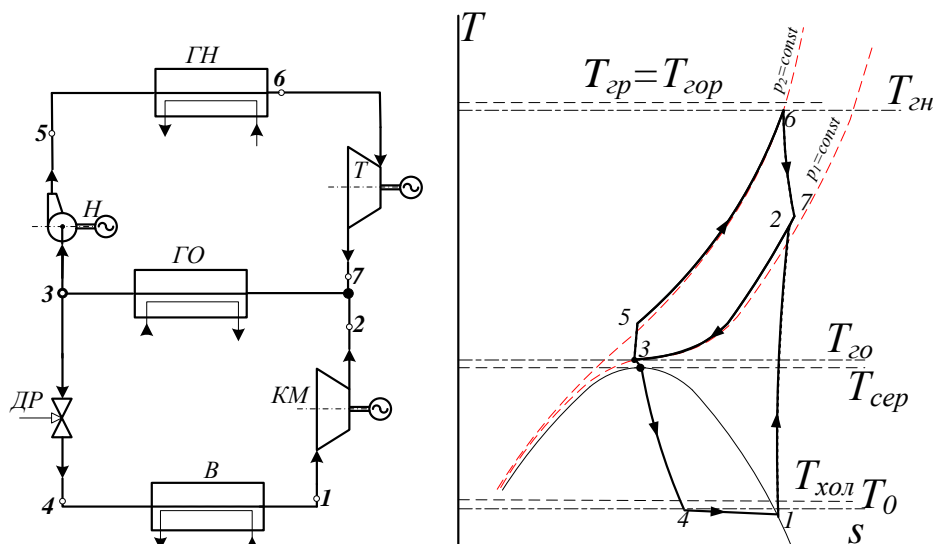


Рисунок 1 – Принципова схема та цикл компресорної тепловикористальної холодильної машини: ГН – газовий нагрівач; КМ – компресор; ГО – газовий охолоджувач; В – випарник; ДР – дросель; Т – турбіна; Н – насос

Реалізовано енергетичні докритичний та надкритичний цикли Брайтона [8, 9]. Широко відомі каскадні холодильні машини з R744 у верхньому або нижньому каскадах [10], одноступеневі пароконпресорні машини з процесами у надкритичній області [10] для кондиціювання повітря на транспорті [11]. Про практичну реалізацію R744 в тепловикористальних машинах або створення схемно-циклового рішення подібної машини інформації немає. Системи тригенерації з компресорними тепловикористальними холодильними машинами у відкритій технічній літературі не розглянуті.

В роботі [12, 13] виконано теоретичне дослідження, в результаті якого запропоновано схемно-циклове рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 в якості робочої речовини. Термодинамічний аналіз із залученням Першого та Другого законів (енергетичний та ексергетичний аналіз дійсних циклів) довів, що створене нове схемно-циклове рішення може мати практичну реалізацію й конкурентоспроможне з існуючими тепловикористальними машинами, сорбційними та ежекторними [14].

З огляду на удосконалення та підвищення енергетичної ефективності запропонованої тепловикористальної компресорної машини метою дослідження є синтез та аналіз схемно-циклових рішень з розгалуженою можливістю утилізації або використання самостійного джерела тепла з будь-яким температурним потенціалом.

Підвищення енергетичної ефективності циклового рішення пов'язано з регенерацією тепла. В прямому циклі вона сприяє зменшенню кількості тепла, підведеного від зовнішнього високопотенційного джерела, або створює запас тепла для додаткової реалізації його в циклі, в зворотному – підвищенню холодопродуктивності машини і експлуатаційної надійності компресора.

Розв'язання задач здійснюється із застосуванням методів енергетичного та ексергетичного аналізу конкретних схемно-циклових рішень.

## II. ОСНОВНА ЧАСТИНА

### Основні параметри та характеристики прямого циклу

Принципову схему та цикл тепловикористальної компресорної холодильної машини зображено на рисунку 1 [12]. Схему за прямим циклом складають: газовий нагрівач (ГН), турбіна (Т), газовий охолоджувач (ГО) та насос (Н). R744 за високим тиском  $p_2$  нагрівається зовнішнім високопотенційним джерелом тепла до температури  $T_{ГН}$ , розширюється в турбіні до середнього тиску  $p_1$ . Отримана робота витрачається в компресорі зворотного циклу (КМ) та насосі (Н).

Пара низького тиску  $p_0$  з випарника (В) стискається в компресорі (КМ) до середнього тиску  $p_1$ .

Два потоки пари середнього тиску змішуються, охолоджуються шляхом відведення тепла в навколишнє середовище. Після охолодження потоки розподіляються. Один поступає в насос (Н), а другий – в дросельний вентиль (ДВ).

Процес отримання холоду реалізуються в випарнику при теплообміні з охолоджуванним об'єктом.

Головними незалежними параметрами циклу є: температура гріючого джерела  $T_{gp}$ , температура навколишнього середовища  $T_{cp}$ , температура охолоджуваного об'єкта  $T_{хол}$ , високій  $p_2$  та середній  $p_1$  тиски. З теорії тепловикористальних машин відомо, що з трьох джерел тепла можуть бути незалежними тільки два, третій завжди залежить від них [6]. Як правило, в холодильних машинах незалежними є  $T_{хол}$  та  $T_{cp}$ , характеристики гріючого джерела отримують за умови реалізації корисного ефекту (виробництва холоду). Незалежність  $T_{хол}$  та  $T_{cp}$  має певні обмеження, обумовлені реальними споживачами холоду та навколишнім се-



**Алгоритм визначення характеристик та проведення ексергетичного аналізу прямого циклу.**

Оцінювання ексергетичної ефективності холодильної машини здійснюється за допомогою математичної моделі. Модель, яку розроблено та апробовано в роботі [14] для схеми на рисунку 1 потрібно удосконалити, шляхом введення в схемно-циклове рішення додаткових процесів і елементів відповідно до рисунків 1, 3.

