

УДК 621.565

КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ПЕРЕВЕДЕННЯ ІСНУЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ НА ХОЛОДОАГЕНТИ ГРУПИ A2L

¹ С. М. Мольськийkriofor69@gmail.com

ORCID: 0009-0005-4363-8615

² О. С. Мольськийmolskiyalex@gmail.com

ORCID: 0009-0001-1413-2931

³ А. Л. Воронцоваvorontsova@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0002-6521-3424

¹ Громадська Спілка

«Холодильна асоціація України»,

03113, м. Київ, вул. Дружківська, 10, оф. 417

² Державний біотехнологічний

університет,

61000, м. Харків, вул. Алчевських, 44

³ Інститут енергетичних машин

і систем ім. А. М. Підгорного

НАН України,

61046, Україна, м. Харків,

вул. Комунальників, 2/10

Сучасні вимоги до холодильної техніки передбачають припинення використання систем з холодоагентами, що руйнують озоновий шар, а також поступове зменшення застосування холодоагентів із високим показником впливу на глобальне потепління. З огляду на сказане актуальним завданням сьогодення є заміна екологічно неприйняттого холодоагенту на нейтральний холодоагент до озону і з низьким потенціалом глобального потепління. Мета даної роботи – розроблення й демонстрація багатоваріантного підходу при аналізі зазначеної проблеми – заміни холодоагентів HCFC та HFC, на холодоагенти групи A2L із потенціалом глобального потепління нижче 500. Особлива увага приділена потенціалу підвищення продуктивності й енергоефективності холодильної системи. У статті розв'язано наступні задачі дослідження: визначено вплив заміни холодоагенту на роботу основних елементів системи; запропоновано засоби і методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи при заміні холодоагенту; розроблено методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи. Визначено основні змінення у роботі холодильної машини при заміні на холодоагент групи A2L, а саме встановлено, що при цьому змінюються показники компресора, потребується заміна мастила, необхідно враховувати вплив температурного глайду, а також змінення у роботі конденсатора та випарнику. Для підвищення холодопродуктивності холодильної машини запропоновано наступні засоби і методи: підбір холодоагенту, що може забезпечити необхідну холодопродуктивність; підвищення продуктивності компресора або частотним регулюванням, або встановленням додаткового компресора; мінімізація витрат тиску в трубопроводах гарячої пари і всмоктування; зменшення градієнту температур на конденсаторі й випарнику; зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатним охолодженням; додаткове переохолодження рідкого холодоагенту; оптимізація режимів роботи установки. Встановлено найбільш ефективний метод – зменшення перепаду температур між температурами конденсації та кипіння у найбільшій кількості годин річного циклу.

Ключові слова: холодоагент, температурний глайд, холодопродуктивність, потенціалом глобального потепління, адіабатне охолодження.

Вступ

Сучасні вимоги до холодильної техніки передбачають припинення використання систем із холодоагентами, що руйнують озоновий шар, а також поступове зменшення застосування холодоагентів із високим показником впливу на глобальне потепління. Будь-який витік першої групи холодоагентів створює умови для повного припинення експлуатації даної системи на вказаному холодоагенті через неможливість дозаправлення забороненою речовиною. Для власників таких систем існує два шляхи вирішення вказаної проблеми: перший – це повністю замінити холодильну систему з урахуванням заміни у довгостроковій перспективі синтетичних холодоагентів на природні, а саме на діоксид вуглецю, пропан або аміак. Крім зростання фінансових витрат, перехід на один із трьох природних холодоагентів вимагатиме додаткового нарощування уваги з боку експлуатуючого персоналу до безпеки холодильної системи. До того ж причиною посилення заходів безпеки є підвищені тиски при експлуатації систем на CO₂ (R744), особливо в період високих температур навколишнього середовища, висока вогнебезпечність пропану (R290) і крайня токсичність і вибухо-й вогнебезпечність аміаку NH₃ (R717). Крім того, подібна заміна буде істотно дорожчою за раніше придбані системи, але

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© С. М. Мольський, О. С. Мольський, А. Л. Воронцова, 2025

найнебажаніше для існуючих виробництв – необхідність зупинення виробництва на час демонтажу старої системи й монтажу і введення в експлуатацію нової.

Можлива альтернатива (другий шлях), яка вписується в чинне законодавство, менш небезпечна, і не така трудо- й капіталомістка, а головне, оперативна, – це заміна екологічно неприйнятної холодоагенту на нейтральний холодоагент до озону і з низьким потенціалом глобального потепління (ПГП). Пропонований варіант також не є абсолютно ідеальним рішенням, оскільки запропоновані альтернативні холодоагенти з точки зору займистості небезпечні, бо легкозаймисті. Варто додати, вони, з одного боку, не такі горючі, як пропан, бо спалахують при значно вищій концентрації, але з іншого – мають різний ступінь ПГП. Деякі досить близькі за показником до природних холодоагентів, інші ж з вищими показниками. Однак існує третій важливий факт, це деяка втрата продуктивності холодоагентів, що замінюються. Останній варіант може бути критично важливим для споживачів, оскільки безпосередньо пов'язаний з якістю холодильної обробки продукції, а втрата потужності холодоагентною системою – це порушення встановленого технологічного процесу.

