

Дослідження термодинамічного циклу холодильної машини із герметичним компресором

Ю. В. Байдак¹⁾

¹⁾ Інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики Одеської національної академії харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082

Article info:

Paper received:

13 March 2015

The final version of the paper received:

05 June 2015

Paper accepted online:

08 January 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ kozak_admin@ukr.net

У статті розглядаються особливості термодинамічного циклу роботи холодильної машини із герметичним компресором, висвітлено питання розрахунку витікань тепла із навколишнього середовища до діючого об'єму компресійного холодильного приладу. Проведено теоретичне уточнення значень величин відносного перегрівання пари хладону після його всмоктування до герметичного компресора від безпосереднього контакту з поверхнями електричного двигуна, яке виявилось більше започаткованого під час проектування компресійного холодильного приладу майже у десять разів.

Ключові слова: компресійний холодильний прилад, термодинамічний цикл, герметичний компресор, електричний двигун, холодильний агент, холодопродуктивність.

1. ВСТУП

Герметична система парової компресійної холодильної машини робить її високонадійним приладом, розрахованим на тривалу роботу до стану повної відмови. Однакова топологія компресійних холодильних приладів дозволяє виробникам оперативно, з урахуванням споживчого ринкового попиту змінювати не лише корисний об'єм їх шаф, а й кількість компресорів, випарників, терморегуляторів що входять до складу однієї холодильної машини. В цілому ці дії сприяють одержанню якісного розподілу температури у корисних об'ємах шаф приладу. Що ж стосується енергетичних показників роботи утворених тепломеханічних систем – продуктивності окремих вузлів холодильної машини, енергоспоживання герметичних моторно-компресорних агрегатів, то вони потребують подальшого вдосконалення й, зокрема, уточнень особливості їх роботи в усталеному режимі холодильної машини. Покращання показників енергетичної ефективності холодильного приладу можна досягти за рахунок обмежень припливів тепла до корисного об'єму холодильних шаф із навколишнього середовища та тих, що утворюються у тепломеханічній системі холодильної машини упродовж її роботи, наприклад від втрат електричної потужності у статорі герметичного моторно-компресорного агрегату. Перші припливи тепла обмежуються впровадженням більш досконалої теплоізоляції шаф холодильного приладу. Другі припливи тепла утворюються всередині герметичної холодильної машини – моторно-компресорному агрегаті й впливають на температуру робочої речовини – хладону та продуктивність компресора. Усунути втрати потужності у статорі компресора неможливо,

а відтак їх негативний вплив на коефіцієнт корисної дії компресора або продуктивність враховують показником відносного перегрівання пари хладону. Оскільки статори сучасних герметичних моторно-компресорних агрегатів працюють із більшим навантаженням за струмом і температурою до 150 °С, це вимагає переоцінювання показника відносного перегрівання пари хладону в них та уточнень коефіцієнта корисної дії самого компресора.

Таким чином, метою роботи є на узагальненій моделі компресійного холодильного приладу типу КШД-260 – для відомих корисних об'ємів його шаф і розрахованих значень припливів тепла до них із навколишнього середовища, застосованої теплоізоляції, обмотки статора моторно-компресорного агрегату і дійсних значень її температури впродовж енергоспоживання та на підставі реального термодинамічного циклу холодильної машини виконати оцінювання показника відносного перегрівання пари хладону в герметичному моторно-компресорному агрегаті після всмоктування компресором із випарника і до стискання та на його підставі уточнити коефіцієнт корисної дії компресора.

2. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ІЗ ГЕРМЕТИЧНИМ КОМПРЕСОРОМ

Виходячи із призначення холодильної машини – відводити тепло від об'єкта охолодження у зовнішнє більш тепле середовище, принцип її дії визначається законами термодинаміки. Для вилучення кількості тепла Q_0 від об'єкта охолодження з температурою $t_{об}$ і пересування його в навколишнє середовище з