Додаток до математичної моделі визначення характеристик та енергетичного аналізу:

Енергетичний баланс  $P_{TO_2}$ :

$$h_7 - h_9 = h_{10} - h_5$$

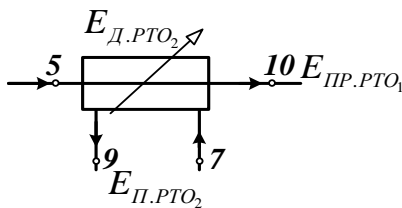
Питоме теплове навантаження на газовий нагрівач:

$$q_{ГН} = h_6 - h_{10}, \text{кДж} / \text{кг}$$

Питоме теплове навантаження на газовий охолоджувач прямого циклу:

$$q_{20C} = h_9 - h_3, \text{кДж} / \text{кг}$$

Ексергетичний баланс теплообмінника  $P_{TO_2}$ :



$$E_{П.РТО_2} = E_7 - E_9, \text{кВт}$$

$$E_{ПР.РТО_2} = E_{10} - E_5, \text{кВт}$$

$$E_{Д.РТО_2} = E_{П.РТО_2} - E_{ПР.РТО_2}, \text{кВт}$$

$$\eta_{E.РТО_2} = E_{ПР.РТО_2} / E_{П.РТО_2}$$

**Приклад проведення аналізу**

Аналіз проведено для схемно-циклових рішень, наданих на рисунках 1, 3.

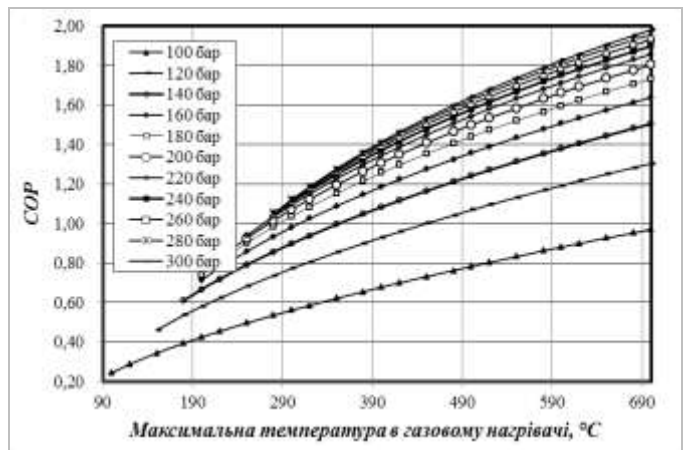
Вихідні параметри:

- максимальна температура робочої речовини в газовому нагрівачі  $T_{гн} = 90 \dots 700 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- тиск робочої речовини в газовому нагрівачі  $p_{гн} = p_6 = 100 \dots 300 \text{ бар}$
- тиск в газовому охолоджувачі  $p_3 = 75 \text{ бар}$
- мінімальна температура в газовому охолоджувачі  $T_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура кипіння в випарнику  $T_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- ККД турбіни  $\eta_T = 0,85$ , насоса  $\eta_H = 0,9$ , компресора  $\eta_{KM} = 0,8$ ; ККД електродвигуна  $\eta_{ЕД} = 0,95$ , електрогенератора  $\eta_{ЕГ} = 0,95$ ;
- холодопродуктивність  $Q_b = 100 \text{ кВт}$ .

Результати розрахунків надано в графічній формі на рисунках 4.1-4.17.



а)



б)

**Рисунок 4.1** – Залежність коефіцієнта перетворення  $COP$  від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі:

а – без регенерації, б – з регенерацією.

На підставі розрахунків отримуємо висновки до задачі.

**III. ВИСНОВКИ**

Використання регенерації тепла в прямому циклі  $P_{TO_2}$  сприяє підвищенню коефіцієнта перетворення  $COP$  циклу машини більше ніж у два рази (рисунок 4.1) та зменшує теплове навантаження на газовий нагрівач до 2,5 раз (рисунок 4.2);

$P_{TO_2}$  не впливає на: масову витрату робочої речовини в прямому циклі (рисунок 4.3), потужність турбіни (рисунок 4.4), потужність насоса (рисунок 4.5).

Ексергетична ефективність машини з використанням  $P_{TO_2}$  збільшилася на 4% та має максимальне значення 16,4% за тиском 300 бар та максимальною температурою  $700 \text{ }^\circ\text{C}$  робочої речовини в газовому нагрівачі (рисунок 4.7);

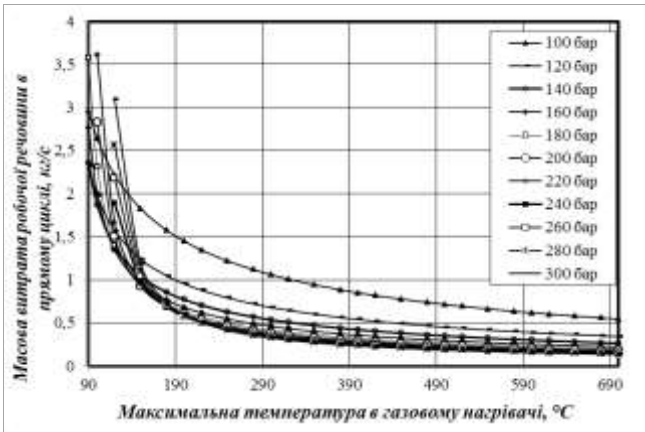


а)



б)

**Рисунок 4.2** – Залежність питомого теплового навантаження на газовий нагрівач ( $q_{гн}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в ньому; а – без регенерації, б – з регенерацією.