Як відомо, холодильна система має значний потенціал підвищення встановленої холодопродуктивності. При правильному підході до заміни холодоагентів можна не тільки помітно наростити продуктивність, а і завдяки використанню різних технічних рішень знизити енергоспоживання системи, що, у свою чергу, дозволить знизити негативний вплив на екологію та знизити експлуатаційні витрати.

Огляд літератури

Питання переходу до нового покоління холодоагентів, безпечних за екологічними показниками і таких, які мають одночасно високу енергетичну ефективність, були предметом вивчення багатьох авторів [1–7]. У роботі [1] розглянуто проблему заміни (ретрофіту) заборонених холодоагентів альтернативними робочими речовинами, які не поступаються за своїми термодинамічними й експлуатаційними характеристиками холодоагентам, що замінюються. Запропоновано методіку, що реалізовано у вигляді пакета прикладних програм для робочих тіл, таких, як холодоагенти 134a та R410A.

Процедура ретрофіту холодоагенту актуальна для холодильного обладнання, що перебуває в експлуатації. Беручи вказане до уваги, у роботі [6] розглядалися спліт-кондиціонери як найбільш поширені системи у суспільстві, що активно експлуатуються. Запропоновано заміну холодоагентів групи HFC, наприклад R410a, який є зеотропним холодоагентом, на R32. За результатами експериментального дослідження й проведеного аналізу зроблено висновок, що в тій самій системі холодоагент R32 підходить як холодоагент для заміни холодоагенту R410a зі зниженням холодильного коефіцієнта термотрансформації (COP) приблизно на 4%.

У дослідженні [7] оцінюється продуктивність побутового кондиціонера із використанням R32 для заміни R410A. Однією з найбільших проблем під час ретрофіту є визначення ідеальної маси холодоагенту, яка, зрештою, приведе до оптимальної продуктивності системи. Експерименти проводилися із застосуванням спліт-кондиціонера потужністю 2,5 кВт. Результати показали, що заміна R410A на R32 знижує COP. Отже, автори [7] не рекомендують заміну R410A на R32 в кондиціонерах, розроблених для R410A.

У роботі [8] представлено експериментальне дослідження характеристик теплопередачі при випаровуванні зеотропної суміші R407C і квазізеотропної суміші R410A через гладку трубку малого діаметра. Результати показали, що R410A має кращий коефіцієнт теплопередачі, ніж R407C.

Для оцінки впливу охолоджувального навантаження на продуктивність побутового спліт-кондиціонера було проведено експериментальне дослідження в роботі [9] шляхом заміни холодоагенту R22 на вуглеводневий холодоагент (HCR22) під час модернізації. Згідно з результатами показують в R22 COP зростає зі збільшенням навантаження на охолодження (0 Вт, 1000 Вт, 2000 Вт і 3000 Вт) на 16,10%, 12,66%, 16,56% і 19,99% відповідно. Крім того, експериментальні дані доводять, що HCR22 має кращу продуктивність порівняно з R22, а це вказує на те, що HCR22 можна використовувати для модернізації існуючого RSAC з R22.

Як видно з огляду літератури, роботи присвячені переважно експериментальним дослідженням, носять локальний характер стосовно спліт-систем малої потужності, а отже, не можуть бути поширені на інші системи. До того ж у роботах, крім [10], не розглядаються холодоагенти групи A2L. Таким чином, актуальним питанням залишається розроблення підходу до заміни на озонобезпечні холодоагенти існуючих холодильних систем різної потужності, що знаходяться в експлуатації.

Мета й задачі дослідження

Мета даної роботи – розроблення й демонстрація багатоваріантного підходу при аналізі окресленої проблеми – заміни холодоагентів HCFC та HFC на холодоагенти групи A2L із ПГП нижче 500. Особлива увага приділена потенціалу підвищення продуктивності й енергоефективності холодильної системи.

Завдання дослідження:

- визначити вплив заміни холодоагенту на роботу основних елементів системи;
- запропонувати засоби і методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи при заміні холодоагенту;
- розробити методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи.

Показники, які враховують при заміні холодоагентів

При переведенні холодильної системи на новий холодоагент слід враховувати різні показники, такі, як: потенціал озоноруйнації; ПГП; температурний гістерезис – глайд, сумісність із певним типом мастила; група з токсичності й безпеки, нижня межа займання. Кожен із згаданих показників є серйозною умовою для використання конкретного холодоагенту.

Варто зауважити, що нині застосування систем, в яких розглядається холодоагент з відмінним від 0 показником потенціалу озоноруйнації, заборонено.

Показник ПГП вказує міру впливу різних газів на глобальне потепління. За одиницю приймається вплив 1 т CO_2 . Ефект від викиду в атмосферу Землі 1 т конкретного газу еквівалентний викиду 1 т CO_2 , помножений на показник ПГП цього газу. Через поширення холодоагентів із низьким ПГП все більше з'являється продуктів, які класифікуються як займисті. Усі доступні в даний час холодоагенти з ПГП < 500, за винятком CO_2 (R744), є паливними, а деякі з них, наприклад аміак (R717), ще й токсичні. Існує план поетапного скорочення холодоагентів із високим ПГП, за яким після 2030 р. слід розглядати холодоагенти з показником менше 500 (рис. 1).

