

ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ НА ОСНОВІ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Проаналізована можливість підвищення ефективності холодильних машин за рахунок скорочення роботи стискування шляхом збільшення тиску в робочому циклі за допомогою термопресора. При цьому застосовано термогазодинамічний ефект, який полягає в підвищенні тиску парового потоку в результаті випару мілкодисперсної рідини, що упорскується в перегрітий паровий потік, заздалегідь прискорений до швидкості, яка є близькою швидкості звуку. У разі недостатнього перегріву парового потоку його температура може бути підвищена шляхом підведення теплоти від зовнішніх джерел, наприклад, скидної теплоти енергетичних установок.

Ключові слова: ефективність, холодильна машина, термопресор, термогазодинамічний ефект, скидна теплота енергетичних установок.

Проанализированная возможность повышения эффективности холодильных машин за счет сокращения работы сжатия путем увеличения давления в рабочем цикле с помощью термопрессора. При этом использовано термогазодинамический эффект, суть которого состоит в повышении давления парового потока в результате испарения мелкодисперсной жидкости, которая впрыскивается в перегретый паровой поток, предварительно ускоренный к скорости, близкой скорости звука. В случае недостаточного перегрева парового потока его температура может быть повышена путем подведения теплоты от внешних источников, например скидочной теплоты энергетических установок.

Ключевые слова: эффективность, холодильна машина, термопресор, термогазодинамический эффект, скидочная теплота энергетических установок.

The possibility of increasing the efficiency of vapour compression refrigeration machine due to reducing the compression work by arising the pressure in the working cycle with the help of thermopressor is analyzed. With this the gas-dynamic effect, consisting in increasing the pressure of vapour stream due to the evaporation of high dispersed liquid, injected into superheated vapour stream, accelerated to the velocity, closed to the sonic value, is employed.

Keywords: efficiency, vapour compression refrigeration machine, thermopressor, gas-dynamic effect, superheated vapour stream.

1. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Зниження температури кипіння холодоагента t_0 призводить до збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі [1; 2] і зниження коефіцієнта подачі одноступінчатого компресора. Так, наприклад, за умов, що степінь стискування $\pi = 25$, коефіцієнт подачі приблизно дорівнює нулю, з іншого боку, двоступінчате стискування в компресорах із ступенем підвищення тиску $\pi = 5$ дозволяє отримати загальний коефіцієнт подачі $\lambda = 0,5$.

Зняття перегріву після компресора ступеня низького тиску значно знижує температуру після стискування в компресорі, зменшує роботу циклу, і при цьому зростає холодильний коефіцієнт. До того ж зниження температури за компресором низького тиску покращує змащування компресора і дозволяє виключити водяне охолодження циліндрів [2; 3].

Перехід від одноступінчатого стискування в холодильному циклі до двоступінчатого дозволяє понизити температуру за ступенем низького тиску і збільшити холодильний коефіцієнт ϵ . Для аміачних холодильних машин збільшення ϵ складає 15...20 % [2].

При двоступінчатому стискуванні витрата електроенергії завжди менша, ніж при одноступінчатому, проте установки, що працюють за таким циклом дорожчі у виготовленні й складніше в експлуатації. Тому перехід до двоступінчатого стискування доцільний при $\pi > 9$, коли економія електроенергії перевищує витрати на складнішу установку [1-3].

На даний час набули поширення двоступінчаті пароконпресорні холодильні машини з повним проміжним охолодженням пари в проміжній посудині [2; 3]. У таких установках пара за ступенем компресора низького тиску охолоджується заборотною водою в проміжному охолоджувачі.