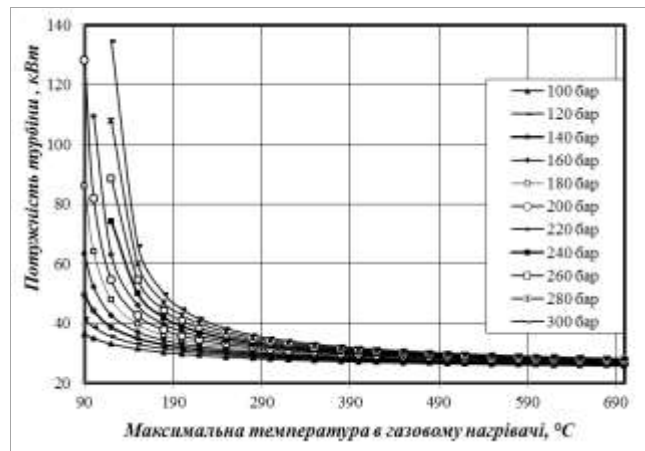


а)



б)

**Рисунок 4.3** – Залежність масової витрати робочої речовини в прямому циклі ( $M_{пр}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією.

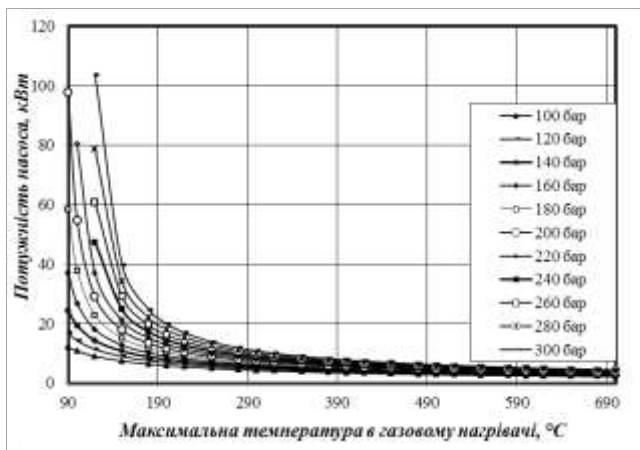


а)

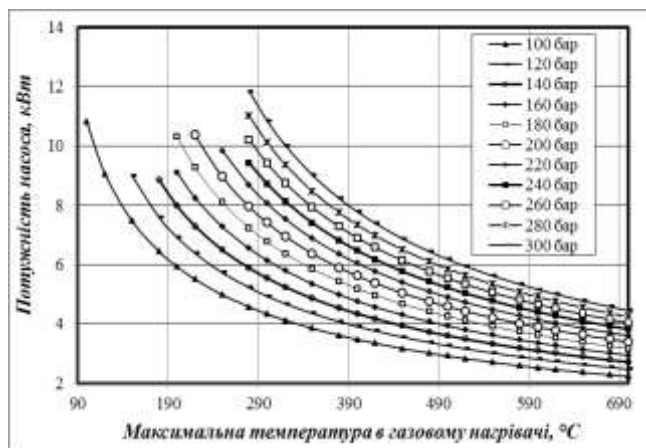


б)

**Рисунок 4.4** – Залежність потужності турбіни ( $W_T$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією.

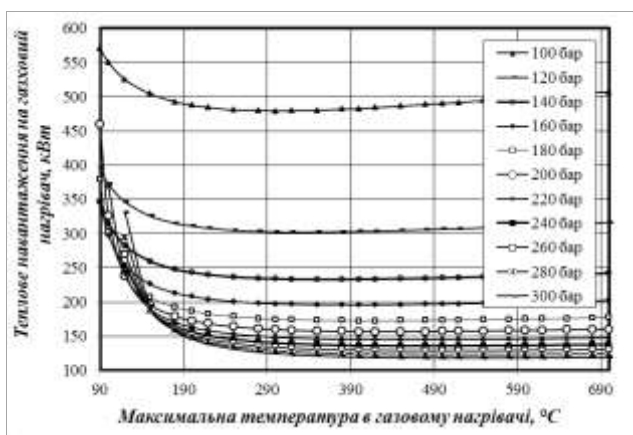


а)

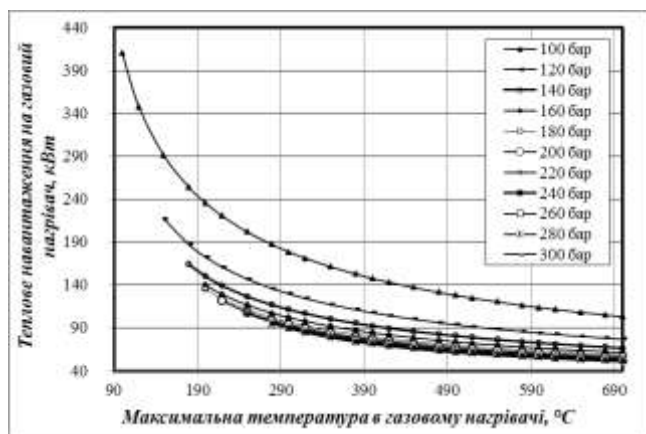


б)

Рисунок 4.5 – Залежність потужності насоса ( $W_n$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією.