температурою t_{oc} , двигун привода компресора парової холодильної машини виконує роботу, споживаючи із електричної мережі живлення потужність, частина якої W стає необоротним теплом, що потрапляє до холодильного циклу і погіршує його ефективність. Хладон, змінюючи агрегатний стан «рідина – пара – рідина», здійснює замкнений цикл обороту у герметичній холодильній машині. Згідно з першим законом термодинаміки кількість тепла відведеного паром хладону через моторно-компресорний агрегат до конденсатора і потім у зовнішнє середовище становить

$$Q_{зоб} = Q_0 + W. \quad (1)$$

Вплив температури всмоктуваної пари хладону на коефіцієнт корисної дії компресора, зростання якої обумовлене її обтіканням гарячої поверхні статора герметичного моторно-компресорного агрегату, здійснимо за показниками відносного перегрівання пари хладону та питомого електричного холодильного коефіцієнта, що є вітчизняним аналогом європейського – coefficient of performance (COP) [1, 2]:

$$\varepsilon = Q_0 / W. \quad (2)$$

Із рівняння (2) витікає, що енергетична досконалість холодильної машини залежить від її спроможності відводити якнайбільше теплового потоку Q_0 від об'єкта охолодження і спрямовувати його до герметичного агрегату, та від потужності електричної енергії, спожитої із мережі живлення електричним двигуном привода компресора для трансформації теплового потоку до конденсатора. При цьому електричний двигун привода компресора повинен мати найдосконаліші показники коефіцієнта корисної дії – $\eta_{Ад}$, енергетичного коефіцієнта потужності – $Cos\phi_{Ад}$, мінімальне споживання струму – I_1 і власні втрати потужності – ΔP під час перетворення електричної енергії у корисну механічну роботу – A та, як наслідок, оптимальну температуру мас активних матеріалів – $t_{Ад}$.

Електричний двигун убудовано безпосередньо в герметичну холодильну машину в області зміни агрегатного стану хладону. В агрегаті холодильної машини пара хладону низького тиску й температури потрапляє у компресор по трубопроводу всмоктування, стискується і перетворюється в пар високого тиску і високої температури, який здатен перетворюватись у рідину при температурі зовнішнього середовища. Тому в реальному циклі роботи парової герметичної холодильної машини, гарячий електричний двигун, крім основного призначення, потрібно розглядати і джерело незворотного теплового потоку – $Q_{Ад}$. Поєднання електричного двигуна із компресором холодильної машини у єдиний агрегат призводить до того, що агрегатний стан пари хладону на вході й виході з нього є неоднаковим. Пара хладону після входу в агрегат із температурою кипіння $t_{об}$ і до початку його стискування компресором за незмінного тиску підвищує свою температуру від контакту з поверхнями електричного двигуна на величину θ_1 до рівня

$$t_{Ад} = t_{об} + \theta_1, \quad (3)$$

ділянка 1–1' на теоретичній термодинамічній залежності (рис. 1). Після цього незворотність циклу збільшується завдяки адіабатичному стисканню хладону до більш високої температури, ніж та, що потрібна для його конденсації у конденсаторі за тиску, утвореному компресором, ділянка 1'–2'.

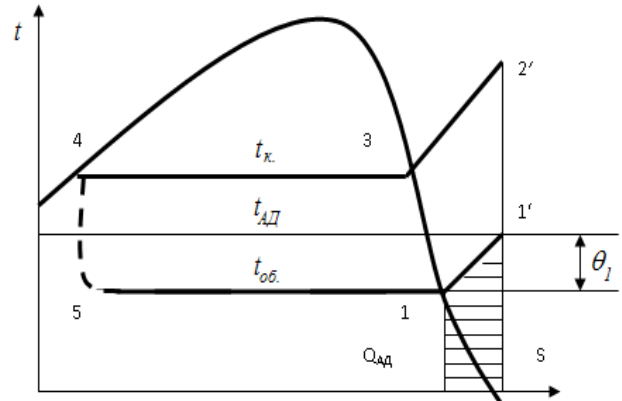


Рис. 1. Термодинамічний цикл парової компресійної холодильної машини

Відповідно до $t_{Ад}$ питомий об'єм пари хладону збільшиться до рівня

$$v = v^*(1 + \bar{\theta}_1), \quad (4)$$

де v^* – об'єм 1 м³ пари хладону в точці 1 на рис. 1;

$\bar{\theta}_1 = \theta_1 / t_{об}$ – відносне перегрівання пари хладону.