Наявність температурного гістерезису (глайда) означає розбіжність при однаковому тиску температур компонентів холодоагентів сумішей. Це, у свою чергу, впливає на роботу теплообмінного обладнання й створює певні труднощі при налагодженні й сервісі системи. Зміна типу мастила в холодильному контурі створює високі вимоги до очищення системи при заміні холодоагенту.

Категорія безпеки показує ступінь токсичності й займистості холодоагенту, що, можливо, вимагатиме особливої уваги до обсягів заправки холодоагенту, заміни певних елементів додаткових пристроїв безпеки.

Класифікація холодоагентів з точки зору безпеки виконується за стандартом ASHRAE 34 на підставі показників їх токсичності й займистості, отриманих під час стандартизованих випробувань. Вона визначає дві категорії токсичності холодоагентів – А та В. До категорії А належать нетоксичні холодоагенти, категорії В – токсичні. Для класифікації займистості

холодоагентів виділено чотири групи: 1, 2L, 2, 3. Чим більше число, тим легше займається холодоагент. До категорії A2L відносять нетоксичні важкозаймисті холодоагенти, наприклад, R-1234yf, R-454C, R-455A. Вони відрізняються нижчою займистістю і набагато меншою швидкістю горіння, ніж легкозаймисті холодоагенти A2 і дуже займисті A3 (R290). Врахування різних критеріїв дозволяє скласти остаточну класифікацію, представлену на схемі (рис. 2).

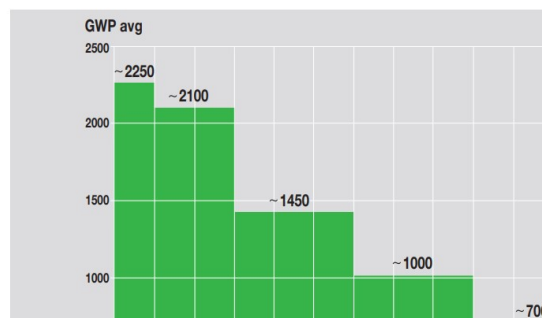


Рис. 1. Діаграма. Теоретичне середнє значення ПГП за рахунок поетапного виведення з обігу з 2015 по 2030 роки [11]



Рис. 2. Схема. Токсичність та займистість [12]

Зміни в холодильній машині при заміні холодоагенту

Для моделювання роботи системи використовується програма одного з провідних виробників компресорів Bitzer [13]. Як модель для дослідження взято шестициліндровий напівгерметичний компресор 6FE-44Y. Як базовий холодоагент, що підлягає заміні, розглядається R22, а як альтернативний – R454C (табл. 1). Саме цей холодоагент має низький ППІ<500 (148), не є токсичним і входить до групи важкозаймистих (A2L). Відповідно до даних заводу-виробника саме з цим холодоагентом може працювати компресор 6FE-44Y і мати найкращі характеристики продуктивності у порівнянні з іншими холодоагентами групи A2L [14].

Таблиця 1. R22 й альтернативні холодоагенти [13]

	R22	R407C	R422D	R438A	R290	R127
Group	HCFC	HFC	HFC	HFC	HC	HC
Components		R32/ 125/ 134a	R125/ 134a/ 600a	R32/ 125/ 134a/ 600/ 601a		
Application max (°C)	12	12	0	0	12	12
Application min (°C)	-45	-25	-40	-40	-40	-40
Appl. 2-stage max (°C)	-20				-20	-20
Appl. 2-stage min (°C)	-50				-55	-55
Oil 1	MO	POE	POE	POE	PAO	PAO
Oil 2	AB	PVE	PVE	PVE	PAG	PAG
Oil 3					POE	POE
Normal boiling point (°C)	-40,7	-43,8	-43,2	-42,3	-42,1	-47,6
Normal dew point (°C)	-40,7	-36,7	-38,3	-35,7	-42,1	-47,6
Temperature glide (K)	0	7,1	4,9	6,6	0	0
Crit. temp. (°C)	96	86	78	83	97	91

Перш ніж робити заміну, слід переконаватися у сумісності конкретного холодоагенту з цією моделлю компресора. Особливу увагу треба приділити заходам підвищення холодопродуктивності, покращенню енергоефективності й безпеки при роботі з холодоагентами групи A2L. Безпечові заходи стосуються усього електричного обладнання (ТЕНів повітроохолоджувачів, підключення моторів вентиляторів і компресора, електричних щитів) і систем реагування на можливі витoki пожежонебезпечного холодоагенту.

Далі крок за кроком розглянемо вплив на основні елементи й роботу холодильної машини в цілому при переході на холодоагенти групи A2L.