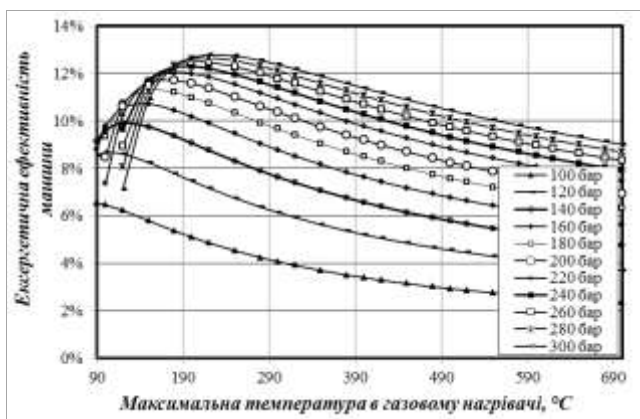
а)



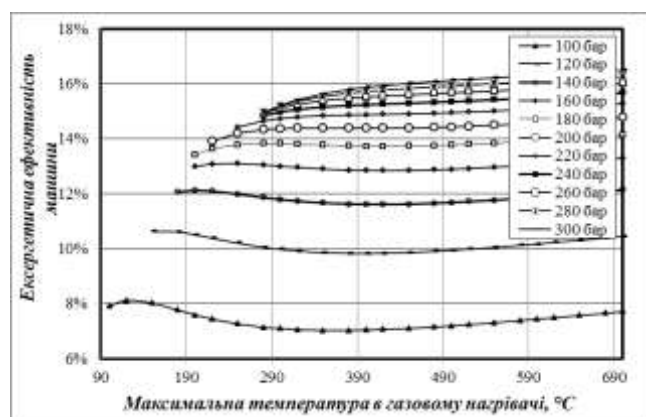
б)

Рисунок 4.6 – Залежність теплового навантаження на газовий нагрівач ( $Q_{гн}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі;

а – без регенерації, б – з регенерацією.



а)

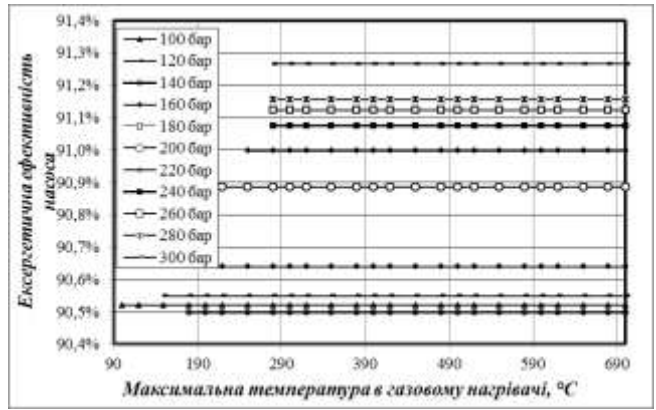


б)

Рисунок 4.7 – Залежність ексергетичної ефективності машини ( $h_{ем}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією.

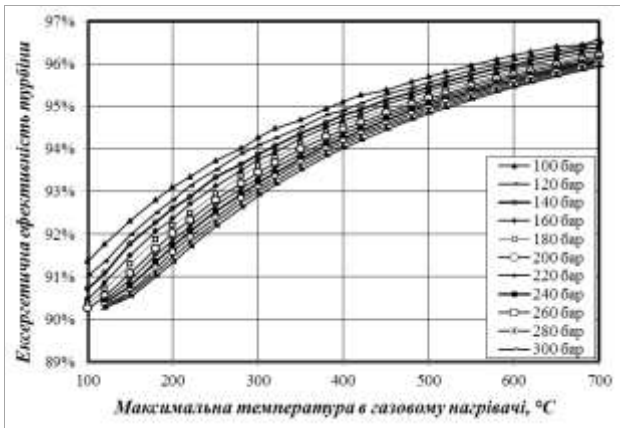


а)

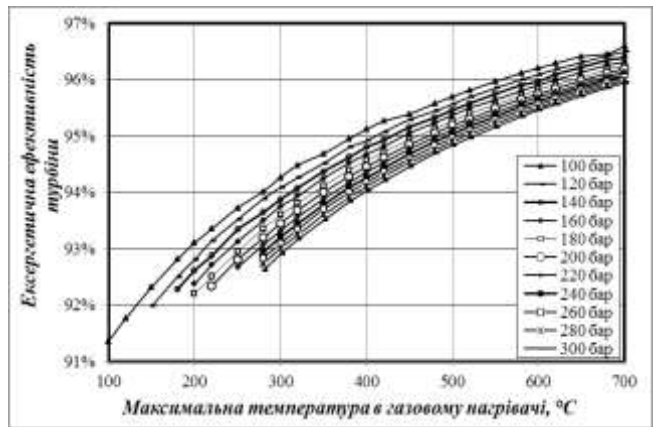


б)

**Рисунок 4.8** – Залежність ексергетичної ефективності насоса ( $h_{ен}$ ) від тиску ( $p_{ен}$ ) та максимальної температури ( $t_{ен}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією



а)