Адіабатична робота стискування хладону в компресорі, що пропорційна питомому об'єму всмоктуваної пари, зросте і становитиме

$$A = A_0(1 + \bar{\theta}_1), \quad (5)$$

де A_0 – робота, яку потрібно виконати електричному двигуну компресора для адіабатичного стискування пари хладону за відносного перегрівання його поверхні $\bar{\theta}_1 = 0$.

Теплове навантаження на теплообмінний конденсатор, відповідно до відносного перегрівання пари хладону, збільшиться і становитиме

$$q = (q_0^* + c_p \bar{\theta}_1) + A_0(1 + \bar{\theta}_1), \quad (6)$$

де q_0^* – холодильна продуктивність 1 кг хладону;

c_p – теплоємність хладону за сталого тиску.

Відповідно до зростання адіабатичної роботи стискування хладону дещо зміняться холодильний коефіцієнт й енергетична ефективність холодильної машини зменшиться відповідно до зростання температури перегрівання електричного двигуна $\theta_1 = 0$.

Оскільки електричний двигун відпрацьовує закладену паровим терморегулятором розбіжність температур, зростатиме його енергоспоживання.

Узагальнюючи, можна визначити, що маса циркулюючого хладону за одиницю часу знижується порівняно зі насиченою парою. Зменшення холодильної продуктивності компресора із зниженням масової витрати хладону залежить від того, здійснюється під час його перегрівання корисне охолодження чи ні, і чи спостерігається балансуючий приріст холодильної продуктивності від зміни тиску і температури випаровування хладону у випарнику. Якщо балансуючого приросту холодильної продуктивності немає, то додаткова енергія, що потрапляє у систему холодильної машини, повинна бути відведена теплообмінним конденсатором у зовнішнє середовище. Це небажане навантаження на компресор і теплообмінний конденсатор і обумовлює втрату ефекту охолодження компресора всмоктуваною парою хладону.

3. УРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ ЕЛЕКТРИЧНОГО ДВИГУНА НА КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ТА ПРОДУКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРА

Облаштування компресійного холодильного приладу у більшості випадків є орієнтованим на застосування прокатно-зварювального випарника із частковою або повною регенерацією тепла. Проектуванням компресійного холодильного приладу передбачається визначення припливу тепла із навколишнього середовища до діючого об'єму шаф з подальшим його врахуванням під час вибору компресора із продуктивністю, достатньою для вилучення тепла у зовнішнє середовище, та електричного двигуна, потужність якого забезпечить ефективну роботу холодильного приладу в цілому. Тепло механічну систему охолодження компресорного агрегату беруть серійною за ємності охолоджуємих камер $V_{оіючій} = 200 - 300 \text{ дм}^3$ із середньою температурою в шафі охолодження $t_{оі} = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ і шафі морозильній $t_2 = (-18...-24) \text{ }^\circ\text{C}$ за температури зовнішнього середовища $t_{оі} = +32 \text{ }^\circ\text{C}$, як зазначено у [7].

Загальний приплив тепла до шаф холодильника визначається виразом вигляду

$$Q_{заі} = Q_{шм} + Q_{шю} + Q_{вн}. \quad (7)$$

Припливи тепла із зовнішнього середовища до шафи морозильної – $Q_{шм}$ та шафи охолодження – $Q_{шю}$ визначаються за спрощеною формулою Ньютона

$$Q = \eta \cdot K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (8)$$

де коефіцієнт $\eta = 1,05 - 1,1$ ураховує припливи тепла до шаф холодильника під час відчинення дверей; F – площа поверхні шару теплоізоляції всередині шафи; Δt – перепад температури між зовнішньою і внутрішньою поверхнями шаф холодильного апарату (для поверхні позаду холодильника беруть $t_{оі} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, для днища $t_{оі} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$); K – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплоізоляції із пінополіуретану товщиною $\delta = 0,036 - 0,06 \text{ м}$, для якого питома теплопровідність $\lambda_{іі} = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