Вибір мастила при переході на холодоагенти групи A2L

У табл. 1 показані характеристики R22 і його альтернативні холодоагенти. При заміні слід звернути увагу на тип мастила – мінеральне або напівсинтетичне, що відрізняється від використовуваних групою A2L синтетичних мастил. Сумісність мастильних матеріалів суворо регламентована (табл. 2). Максимальний допустимий вміст мінерального мастила в синтетичному не повинен перевищувати 1% [15]. Тому після видалення із системи старого мінерального мастила треба якісно промити систему спеціальними рідинами для видалення його залишків та інших забруднень. Шланги й вимірювальний інструмент, що підключається до системи, повинні бути чистими і не містити залишків мінерального мастила.

Таблиця 2. Мастильні матеріали для компресорів [14]

6.4 Overview lubricants

	Traditional oils				
	Mineral oil (MO)	Alkylbenzene (AB)	Mineral oil + alkylbenzene	Polyalpha-olefin (PAO)	Polyester (POE)
(H)CFC					Δ+VG
Service blends with R22					Δ+VG
HFC + blends					
HFC/HC blends					
HFO+HFO/HFC blends					AD
Hydrocarbons	VG	VG	VG	VG	VG

Через високу гігроскопічність синтетичних мастил операцію вакуумування слід виконувати особливо ретельно.

Необхідно якісно проводити зварювальні роботи при додаванні до системи додаткових елементів, а також використовувати фільтри тонкого очищення на всмоктуванні компресора. Заміні підлягають фільтри-осушувачі й індикаторні оглядові очі з урахуванням нового холодоагенту й мастила.

Змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L

При заміні різні холодоагенти забезпечуватимуть відмінну холодопродуктивність, яку при однакових температурних режимах кипіння й конденсації забезпечуватиме компресор. Для компресора 6FE-44Y при заміні R22 на R454C холодопродуктивність знизиться орієнтовно на 20% на режимах, зазначених у табл. 3. За однакових умов COP компресора зменшиться на 9,4%. Проте зміни, які також торкнуться теплообмінного обладнання, змінять це співвідношення. Головною причиною цього буде температурний глайд R454C.

Таблиця 3. Показники компресора 6FE-44Y з R22 та R454C на однакових режимах

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура кипіння t_{ev} , °C	-5	-5
Температура конденсації t_{cond} , °C	45	45
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6
Частота обертів $freq$, Гц	50	50
Холодопродуктивність Q , кВт	93,8	78,1
Споживання компресора N , кВт	33,4	30,5
Навантаження на конденсатор QN , кВт	128	110
COP	2,80	2,56

Вплив температурного глайду

Деякі холодоагенти, що є сумішшю кількох хімічних речовин, можуть мати температурний гістерезис (глайд) – розбіжність (ковзання) температур сполук при однаковому тиску у процесі фазових переходів. У табл. 1 були показані холодоагенти з глайдом 7,1 K (R407C), 4,9 K (R422D), 6,6 K (R438) і 7,81 K (R454C). Це максимально можливі розбіжності температур фазових переходів. Залежно від конкретних тисків значення можуть бути трохи меншими. Тому заправка і дозаправка системи має проводитися тільки в рідкій фазі [15]. При роботі з такими холодоагентами не можна за показанням манометра визначити температуру холодоагенту у випарнику або конденсаторі. Довідкова література й розрахункові програми дають для конкретного тиску дві різні температури: температуру точки роси (кінцеву температуру пари при кипінні або початку конденсації) і температуру закипання (початкову температуру кипіння або кінцеву температуру при конденсації). Це впливає на: продуктивність теплообмінного обладнання (випарників і конденсаторів), на налаштування терморегулюючого вентиля (ТРВ), на аналіз роботи й продуктивність усієї системи.

Особливості роботи конденсатору при заміні холодоагенту

Різниця в роботі конденсатора при температурному глайді виглядає наступним чином (табл. 4). Для холодоагенту R454C при тиску 16,54 бар конденсація почнеться при температурі 45 °C. Для холодоагенту з нульовим глайдом конденсація проходить за однакової температури, наприклад, при 45 °C. Натомість зменшення температури в конденсаторі нижче 45 °C говорить про переохолодження рідини. Для R454C конденсація парів закінчиться при 38,3 °C, і тільки після цієї температури, при подальшому її зниженні, почнеться переохолодження рідкого холодоагенту. При цьому потужність конденсатора внаслідок зниження середньої логарифмічної температури зменшиться. І при однаковому перепаді температур між навколишнім середовищем і початком конденсації замість 128 кВт при холодоагенті R22 забезпечить лише 84 кВт при холодоагенті R454C. Навіть з урахуванням загальної втрати продуктивності компресором тиск конденсації трохи підвищиться.

Таблиця 4. Показники компресора (6FE-44Y) на R22 та R454C з урахуванням зміни Δt на конденсаторі та випарнику

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура кипіння t_{ev} , °C	-5	-3
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6
Частота обертів $freq$, Гц	50	50
Холодопродуктивність Q , кВт	93,8	82,0
Споживання компресора N , кВт	33,4	32,1
Навантаження на конденсатор QN , кВт	128	115
COP	2,80	2,55

Зміни в роботі випарника при заміні холодоагенту

Більш серйозні зміни відбуваються у випарнику. Якщо знехтувати втратами тиску в теплообмінному устаткуванні, трубопроводах й арматурі, то картина буде наступною. Для холодоагенту R454C при

тиску у випарнику 3,821 бар температура початку кипіння холодоагенту на лінії кипіння буде $-12,8^{\circ}\text{C}$, температура на виході з розширювального клапана – $-10,3^{\circ}\text{C}$, точка роси на лінії кипіння – -5°C , температура виходу з випарника дорівнюватиме 1°C при перегріві 6 К, температура на вході у клапан компресора на стороні всмоктування з урахуванням повного перегріву – 8 К, компресора – 3°C .