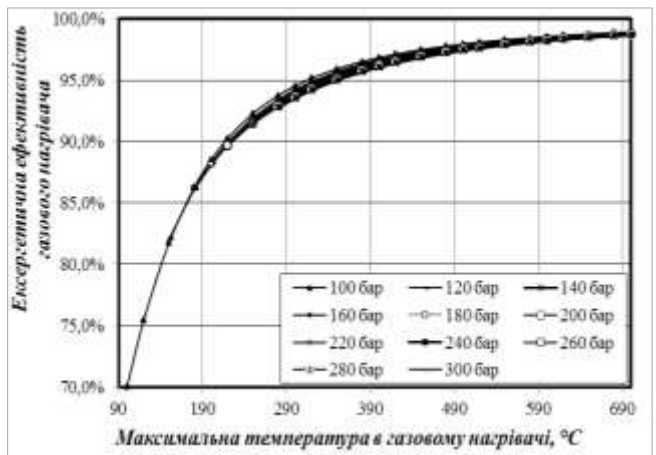


б)

**Рисунок 4.9** – Залежність ексергетичної ефективності турбіни ( $h_{ен}$ ) від тиску ( $p_{ен}$ ) та максимальної температури ( $t_{ен}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією

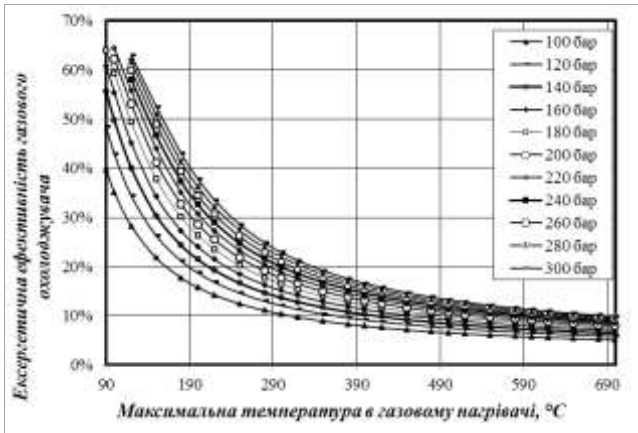


а)

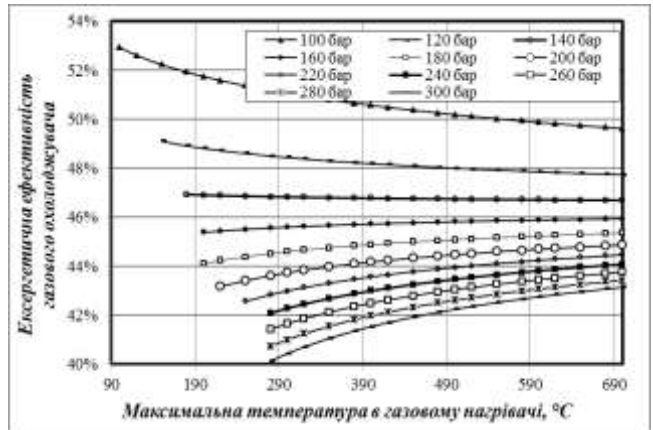


б)

**Рисунок 4.10** – Залежність ексергетичної ефективності газового нагрівача ( $h_{ен}$ ) від тиску ( $p_{ен}$ ) та максимальної температури ( $t_{ен}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією

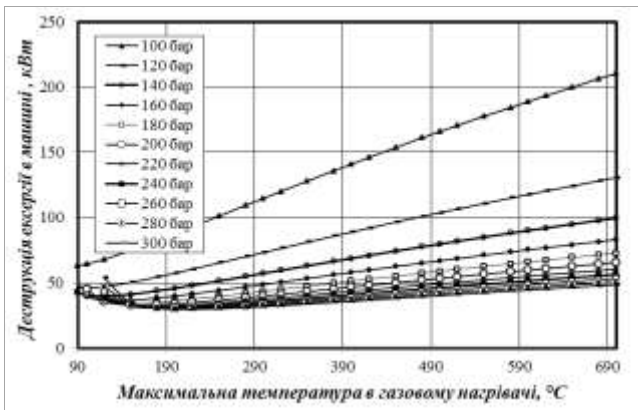


а)

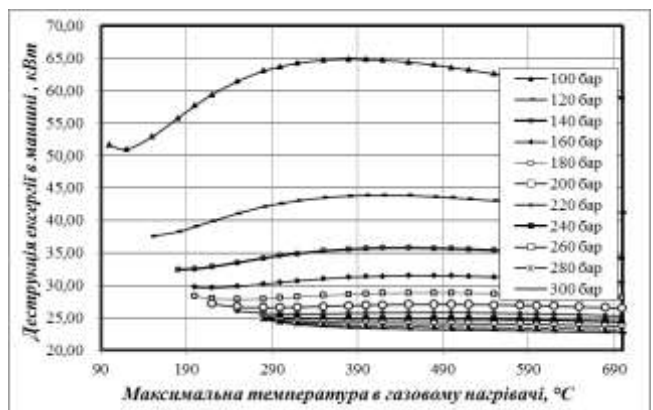


б)

**Рисунок 4.11** – Залежність ексергетичної ефективності газового охолоджувача ( $h_{ego}$ ) від тиску ( $p_{2n}$ ) та максимальної температури ( $t_{2n}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією



а)