Перспективною є зміна проміжного охолоджувача на струменевий апарат на основі газодинамічного ефекту. Такий апарат отримав назву термопресора. Ефект термопресії полягає в підвищенні тиску і значному зниженні температури при уприскуванні рідини в потік газу (пари), який рухається із навколосуковою швидкістю. У роботах [4-6] розглядалося використання газодинамічного ефекту для цілей охолодження відхідних газів ДВЗ. Відомі також роботи, присвячені високошвидкісному охолодженню в двоступінчатих холодильних машинах [7; 8]. Проте застосування цього ефекту для збільшення тиску з метою зниження витрат роботи в компресорах холодильних машин раніше не розглядалося.

У роботах [4№ 5] показано, що чим більше зниження температури перегрітої пари має місце в термопресорі, тим більше підвищення тиску, і таке підвищення може досягати 20 % [4].

У той самий час на суднах мають місце значні втрати теплоти в ДВЗ: температура відхідних газів після утилізаційних котлів складає близько 180 °С; наддувочного повітря – 140...220 °С, залежно від ступеня підвищення тиску наддувочного агрегату; що охолоджує циліндри двигуна температура води – 90...120 °С [9; 10].

Вживання додаткового перегріву пари за ступенем низького тиску за рахунок теплоти вторинних енергетичних ресурсів ДВЗ з подальшим повним його зняттям в термопресорі може підвищити тиск пари за рівнем низького тиску і виключити зі схеми установки холодильної машини проміжний охолоджувач. Додаткове підвищення тиску дозволить зменшити роботу компресора, а значить додатково збільшити енергетичну ефективність холодильного циклу – холодильний коефіцієнт ϵ .

Таким чином, метою даного дослідження є оцінка доцільності застосування холодильного циклу на основі термогазодинамічного ефекту.

2. Аналіз результатів дослідження

Розглянемо двоступеневу холодильну установку. Вочевидь, що термопресор доцільно встановлювати відразу за ступенем низького тиску, замість проміжного водяного охолоджувача. Перегрів пари за компресором тут складає порядку 100 °С для холодильних машин, які працюють на аміаку [2]. Застосування додаткового перегріву від вторинних енергоресурсів (ВЕР), наприклад, суднових енергетичних установок, дозволить підняти температуру перегріву пари за компресором до 150 °С. Цикл такої установки наведено на рис. 1.

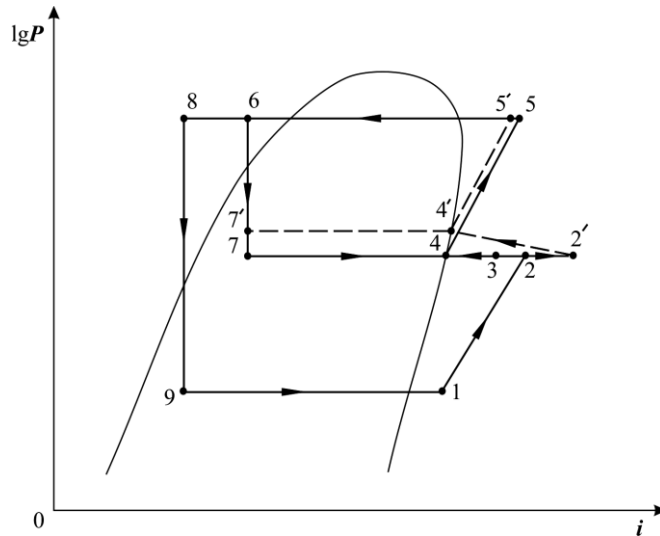


Рис. 1. Цикл двоступінчатої холодильної машини з комбінованим використанням термопресора