Таким чином, якщо при холодоагенті R22 температура кипіння у випарнику була -5°C при постійному тиску 4,22 бар (абс.) і не змінювалася поки не википіла вся рідка фракція, то у випадку з R454C при постійному тиску 3,957 бар, що відповідає точці роси на лінії кипіння -4°C , температура у випарнику у процесі кипіння змінюється від $-10,3^{\circ}\text{C}$ до -5°C . Потенціал продуктивності випарника на такому режимі зростає з 93,8 кВт на R22 до 118 кВт на R454C. Проте, враховуючи те, що продуктивність компресора менша за вказану величину, слід очікувати зниження перепаду температур точки роси на випарнику з -5°C до -3°C .

Таким чином, робота зі зміною холодоагенту впливає на характеристики теплообмінного обладнання, що, у свою чергу, позначається на показниках роботи холодильної машини в цілому (табл. 5).

В табл. 5 наведено дані для точок, які зображені на схемі холодильної машини та діаграмі холодильного циклу (рис. 3), за наступних умов: переохолодження в конденсаторі 1 К; додаткове переохолодження 0 К; перегрів у випарнику 6 К; перегрів після випарника 2 К; втрата тиску на лінії всмоктування еквівалентно 0 К; втрата тиску на лінії нагнітання еквівалентно 0 К.

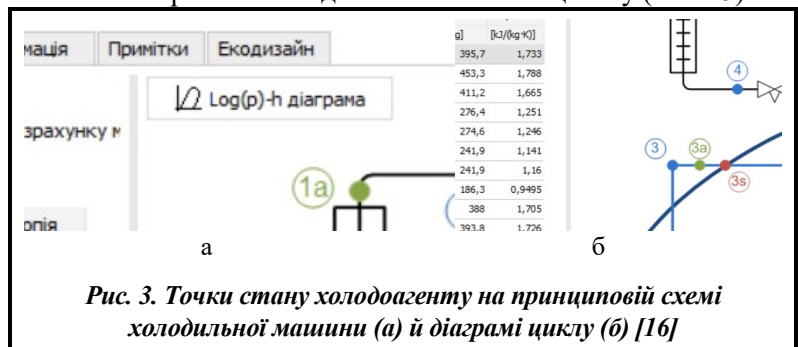


Рис. 3. Точки стану холодоагенту на принциповій схемі холодильної машини (а) й діаграмі циклу (б) [16]

Таблиця 5. Показники холодильної системи на R454C

Точка	Процеси в елементах системи	Температура, $^{\circ}\text{C}$		Тиск (абс.), бар	
		1	2	1	2
1	Всмоктування компресором	3	5	3,821	4,096
2	Нагнітання компресором	73,7	75,2	16,54	17,44
2s	Точка роси на лінії конденсації	45,0	47,1	16,54	17,44
3s	Закінчення конденсації на лінії конденсації	38,3	40,5	16,54	17,44
3a	Вихід з конденсатора	37,3	39,5	16,54	17,44
3	Вхід у ТРВ (з урахуванням додаткового переохолодження)	37,3	39,5	16,54	17,44
4	Вихід з ТРВ	-10,3	-8,2	3,821	4,096
4s	Мінімально можлива температура кипіння	-12,8	-10,8	3,821	4,096
1s	Точка роси на лінії кипіння	-5	-3	3,821	4,096
1a	Вихід з випарника	1	3	3,821	4,096

Методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи

Незважаючи на те, що підвищення продуктивності випарника дає можливість системі працювати з більшою продуктивністю, ніж на передбачуваних показниках, система з холодоагентом R454C все одно матиме на 13% меншу за проектну холодопродуктивність.

Існує не менше семи напрямів підвищення холодопродуктивності холодильної системи:

1. Підвищення продуктивності компресора:

- частотним регулюванням;
- додатковим компресором.

2. Підбір холодоагенту, що може забезпечити необхідну холодопродуктивністю

3. Мінімізація витрат тиску (ΔP) в трубопроводах гарячої пари і всмоктування:

- зменшенням лінійних втрат;
- зменшенням місцевих втрат.

4. Зменшення градієнта температур (ΔT) на конденсаторі й випарнику:

- збільшенням площі теплообміну;
- підвищенням коефіцієнта тепловіддачі.

5. Зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатним охолодженням:
 - одноступеневе охолодження;
 - двоступеневе охолодження.
6. Додаткове переохолодження рідкого холодоагенту:
 - за допомогою теплообмінників;
 - за допомогою холодильних машин.
7. Оптимізація процесів:
 - збільшення коефіцієнта робочого часу холодильної машини;
 - зменшення теплових навантажень на холодильну систему.