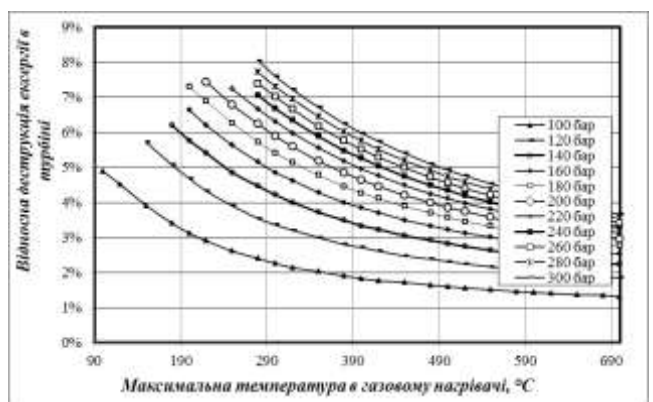


б)

**Рисунок 4.12** – Залежність загальної деструкції ексергії ( $E_{om}$ ) від тиску ( $p_{2n}$ ) та максимальної температури ( $t_{2n}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією



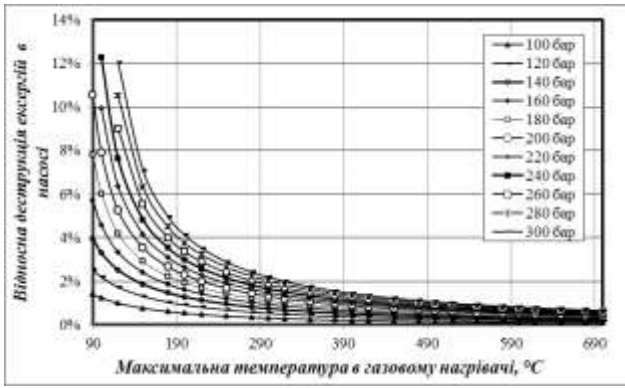
а)



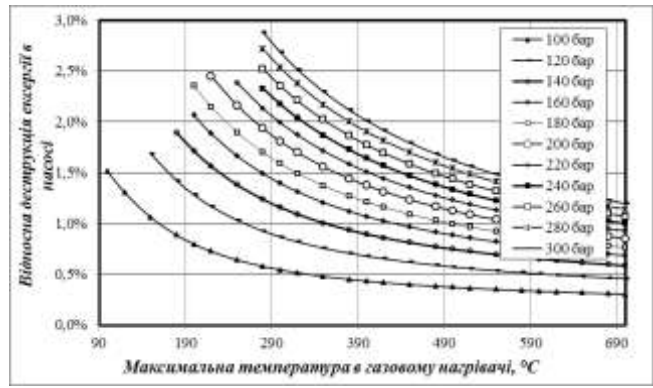
б)

**Рисунок 4.13** – Залежність відносної деструкції ексергії у турбіні ( $Y_{om}$ ) від тиску ( $p_{2n}$ ) та максимальної температури ( $t_{2n}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією



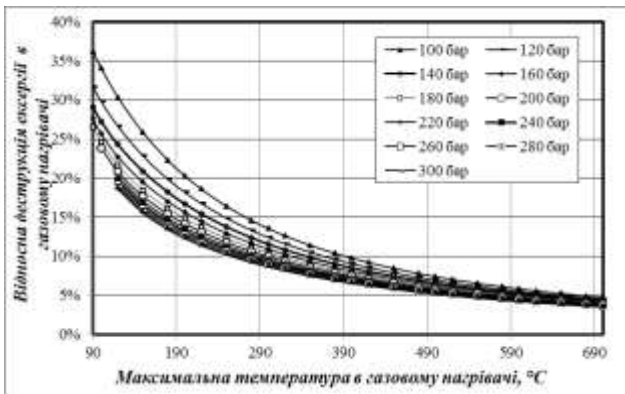


а)

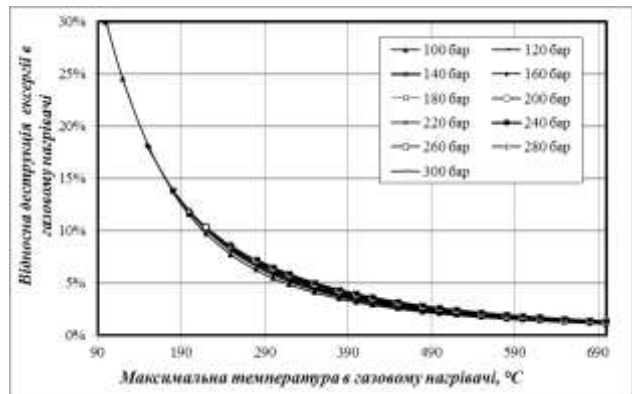


б)

Рисунок 4.14 – Залежність відносної деструкції ексергії у насосі ( $U_{дн}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією

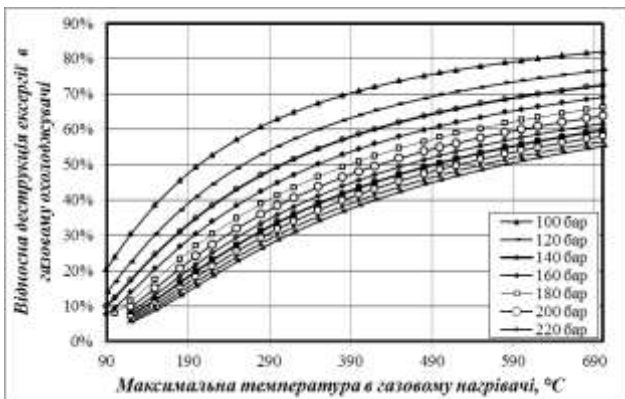


а)