Принцип роботи установки полягає в наступному: рідина, що виходить з конденсатора, розділяється на два потоки: перший поступає в змійовик проміжної посудини і переохолоджується (процес 6-8); другою дроселює (процес 6-7') в регулюючому клапані до проміжного тиску $P_{пр}$, і парорідинна суміш поступає в проміжну посудину. Переохолоджений хладагент дроселює (процес 8-9) у другому регулюючому, кипить і перегрівається у випарнику (процес 9-1) і адіабатно (процес 1-2) стискається в компресорі ступеня низького тиску (СНТ). Далі в традиційних двоступінчатих холодильних машинах пар охолоджується в проміжному охолоджувачі (процес 2-3) забортною водою до температури, рівній температурі конденсації t_k , і потім поступає в проміжну посудину, де охолоджується до проміжної температури $t_{пр}$ (процес 4-3) за рахунок википання частини рідини, що поступила через регулюючий клапан. Застосування термопресора ТП дозволяє виключити зі схеми проміжний охолоджувач. Проте для додаткового збільшення тиску необхідно забезпечити більший перегрів пари після СНТ. Цього можливо досягти за рахунок включення після СНТ і перед термопресором пароперегрівача (процес 2-2'), у якому використовується теплота ВЕР енергетичної установки. Після пароперегрівача пара охолоджується в термопресорі до температури насичення. Охолодження здійснюється за рахунок уприскування в робочу камеру термопресора рідини після конденсатора. Охолодження характеризується значним підвищенням тиску пари (процес 2'-4'). Компресор ступеня високого тиску (СВТ) відсмоктує пару, адіабатно стискує його (процес 4'-5') і подає в конденсатор, де холодоагент конденсується і переохолоджується (процес 5'-6).

Розрахунок роботи термопресора здійснювався згідно з методиками, наведеними у [5; 11; 12], температура конденсації t_k холодоагента приймалася рівною 35 °С, а відносна довжина робочої камери $L/D = 3$.

Аналіз роботи установки на н-пентані (рис. 2) при температурах кипіння у випарнику $t_0 = -40; -35; -30$ °С, показує, що при перегріві після компресора СНТ $t_{пер} = 120...150$ °С, характерному для аміачних машин, зменшення потужності приводу компресора складатиме $\Delta N = 4...10$ %, з відповідним збільшенням ϵ на 3...6 %. Чим вище температура кипіння у випарнику, тим більше зменшення ΔN . Так, при $t_0 = -30$ °С збільшення ΔN складатиме 8 %, а при $t_0 = -40$ °С – 4 %, що в два рази менше. Витрата рідини на уприскування при цьому складає $g = 18...25$ %.

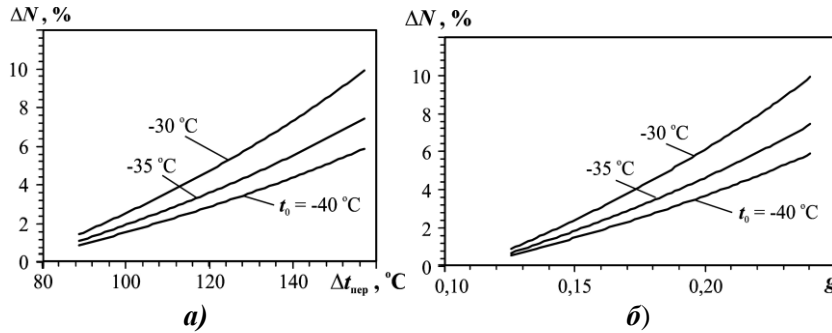


Рис. 2. Залежності зменшення потужності компресора ΔN від перегріву $\Delta t_{пер}$ (а) і доли рідини g , що упорскується (б), при різних температурах кипіння у випарнику t_0

Використати ефект газотермодинамічної компресії можливо в тепловикористовуючих холодильних машинах зі струминними апаратами. На рис. 3 наведено схему ежекторної холодильної машини із застосуванням термопресора на лінії всмоктування в ежектор.