Підвищення холодопродуктивності компресора

Одним із досить доступних методів підвищення холодопродуктивності компресора є використання частотного перетворювача (інвертора), який шляхом зміни обертів мотору може змінювати об'ємну продуктивність. Встановлення зовнішнього перетворювача частоти обертів можлива за трьох умов. Перша: при збільшенні обертів двигун не повинен споживати струм, вищий за той, що зазначив виробник компресора. Друга: система змащування в компресорі має бути розрахована на використання інвертору, особливо при зменшенні обертів, коли можливе погіршення якості змащування елементів тертя. Третя: зменшення обертів може погіршити якість охолодження обмоток двигуна парною, що всмоктується. У цілому виробники вказують в характеристиках обладнання можливість використання конкретного компресора з перетворювачем частоти, діапазон регулювання продуктивності, максимальний робочий струм. Розрахункові програми дають можливість оцінити ефект, який частотний перетворювач дає за конкретних умов. Треба брати до уваги те, що цей метод має низку переваг і недоліків. Серед переваг, крім підвищення холодопродуктивності, це можливість плавного регулювання потужності залежно від теплового навантаження на компресор, значне зменшення пускових струмів. Недолік цього методу – додаткове

споживання електричної енергії самим частотним пристроєм (приблизно 5% від споживання компресора) і зменшення загального COP унаслідок відповідного збільшення Δt на теплообмінниках. Потенціал – підвищення продуктивності компресора 6FE-44Y завдяки інвертору до 40%. Треба зазначити, що збільшення продуктивності компресора не теж саме, що збільшення продуктивності холодильної машини в цілому, бо такі зміни впливають на роботу теплообмінного обладнання (зріст температурних градієнтів) і збільшення втрат тиску в трубопроводах та інших елементах гідравлічного контуру. Із табл. 6 можна побачити, що збільшення частоти обертів на 20%, з 50 до 60 Гц, дає ефект підвищення загальної продуктивності холодильної машини на 13% стосовно попереднього рівня.

Якщо встановлення частотного перетворювача (ПЧ) неможливе, то в систему можна інтегрувати додатковий компресор відповідної потужності.

Використання іншого холодоагенту

Серед доступних до використання з конкретною моделлю компресора холодоагентів, на жаль, немає таких, щоб були в змозі підвищити холодопродуктивність до необхідного (початкового) рівня.

Мінімізація витрат в трубопроводах гарячої пари та всмоктування та елементах автоматики

Системи, у яких достатньо великі відстані між теплообмінним обладнанням і компресором, зазвичай мають лінійні втрати тиску на трубопроводах. Крім того, додаткові втрати тиску можуть бути на будь-яких елементах холодильної автоматики, що знаходяться на трубопроводах пари. При проектуванні припускають, що загальні втрати можуть бути до 2 К (еквівалентно). Зниження температури конденсації на 1 К збільшує холодопродуктивність компресора на 1,6–2,8% (табл. 7). Підвищення температури

Таблиця 6. Показники компресора (6FE-44Y) з урахуванням використання ПЧ

Показники	Холодоагент + пристрій		
	R22	R454C	R454C + ПЧ
Температура кипіння $t_{\text{evs}}, ^\circ\text{C}$	-5	-3	-3,3
Температура конденсації $t_{\text{cond}}, ^\circ\text{C}$	45,0	47,1	48,6
Переохолодження рідини t_{sc}, K	1	1	1
Повний перегрів $\Sigma t_{\text{sh}}, \text{K}$	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh}, K	6	6	6
Частота обертів $\text{freq}, \text{Гц}$	50	50	60
Холодопродуктивність $Q, \text{кВт}$	93,8	82,0	93,9
Споживання компресора $N, \text{кВт}$	33,4	32,1	39,8
Навантаження на конденсатор $QN, \text{кВт}$	128	115	135
COP	2,80	2,55	2,36

випаровування на 1 К підвищує холодопродуктивність компресора на 4,03–6,31% (табл. 7), тобто при наявності максимально припустимих втрат тиску система має потенціал до покращення. Насамперед це або використання трубопроводів із більшим діаметром, або встановлення додаткових паралельних трубопроводів. Проте в кожному випадку треба порівнювати загальні витрати на такі методи з ефектом, що вони можуть забезпечити порівняно з іншими методами. Крім того, треба брати до уваги той факт, що збільшення діаметрів трубопроводів впливає на зменшення швидкості холодоагенту, що, у свою чергу, може призвести до

погіршення циркуляції холодильного мастила у системі, його погане повернення до картера компресора.

Що стосується окремих елементів автоматики, на яких можуть бути значні втрати тиску, то також можна розглянути два шляхи. Перший – заміна цих елементів на нові з більшою пропускною можливістю. Другий – встановлення паралельно по потоку холодоагенту таких самих елементів.

Потенціал збільшення холодопродуктивності компресора, завдяки зменшенню втрат тиску, приблизно від 8 до 18%, залежно від режимів роботи системи. Також важливо розуміти, що потенціал зниження втрат тиску на лініях нагнітання і всмоктування не те саме, що потенціал підвищення холодопродуктивності холодильної машини загалом.