за температури навколишнього середовища $t_{оі} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, та такий, що враховує теплопередачу контактом із зовнішнім покриттям залізом і внутрішнім – з полістиролу:

$$K = 1 / (1 / \alpha_1 + \delta / \lambda_{іі} + 1 / \alpha_2). \quad (9)$$

Тепловіддачу ззовні до холодильної шафи враховує коефіцієнт α_1 , всередину – α_2 . У загальному вигляді $\alpha_{1;2} = \alpha_\kappa + \alpha_\varepsilon$. Коефіцієнти тепловіддачі конвекцією становлять: з поверхні охолодження до навколишнього повітря

$$\alpha_\kappa = Nu \cdot \lambda_m / \ell, \quad (10)$$

випромінюванням

$$\alpha_\varepsilon = \varepsilon \cdot c_0 \cdot 10^{-8} \left[(t_{cm} + 273)^4 - (t_{оі} + 273)^4 \right] / (t_{cm} - t_{оі}). \quad (11)$$

При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α_1 зовнішню температуру поверхні стінки шафи беруть меншою $t_{cm} = t_{оі} - 2 \text{ }^\circ\text{C}$ і, навпаки, для α_2 всередині шафи – більшою $t_{cm} = t_{оі} + 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Допоміжний коефіцієнт $\varepsilon = 0,9$ – для зовнішньої поверхні охолодження та $\varepsilon = 0,92$ – для внутрішньої поверхні шафи. Критерій Нусельта, що є додатком до коефіцієнта тепловіддачі конвекцією за визначальної температури повітря $t_m = (t_{cm} + t_{оі}) / 2$ для горизонтальних поверхонь становить $Nu = 0,72 (Gr \cdot Pr)^{0,25}$, для вертикальних поверхонь – $Nu = 0,517 (Gr \cdot Pr)^{0,25}$. Визначальний розмір ℓ для вертикальних площин дорівнює їх висоті, а для горизонтальних поверхонь – їх найменшій довжині.

Вилучення тепла, що утікає до камер холодильника з навколишнього середовища, здійснюється шляхом поглинання парами хладону низького тиску і температури, утвореними у випарнику замкненої тепло механічної системи із масовою його витратою $G = Q / r$ ($\kappa\text{г} / \text{год}$).

Після розрахунку тепла, що утікатиме до камер холодильника із зовнішнього середовища, та визначення масової витрати холодильного агента, виконується розрахунок трубопроводів тепло механічної системи, гідравлічний розрахунок і обирається компресор з відповідною холодильною продуктивністю.

Потужність, яку споживатиме електричний двигун привода компресора, залежатиме: від об'ємних витрат хладону V , ($\text{м}^3 / \text{с}$); підвищення тиску, утвореного компресором ΔP , (Па), що дорівнюватиме гідравлічному опору тепло механічної системи, та від коефіцієнта корисної дії компресора η_κ , тобто

$$N = V \cdot \Delta P / \eta_\kappa. \quad (12)$$

Із урахуванням викладеного вище, в табл. 1 і 2 зведено результати розрахунку утікень тепла до шаф холодильника типу КШД-260 із об'ємом морозильної шафи 40 дм³.

Використаний розрахунок можна вважати усередненим для будь-якого побутового вітчизняного холодильника однакового об'єму, однаковою теплоізоляцією, холодильним агентом тощо. Практика розрахунків теплового потоку $Q_{\text{вн}}$, привнесеного у шафи від розміщених у них об'єктів охолодження та на мережі трубопроводів тепломеханічної системи, як викладено у [7], показує, що разом вони не перевищують 50 % від загального утікання тепла із зовнішнього середовища $Q_{\text{заг}}$. Звідси загальні приплив тепла всередину діючого об'єму шаф компресійного холодильного приладу становлять

$$Q_{\text{заг}} = 59,18 + 24,59 = 83,79 \text{ (Вт)},$$

яким відповідає найближчий більший за потужністю виробленого холоду компресор типу ФГ-0,125 (145 ккал/год), із холодильною продуктивністю $Q_{\text{х}} = 99,76 \text{ Вт}$ за температури холодильного агента на вході у випарник шафи морозильної мінус 28 °С (для забезпечення режиму заморожування при мінус 24 °С, в каналах випарника температура повинна бути не вище мінус 28 °С).