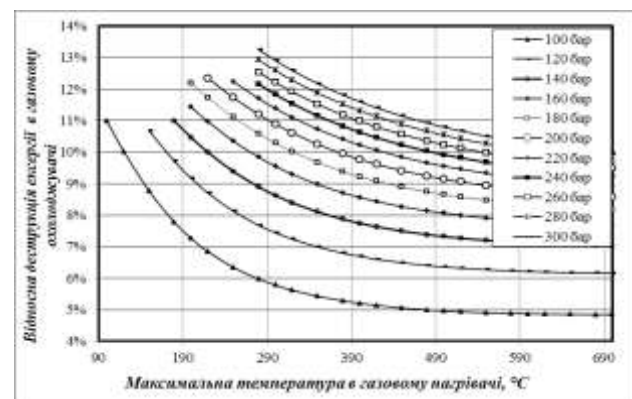


б)

Рисунок 4.15 – Залежність відносної деструкції ексергії у газовому нагрівачі ( $U_{дгн}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією

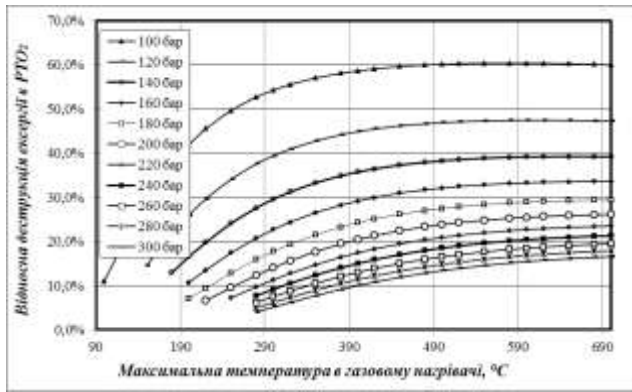


а)



б)

Рисунок 4.16 – Залежність відносної деструкції ексергії у газовому охолоджувачі ( $U_{доо}$ ) від тиску ( $p_{гн}$ ) та максимальної температури ( $t_{гн}$ ) в газовому нагрівачі; а – без регенерації, б – з регенерацією



**Рисунок 4.17** – Залежність відносної деструкції ексергії в PTO<sub>2</sub> ( $Y_{opto2}$ ) від тиску ( $p_{en}$ ) та максимальної температури ( $t_{en}$ ) в газовому нагрівачі.

Застосування PTO<sub>2</sub> не впливає на ексергетичну ефективність турбіни (рисунок 4.9) та насоса (рисунок 4.8), збільшує ексергетичну ефективність газового нагрівача на 5-12% (рисунок 4.10), газового охолоджувача в діапазоні температур 400...700 °C до 42...53% (рисунок 4.11);

Використання PTO<sub>2</sub> зменшує деструкцію ексергії в машині втричі, та її максимальне значення спостерігається за тиском 100 бар та максимальною температурою в газовому нагрівачі 400 °C (рисунок 4.12);

PTO<sub>2</sub> має вплив на: турбіну – доля деструкції ексергії зменшилась в два рази (рисунок 4.13), насос – доля деструкції ексергії не змінилась (рисунок 4.14); газовий нагрівач – відносна деструкція ексергії зменшилась на 5..12% (рисунок 4.15) та газовий охолоджувач – відносна деструкція ексергії зменшилась до 13% з 82% (рисунок 4.16)

Застосування регенерації теплоти в прямому циклі PTO<sub>2</sub> позитивно впливає на енергетичну та ексергетичну ефективність машини.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: учеб. пособие [Текст] / Л.В. Галимова. – Астрахань: АГТУ, 1997. – 226 с.
2. Петренко В.А. Области рационального применения эжекторных холодильных машин, использующих легкокипящие рабочие вещества [Текст] / В.А. Петренко, А.С. Воловик, В.А. Ерин // Холодильная техника и технология. – 2005. – №1. – с. 17-30.
3. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры [Текст] / А. Б. Баренбойм. – М.: Машиностроение, 1974. – 224 с.
4. Баренбойм А.Б. Турбомашины для охлаждения наддувочного воздуха двигателей внутреннего сгорания [Текст] / А.Б. Баренбойм. – Одесса: Студия «Негоциант», 2001 г. ISBN 966-7423-71-9.
5. Баренбойм А.Б. Малорасходные турбокомпрессоры для кондиционирования воздуха и охлаждения аппаратуры в транспорте [Текст] / А.Б. Баренбойм. – Одесса: Студия «Негоциант», 2000. – 265 с.
6. Морозюк Л.И. Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами [Текст]: дисс. докт.тех. наук: 05.14.06 / Л. И. Морозюк. – ОНПУ, Одесса, 2013. – 352 с.
7. Шубенко А. Л. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности [Текст] / А. Л. Шубенко, В. А. Мальяренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак. – Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 320 с.
8. Lillo T. Development of a supercritical Carbon Dioxide Brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility [Text] / T. Lillo, W. Windes, T. Totemeier, R. Moore // Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL). October. – 2004. – № 02-190 – 28 p.
9. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle turbines promise giant leap in thermal-to-electric conversion efficiency / Sandia Labs News Releases. March 4, 2011. Available at: [https://share.sandia.gov/news/resources/news\\_releases/brayton-cycle-turbines/#.U\\_upQNF\\_GIM](https://share.sandia.gov/news/resources/news_releases/brayton-cycle-turbines/#.U_upQNF_GIM)
10. Kim Y.M. Transcritical or supercritical CO<sub>2</sub> cycles using both low- and high-temperature heat sources [Text] / Y.M. Kim, C.G. Kim, D. Favrat // International Journal Of Energy Research. - 2012. - Vol. 43. - P. 402-415."
11. Chen Y. Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications [Text] / Y. Chen, P. Lundqvist. – Paperpub. and pres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids. Trondheim, Norway, 2006. – 127p.
12. А. с. UA №72660, МПК F25B27/00. Компрессорна тепловикристална холодильна машина [Текст] / Морозюк Л. И., Гайдук С. В. // Одеська державна академія холоду. – №и201201563; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. №16. – 4 с.
13. Гайдук С. В. Теплоиспользующая холодильная машина с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества [Текст] / С. В. Гайдук // Тезисы докладов «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур». Москва, 2010. – 92-94 с.
14. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода [Текст] / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк, С. В. Гайдук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [EJET]. – 2014 – № 2(8(68)). – С. 36-44.