У прикладі, що розглядається, система не мала додаткових втрат тиску. Проте, якщо температури точки роси зблизилися на 2 К на стороні конденсації і на 2 К на стороні всмоктування, то продуктивність компресора зросла б на $\approx 11\%$.

Зменшення градієнта температур Δt на конденсаторі й випарнику

Підвищення холодопродуктивності можливе завдяки зменшенню градієнта температур на головних теплообмінниках холодильної машини: для зниження температури конденсації та/або підвищення температури випаровування це – більш ефективний засіб, ніж попередній. По-перше, таке можливе завдяки збільшенню площі теплообміну або шляхом заміни старого на новий, більш потужний теплообмінник, або паралельного встановлення додаткового. По-друге, можна підвищити коефіцієнт тепловіддачі шляхом або збільшення обертів двигуна вентилятора, або встановлення більш потужного вентилятора. Звісно, в обох випадках, якщо є така змога, перший спосіб може привести до 50% зменшення температурного градієнта, але за умови, що це дозволяє система регулювання заповнення теплообмінника, наприклад, така, як ТРВ. Потенціал покращення другого способу складає приблизно до 20%. Кінцева ефективність залежить від того, наскільки великий був градієнт спочатку. Зазвичай, для випарника з DX-схемою підключення при $\Delta t = 10$ К можемо зробити покращення на 3–4 К, для конденсатора з $\Delta t = 10$ К – до 5 К. Більш ефективні варіанти також можуть існувати, але вони будуть занадто складні й вартісні. Треба розуміти, потенціал покращення теплообміну не те саме, що потенціал підвищення холодопродуктивності холодильної машини в цілому, бо як і в попередніх методах безпосередньо впливає на продуктивність компресора.

Зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатним охолодженням води

Даний метод дозволяє збільшити холодопродуктивність не тільки машин, в яких виникла така потреба завдяки переводу на інший холодоагент, а й тоді, коли в теплу пору року внаслідок суттєвого підвищення температури конденсації зменшується холодопродуктивність всіх холодильних машин з конденсаторами повітряного охолодження. Більш ефективним, ніж попередній спосіб покращення такої ситуації – використання ефекту зменшення температури повітря завдяки адіабатному охолодженню при випаровуванні води. Чим більша температура повітря, чим менша її відносна вологість, тим вищий температурний градієнт охолодження. Використання сучасних адіабатичних поверхонь дає змогу охолоджувати повітря дуже близько до так званої температури мокрого термометра. Наприклад, при температурі сухого термометра 35 °С і відносній вологості 25% температура волого термометра буде 20,3 °С, а температура повітря, що пройде через камеру зволоження або адіабатичну поверхню, залежно від коефіцієнта сатурації може бути 21–23 °С. Можливе використання двоступе-

Таблиця 7. Підвищення продуктивності у % компресору (6FE-44Y R454C) при зниженні та підвищенні температури конденсації

Зміна температури конденсації, К	Температура кипіння, °С			
	0	-10	-20	-30
-1	1,69	1,91	2,08	2,80
-5	8,20	8,73	9,83	11,86
-10	15,20	16,10	18,10	21,20
+1	4,03	4,49	5,05	6,31
+5	18,60	20,10	22,60	26,80

невого адиабатного охолодження, коли температура повітря буде між температурами точки роси (12 °C) й вологого термометра (20,3 °C). Двоступеневе випарне охолодження здійснюється наступним чином. Повітря навколишнього середовища на вході в теплообмінник прямого випарного охолодження попередньо охолоджується, коли проходить через теплообмінник «повітря – вода». Вода для цього теплообмінника попередньо охолоджується у процесі проходження через окремий багат шаровий теплообмінник прямого випарного охолодження [17].

У розрахунках потрібно брати до уваги той факт, що встановлення на конденсаторі додаткових адиабатичних поверхонь зменшує витрати повітря через теплообмінну поверхню, тобто, з одного боку, ми зменшуємо температуру повітря, що надходить до конденсатору, а з іншого – збільшуємо Δt .

У нашому випадку зниження температури конденсації в системі з R454 C до 38,6 °C завдяки одноступеневому адиабатному охолодженню дасть змогу повністю відповідати проектним умовам потужності (табл. 8). Звернемо увагу на те, що змінення умов роботи компресора впливає на збільшення температурних градієнтів як на випарнику, так і на конденсаторі. Тому покращення температури конденсації, які могли б впливати тільки на компресор у розмірі приблизно 17%, в цілому на системі дали покращення 13% внаслідок росту температурного градієнта на випарнику.

Таблиця 8. Показники компресора (6FE-44Y) з урахуванням використання адиабатичного охолодження (АО) повітря на вході в конденсатор

Показники	Холодоагент+пристрій		
	R22	R454C	R454C + АО
Температура кипіння t_{ev} , °C	-5	-3	-3,2
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1	38,6
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6	6
Частота обертів $freq$, Гц	50	50	50
Холодопродуктивність Q , кВт	93,8	82,0	93,9
Споживання компресора N , кВт	33,4	32,1	29,3
Навантаження на конденсатор QN , кВт	128	115	124
COP	2,80	2,55	3,21

Додаткове переохолодження рідкого холодоагенту

Найбільш ефективним методом збільшення холодопродуктивності є додаткове переохолодження рідкого холодоагенту перед ТРВ (табл. 9). Збільшення переохолодження холодоагенту на 1 °C дає 1,5–2% підвищення холодопродуктивності, тобто одна й та сама маса холодоагенту може отримати більше тепла за відповідних умов у випарнику, якщо має нижчу температуру на вході в ТРВ.