Таблиця 1 – Приплив тепла $Q_{\text{ШО}}$ до шафи охолодження

Шлях припливу тепла	F , м ²	K , Вт/(м ² К)	Δt , °С	Q , Вт
Через бокові стіни	1,01	0,627	25 - 5	12,7
Через задню стінку	0,48	0,615	35 - 5	8,87
Через днище	0,34	0,615	35 - 5	6,27
Через двері	0,64	0,627	25 - 5	8,03
Через перегородку із шафою морозильною	0,25	0,472	5 - (-24)	3,42
Через ущільнення	0,06	0,941	25 - 5	1,13
Приплив тепла від нещільності дверного створу та під час відчинення дверей – до 10 % від $Q_{\text{ШО}}$				3,4
Усього приплив тепла до шафи охолодження				37

Таблиця 2 – Приплив тепла $Q_{\text{ШМ}}$ до шафи морозильної

Шлях припливу тепла	F , м ²	K , Вт/(м ² К)	Δt , °С	Q , Вт
Через бокові стіни	0,27	0,396	25 - (-24)	5,25
Через задню стінку	0,15	0,396	35 - (-24)	3,51
Через днище	0,25	0,396	25 - (-24)	4,85
Через двері	0,17	0,450	25 - (-24)	3,74
Через перегородку з шафою охолодження	0,25	0,472	5 - (-24)	3,42
Через ущільнення	0,01	0,725	25 - (-24)	0,356
Приплив тепла від нещільності дверного створу та під час відчинення дверей – до 5 % від $Q_{\text{ШМ}}$				1,06
Усього приплив тепла до шафи морозильної				22,2
Підсумкове утікання тепла до шаф побутового холодильника КШД -260 із об'ємом морозильної камери 40 дм ³				59,2

Припускаючи від'ємне відхилення показчика вироблення холоду $Q_{\text{х}}$ у серійних компресорів до 10 %, а також беручи до уваги, що агрегат працює з коефіцієнтом корисної дії 0,8 – 0,85, вважаємо, що компресор ФГ-0,125 забезпечуватиме режим заморожування. Його холодильна продуктивність $Q_{\text{х}}$ за температури випаровування холодильного агента мінус 25 °С (у режимі зберігання температура на стінці випарника повинна бути не вище мінус 23 °С) становитиме 116 Вт, і при цьому в холодильному циклі повинно обертатися 2,8 кг/год. холодильного агента – фреону.

З урахуванням деяких від'ємних відхилень супутніх показчиків під час вироблення холоду на 10 % у напрямку його можливого зменшення, ефективну продуктивність компресора одержимо на рівні $Q_{\text{х}} = 116 \cdot 0,9 = 104,5 \text{ Вт}$, а масу холодильного агента, що циркулює, – $G = 2,8 \cdot 0,9 = 2,52 \text{ кг/год}$.

Для достовірної оцінки досконалості обраного герметичного компресора у методиці його вибору доцільно враховувати можливе підвищення температури кипіння $t_{\text{об}}$ холодильного агента від температури вбудованого електродвигуна.

Відтак для обраного за прототип холодильника-морозильника типу КШД-260 із розрахунковою температурою кипіння фреону у випарнику морозильника $t_{\text{об}} = -23^{\circ}\text{C}$, або $t_{\text{об}} = 250,15^{\circ}\text{K}$, та межовим значенням температури за класом ізоляції обмотувального дроту котушок статора і пазів електричного двигуна (найгірша ізоляція класу А витримує температуру $t_{\text{Ад}} = 105^{\circ}\text{C}$, або $t_{\text{Ад}} = 378,15^{\circ}\text{K}$) відносно перевищення температури його поверхонь над температурою кипіння холодильного агента становить

$$\bar{\theta}_1 = \theta_1 / t_{\text{об}}.$$

$$\bar{\theta}_1 = (378,15 - 250,15) / 250,15 = 0,492.$$

Якщо навантаження компресора є нижчим за номінальне, то нижчим є навантаження й електричного двигуна і, як наслідок, є нижчим його температура та відносне перевищення температури поверхонь електродвигуна. Так, під час пуску охолодженого електричного двигуна компресора його температура дорівнює температурі зовнішнього середовища $t_{\text{о.с.}} = 32^{\circ}\text{C}$ і відносне перевищення температури поверхонь електродвигуна становить $\bar{\theta}_1 = 0,221$. Одержані значення відносного перевищення температур порівняно з наведеними у [8] постають на порядок вище. Оскільки ця величина фізично залежить від кількості тепла $Q_{\text{Ад}}$, що відводиться всмоктуваною парою холодильного агента від вбудованого у герметичному компресорі електричного двигуна, і повинна бути співвіднесена з теплом $Q_{\text{заг}}$, що відводиться теплообмінним конденсатором від об'єкта охолодження з температурою $t_{\text{х}}$ у більш тепле зовнішнє середовище з температурою $t_{\text{о.с.}}$ унаслідок роботи A електричного двигуна, визначимо її у вигляді виразу, наведеного в [9]

$$\bar{\theta}_1 = \frac{Q_{АД}}{Q_{зая}} \cdot \frac{Q_{зая}}{G_a c_p t_{об.}} = \frac{\bar{q}_{АД}}{q_{зая}}, \quad (14)$$