Отримана в редакції 04.02.2016, прийнята до друку 03.03.2016

L. I. Morosuk, S. V. Gaiduk<sup>✉</sup>, B. G. Grudka

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

✉ e-mail: gayduck.sergei@yandex.ua

## ANALYSIS OF THE DIRECT CYCLE WITHIN HEAT-USING COMPRESSION MACHINE WITH R744

*Compression refrigeration machine driven by turbine (working fluid is the same as for refrigeration machine) is classified as heat-using compression refrigeration machine. The scientific development of the heat-using compression refrigeration machines associates with introducing R744 (carbon dioxide) as the working fluid. It leads to an expand in the opportunities of these machines through (a) utilization of heat with different temperature levels, (b) development of new schematics and corresponding thermodynamic cycles, (c) contribution to the energy saving, and (d) contribution to the ecological problems associated with refrigeration. A heat-using compression refrigeration machine consists of two thermodynamic cycles: direct (for generation of work) and inverse (for generation of cold). Efficiency of each cycle depends on the schematic. In this paper, the two possibilities for the direct cycle have been evaluated: simple and with heat regeneration. The energetic and exergetic methods of thermodynamic analysis have been applied. It is shown that the thermodynamic effectiveness (exergetic efficiency) depends on the combination of schematic and operation parameters within the gas heater, and the magnitude is the function of the temperature level of utilized heat. Results obtained from the exergetic analysis showed the irreversibilities within each system component and identified the components that have highest priority to be improved in order to contribute to the energy saving problem.*

**Keywords:** Heat-using compression refrigeration machine; Heat regeneration; R744; Thermodynamic analysis; Exergetic efficiency.

## REFERENCES

1. Galimova, L. V. (1997). Absorbtsionnyie holodilnyie mashiny i teplovyie nasosyi: ucheb. posobie. Astrahan: AGTU, 226.
2. Petrenko, V. A., Volovik, A. S., Erin, V. A. (2005). Oblasti ratsionalnogo primeneniya ezhektornyih holodilnyih mashin, ispolzuyuschih legkokopyaschie rabochie veschestva. *Refrigeration Engineering and Technology*, 1, 17-30.
3. Barenboym, A. B. (1974). Malorashodnyie freonovyie turbokompressoryi. M.: Mashinostroenie, 224.
4. Barenboym, A. B. (2001). Turbomashiny dlya ohlazhdeniya nadduvochnogo vozduha dvigateley vnutrennego sgoraniya. Odessa: Studiia «Negotsiant», ISBN 966-7423-71-9.
5. Barenboym, A. B. (2000). Malorashodnyie turbokompressoryi dlya konditsionirovaniya vozduha i ohlazhdeniya apparatury v transporte. Odessa: Studiia «Negotsiant», 265.
6. Morozuk, L. I. (2013). Razvitie teorii i metodov issledovaniya protsessov preobrazovaniya i polu-cheniya tepla i holoda v ustanovkakh s mnogokomponentnyimi i mnogofaznyimi rabochimi veschestvami. ONPU, Odessa, 352.
7. Shubenko, A. L. (2014). Kogeneratsionnyie tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovyih turbin maloy moschnosti. Institut problem mashinostroeniya NAN Ukrainyi, 320.
8. Lillo, T. (2004). Development of a supercritical Carbon Dioxide Brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility. Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL), 2(190), 28.
9. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle turbines promise giant leap in thermal-to-electric conversion efficiency. (2011). Available at: [https://share.sandia.gov/news/resources/news\\_releases/brayton-cycle-turbines/#.U\\_upQNF\\_GIM](https://share.sandia.gov/news/resources/news_releases/brayton-cycle-turbines/#.U_upQNF_GIM)
10. Kim, Y. M. (2012). Transcritical or supercritical CO<sub>2</sub> cycles using both low- and high-temperature heat sources. *International Journal Of Energy Research*, 43, 402-415.
11. Chen, Y. (2006). Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications. Paperpub. and pres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, 127.
12. A. s. UA No.72660, MPK F25V27/00. Kompresorna teplovikoristalna holodilna mashina. No u201201563; zaiavl. 13.02.2012; opubl. 27.08.2012, Biul. No.16. – 4.
13. Gayduk S. V. (2010). Teploispolzuyuschaya holodilnaya mashina s dioksidom ugleroda v kachestve rabocheho veschestva. Tezisy dokladov «Innovatsionnyie razrabotki v oblasti tehniki i fiziki nizkih temperatur». Moskva, 92-94.
14. Morozuk L. I. (2014). Termodinamicheskii analiz teploispolzuyushey holodilnoy mashiny s dioksidom ugleroda. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy* [EEJET], 2(8(68)), 36–44.

Received 04 February 2016

Approved 03 March 2016

Available in Internet 29 April 2016