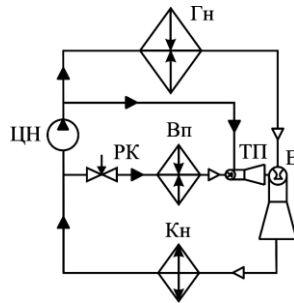


Рис. 3. Схема тепловикористовуючої холодильної машини із застосуванням струминних апаратів:

ГН – генератор пари; Е – ежектор; Тп – термопресор; Вп – випарник; РК – регулюючий клапан; ЦН – циркуляційний насос; Кн – конденсатор

Аналіз роботи установки при температурах кипіння у випарнику $t_0 = -10...+20^\circ\text{C}$, показує, що при перегріві пари після конденсатора $\Delta t_{пер} = 100...140^\circ\text{C}$, підвищення теплового коефіцієнта ζ холодильної машини (характеризує енергетичну ефективність тепловикористовуючого циклу) складає $\Delta\zeta = 2...7\%$, з відповідною долею вприску рідини $g = 0,15...0,25$ (рис. 4). Але такий великий перегрів пари після конденсатора можливо здійснити тільки за рахунок зовнішнього джерела теплоти. Перспективним, з точки зору застосування в тепловикористовуючих машинах ежекторного типу, є низькопотенційна теплота ДВЗ (відхідні газу, повітря системи наддуву).

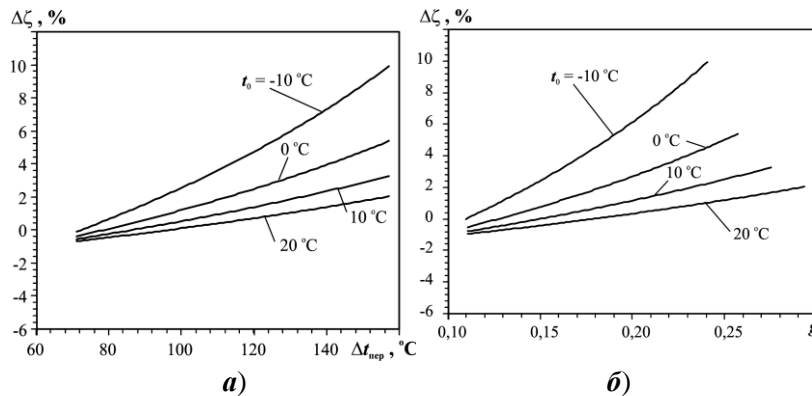


Рис. 4. Залежності підвищення теплового коефіцієнта $\Delta\zeta$ від перегріву $\Delta t_{пер}$ (а) і доли рідини g , що упорскується (б), при різних температурах кипіння у випарнику t_0

Висновки

1. Застосування термопресора і додаткового перегріву пари замість проміжного охолоджувача в двоступінчатій холодильній машині забезпечує зниження потужності приводу компресора, а, відповідно, витрати палива на 4...10 %.
2. Доцільне застосування термопресора для підвищення тиску після компресора при великих перегрівах пари $\Delta t_{\text{пер}} > 120$ °С.
3. Запропоновано схемне вирішення використання теплоти ВЕР в тепловикористовуючій холодильній машині з метою підвищення її енергетичної ефективності.
4. Застосування термопресора забезпечує підвищення теплового коефіцієнта ежекторної холодильної машини на 2...7 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Судовые холодильные установки / Под ред. Ю.В. Захарова. – Л.: Судостроение, 1986 – 256 с.
3. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наукова думка, 2000. – 608 с.
4. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопресора // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – вып. 147. – С. 25-30.
5. Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. – Л.: Наука, 1977. – 200 с.
6. Spoonley P. Technological and social changes into the third millennium and the impact on refrigeration // International Journal of refrigeration. – 2001. – № 7. – Vol. 24. – P. 593-602.
7. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопресором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.
8. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24-28.
9. Коршунов Л.П. Утилизация тепла на судах флота рыбной промышленности. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 232 с.
10. Артемов Г.А., Горбов В.М. Судові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
11. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
12. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

Рецензенти: д.т.н., професор Істомін В.І.,
к.т.н., доцент Дорош В.С.

© Коновалов Д.В., 2009

Стаття надійшла до редколегії 02.05.09