де $\bar{q}_{АД} = Q_{АД}/Q_{зая}$ – питома холодильна продуктивність електричного двигуна;

$\bar{q}_{зая} = (c_p \cdot t_{об.})/q_{зая}$ – термодинамічна характеристика сухої ненасиченої пари холодильного агента в області його всмоктування компресором.

Якщо, наприклад, у типовому холодильнику-морозильнику КШД-260 застосовано електричний двигун із корисною потужністю на валу $P_2 = 140 \text{ Вт}$ і коефіцієнтом корисної дії $\eta_{АД} = 0,76$, то споживана ним з електромережі потужність становить

$$P_1 = P_2 / \eta_{АД} \\ P_1 = 140 / 0,76 = 184,2 \text{ (Вт)}.$$

Таким чином, тепловий потік, що дорівнює втра-там електричної потужності в електричному двигуні й виноситься компресором разом із загальним тепловим потоком до теплообмінного конденсатора, становитиме

$$\Delta P = Q_{АД} = P_1 - P_2 \\ \Delta P = Q_{АД} = 184,2 - 140 = 44,2 \text{ (Вт)}.$$

Для винесення такого теплового потоку $Q_{АД}$ до конденсатора, визначимо масову продуктивність компресора G_k з холодильним агентом – фреоном R12 протягом інтервалу однієї години. Теплоємність фреону R12 за незмінного тиску та температури кипіння $t_{об.} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$, або $t_{об.} = 250,15 \text{ }^\circ\text{K}$, дорівнює $c_p = 0,57 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$ і в діапазоні температур його кипіння ($-80 - 80$) $^\circ\text{C}$ змінюється від 0,47 до 0,74 $\text{кДж / (кг} \cdot \text{K)}$. Після підстановки визначених величин до рівняння масової продуктивності компресора одержимо

$$G_k = \frac{Q_{АД}}{\bar{\theta}_1 \cdot t_{об.} \cdot c_p} \\ G_k = \frac{44,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3600}{0,492 \cdot 250,15 \cdot 0,57} = 2,27 \text{ (кг)}.$$

що на 10 % нижче його значення, одержаного на початку розрахунку масової продуктивності компресора холодильника-морозильника КШД-260, а саме $G_k = 2,52 \text{ кг}$. Така розбіжність знаходиться в межах започаткованих на початку аналізу відхилень і може вважатися припустимою.

Оскільки втрати потужності в електричному двигуні компресора $Q_{АД} = P_1(1 - \eta_{АД})$, питома холодильна продуктивність електродвигуна становитиме

$$\bar{q}_{АД} = \frac{P_1(1 - \eta_{АД})}{Q_{зая}} = \frac{1 - \eta_{АД}}{\varepsilon_e}, \quad (15)$$

де $\varepsilon_e = Q_{зая}/P_1$ – електричний холодильний коефіцієнт, або коефіцієнт корисної дії холодильного циклу. За відомою величиною відносного перегрівання $\bar{\theta}_1$ можна визначити коефіцієнт корисної дії герметичного компресора:

$$\eta_k = \frac{1}{(1 + \bar{\theta}_1)}. \quad (16)$$

Для наведеного прикладу КШД-260 він знаходиться у межах $0,67 \leq \eta_k \leq 0,82$, що відповідають гарячому електричному двигуну привода компресора за максимального навантаження – найменші значення, та його пуску охолодженням – найбільші значення, тобто залежить від режиму роботи двигуна. Рекомендовані у [9] його значення для побутових холодильників у межах $0,93 \leq \eta_k \leq 0,98$, як це впливає із попереднього аналізу, завищені в середньому на 22 %, а тому обрані електричні двигуни для привода компресорів побутових холодильних машин працюють перевантаженими за потужністю і за температурою, обумовленою завищеними втратами електричної потужності в обмотці статора і з магнітними втратами в сталі ротора та статора.

Роблячи такий висновок, потрібно враховувати істотну ознаку термодинамічного циклу холодильної машини з герметичним компресором, а саме те, що склад пари хладону біля входу до компресора і до циліндра неоднаковий. Якщо у патрубок, через який герметичний компресор всмоктує пару хладону, вона надходить вологою, то електричний двигун охолоджується рідиною фреону, що випаровується за незмінного тиску в герметичному корпусі компресора (на рис. 1 область 1"-1). Під час всмоктування вологої пари холодильна продуктивність хладону, наприклад R12, зменшується відповідно до рекомендацій [8] за виразом вигляду

$$q_{зая}^* = 0,502t_{об} - 1,05t_k + 306. \quad (17)$$

Зменшується також і відносне перегрівання хладону $\bar{\theta}_1 = \bar{q}_{АД} / \bar{q}_{зая}$.

Робота компресора «вологим ходом» доцільна у випадку герметичного його виконання, і за потреби здійснюється інтенсивне охолодження компресора та його електричного двигуна з метою забезпечити їх тривалій роботи на відмову. У цьому разі, як у крайньому випадку, застосовують примусову подачу вологої пари хладону до компресора шляхом його вприскування у патрубок усмоктування, але це небезпечно або пов'язано з винесенням мастила із компресора у холодильну систему, і від так не застосовується у побутових холодильних приладах. Так, для застосованого як приклад холодильника-морозильника КШД-260, що працює на фреоні R12, холодильна продуктивність сухої пари хладону за виразом (17) становить



$$\begin{aligned} \bar{q}_{\text{заг}} &= 0,502 \cdot 250,15 - 1,05 \cdot 313,15 + \\ &+ 306 = 102,77 \quad (\kappa\text{Дж} / \kappa\text{г}), \end{aligned}$$

а термодинамічна характеристика сухої ненасиченої пари під час усмоктування до компресора дорівнює

$$\begin{aligned} \bar{q}_{\text{заг}} &= \frac{c_p t_{\text{об}}}{q''_{\text{заг}}}. \\ \bar{q}_{\text{заг}} &= \frac{0,57 \cdot 250,15}{102,77} = 1,387. \end{aligned}$$

Оскільки одержані значення $\bar{q}_{\text{заг}} > 1$ то, згідно з рекомендаціями [9], застосування вологого ходу на фреоні R12 у побутових компресійних холодильниках є недоцільним.

ВИСНОВОК

Підсумовуючи, можна визначити, що виконаний теоретичний аналіз щодо уточнення значень коефіцієнта корисної дії компресора холодильної машини потребує всебічної перевірки шляхом проведення експериментальних випробувань. Останні тісно пов'язані із вимірами температури, розробленням відповідних вимірювальних приладів для застосування їх як за прямим призначенням, так і під час розроблення приладів для визначення еквівалента теплового потоку за непрямою ознакою – градієнтом температури.

Refrigeration machine with hermetic compressor thermodynamic cycle research

Yu. V. Baydak¹⁾,

¹⁾ *Electrical engineering and Electrotechnologies Department, Institute of Refrigeration, Cryotechnology and Ecoenergetics, Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Noble Str., 65082, Odessa, Ukraine*

The article analyses the peculiarities of thermodynamic work cycle of the refrigerating machine with hermetic compressor. The calculations of heat leakage from the environment to the compression refrigeration device current volume have been highlighted. Theoretical clarification of magnitudes of refrigerant vapor overheating after its suction into hermetic compressor from direct contact with the surfaces of the electric motor was conducted. The following magnitudes were 10 times higher than the values initiated on the stage of compression refrigeration device design. The refrigerant vapors enter the compressor cylinder with a much lower density, resulting in significantly greater reduction in compressor refrigerating performance, reducing its efficiency not up to 5 % but to 22 % at electric motor compressor drive heating to operating temperature 95 °C and, as a consequence, leads to heat exchange condenser overloading on heat and to refrigerant mass consumption reduction during the refrigerating machine operating cycle, i.e. to 32 % refrigerating performance loss.

Key words: compression refrigerating equipment, thermodynamic cycle, hermetic compressor, electric motor, refrigerant, refrigerating performance.

Исследование термодинамического цикла холодильной машины с герметичным компрессором

Ю. В. Байдак¹⁾

¹⁾ *Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики Одесской национальной академии пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, 65082*

В статье рассматриваются особенности термодинамического цикла работы холодильной машины с герметичным компрессором, освещены вопросы расчета утечек тепла из окружающей среды с действующим объемом компрессионного холодильного прибора. Проведено теоретическое уточнение значений величин относительного перегрева пара хладагента после его всасывания в герметичного компрессора от непосредственного контакта с поверхностями электрического двигателя, которое оказалось более начатого при проектировании компрессионного холодильного прибора почти в десять раз.

Ключевые слова: компрессорный холодильный прибор, термодинамический цикл, герметичный компрессор, электрический двигатель хладагент холодопроизводительность.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мааке В. Учебник по холодильной технике / В. Мааке, Г. Ю. Эккерт, Ж. Л. Польмани; под ред. В. Б. Сапожникова; пер. с франц. – М.: МГУ, 1998. – 1142 с.
2. Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови: (ГОСТ 16317–95, ISO 5155–83, ISO 7371–85, IEC 335–2–24–84): ДСТУ 2295–93. – [Чинний від 1995–07–20] – К.: Держстандарт України, 1996. – 35 с.
3. Ландик В. И. Современные холодильники NORD / В. И. Ландик, А. Н. Горин. – СПб.: Наука и техника, 2003. – 144 с.
4. Бабакин Б. С. Бытовые холодильники и морозильники: справочник / Б. С. Бабакин, В. А. Выгодин. – [2-е изд.]. – М.: Колос, 2000. – 656 с.
5. Белов А. В. Конструирование устройств на микроконтроллерах / А. В. Белов. – СПб.: Наука и Техника, 2005. – 256 с.
6. Титлов А. С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов и их экономическая эффективность / А. С. Титлов // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2007. – №9. – С. 9–17.

7. Канторович В. И. Основы автоматизации холодильных установок / В. И. Канторович, З. В. Подлипенцева. – М.: Агропромиздат, 1987. – 287 с.

8. Исследование и разработка двухкамерного холодильника КШД–260 с низкотемпературной камерой объемом не менее 40 дм³, с режимом замораживания продуктов и автоматической оттайкой: отчет по НИР / Одес. технол. ин-т холод. пром-ти. – № ГР 15.КО76/80, 5016. – Одеса, 1978. – 167 с.

REFERENCES

1. Maake V., Ekkert G. Yu., Polmani Zh. L. (1998). Uchebnyk po holodilnoy tehnike. M. MGU. 1142 p. [in Russian].

2. DSTU 2295–93. Priladi holodilni elektrichni pobutovi. Zagalni tehnicni umovi. (1995). 35 p. [in Ukrainian].

3. Landik V. I. (2003). Sovremennyye holodilniki NORD. SPb: Nauka i Tehnika. 144 p. [in Russian].

4. Babakin B. S. (2000). Bytovyie holodilniki i morozilniki: Spravochnik. M. Kolos. 656 p. [in Russian].

5. Belov A. V. (2005). Konstruirovaniie ustroystv na mikrokontrollerah. SPb. Nauka i Tehnika. 256 p. [in Russian].

6. Titlov A. S. (2007). Energoberezhenie. Energetika. Energoaudit. Vol. 9. Pp. 9 – 17. [in Russian].

9. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины / В. Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.

7. Kantorovich V. I., Podlipentseva Z. V. (1987). Osnovy avtomatizatsii holodilnyh ustanovok. M. Agropromizdat. 287 p. [in Russian].

8. Issledovanie i razrabotka dvuhkamernogo holodilnika KShD–260 s nizkotemperaturnoy kameroy ob'Yomom ne menee 40 dm³, s rezhimom zamorazhivaniya produktov i avtomaticheskoy ottaykoy. (1978). Otchet po NIR. Odes. tehnol. in–t holod. proi–sti. Vol. GR 15.KO76/80, 5016. Odesa. 167 p. [in Russian].

9. Yakobson V. B. (1977). Malyie holodilnyie mashiny. M. Pischevaya promyishlennost. 368 p. [in Russian].