Таблиця 9. Підвищення продуктивності компресору (6FE-44Y R454C) при додатковому переохолодженні рідини

Змінення параметрів	Температура кипіння, °C											
	0			-10			-20			-30		
Зміна ПО, K	1	10	20	1	10	20	1	10	20	1	10	20
Зріст потужності, %	1,06	10,30	18,40	1,12	10,70	19,10	1,30	11,10	19,80	1,42	11,90	20,90

Технічно переохолодження рідкого холодоагенту здійснюють внутрішні й зовнішні переохолоджувачі. Це можуть бути теплообмінні апарати або холодильні машини. Внутрішні апарати додатково навантажують конденсатор холодильної машини, що потребує покращення. Зовнішні апарати мають власну теплообмінну поверхню для віддавання тепла зовнішньому середовищу. Теплообмінні апарати витрачають в рази менше електричної енергії, ніж холодильні машини. Проте розмір переохолодження зовнішніх теплообмінних апаратів залежить від умов зовнішнього середовища, а холодильні машини можуть бути розраховані на будь-яке переохолодження. Чим більше розмір переохолодження рідини на вході в ТРВ, тим більше тепла може забрати випарник у об'єкта охолодження. Зазвичай є деякі обмеження.

Виробники TRV встановлюють рекомендоване значення вмісту пари при дроселюванні $x > 0,2$ (20%) незалежно від холодоагенту, що використовується (рис. 4). Менший вміст пари в процесі дроселювання може привести до швидкого фрикційного зносу вентиля. У табл. 10 надані орієнтовні мінімальні температури переохолодження для R454C.

Як було зазначено вище, теплообмінні апарати-переохолоджувачі залежать від умов зовнішнього середовища. Температурний глайд R454C 7,8 K в системі, яка розглядається і має температурний градієнт 12,1 K між температурою повітря на вході в конденсатор і температурою точки роси на лінії конденсації, практично унеможливує використання додаткового повітряного переохолоджувача. У системі, яка розглядається, при температурі повітря на вході в конденсатор 35 °C температура холодоагенту, що виходить з конденсатору, складає 39,5 °C, тобто перепад 4,5 K має потенціал до 4%, що в даному випадку не є суттєвим покращенням холодопродуктивності шляхом переохолодження рідини. Суттєвим переохолодженням, що може надати 13% холодопродуктивності, які втратила система при переході з R22 на R454C, буде при температурі рідини на вході в TRV 26,4 °C (табл. 11). Забезпечити такий рівень переохолодження можуть повітряні теплообмінники-переохолоджувачі з багат шаровими адіабатичними панелями з одно- або двоступеневим охолодженням. Ефективне випаровування води відбувається в зрошуваних теплообмінниках, що складаються з теплообмінних елементів, які містять шаруватий теплопровідний матеріал із гідрофільним і гігроскопічним покриттям [19].

В інших випадках це можуть реалізувати з більшими енергетичними витратами переохолоджувачі на базі окремих холодильних машин.

Оптимізація процесів холодильної системи

Будь-яке технічне рішення, навіть найкраще, може мати потенціал для покращення. Це стосується як окремої холодильної машини, так всієї системи охолодження, в якій вона працює. І цей потенціал ефективного використання наявної холодильної потужності криється у збільшенні коефіцієнта робочого часу холодильної машини й зменшенні теплових навантажень на холодильну систему. Такими методами

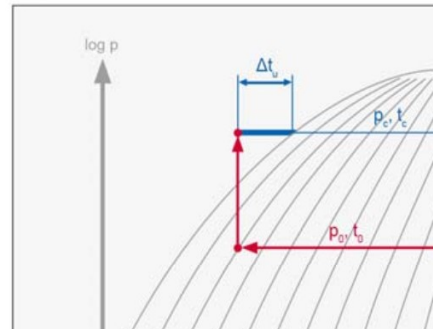


Рис. 4. Діаграма для визначення максимального переохолодження для регулюючого вентиля (вміст пари у вентилі 20%) [18]

Таблиця 10. Мінімальна температура переохолодження рідини для R454C

Температура «точки роси» на лінії кипіння	Тиск (абс.), бар	Мінімальна температура переохолодження, °C
0	4,54	23,4
-5	3,82	19,7
-10	3,20	15,9
-15	2,65	12,0
-20	2,18	8,1
-25	1,78	4,6
-30	1,44	5,9
-35	1,15	5,2
-40	0,91	4,6

Таблиця 11. Показники компресору (6FE-44Y) з використанням зовнішнього переохолоджувача (ПО)

Показники	Холодоагент+пристрій		
	R22	R454C	R454C + ПО
Температура кипіння t_{ev} , °C	-5	-3	-3,2
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1	47,0
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1	14
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6	6
Частота обертів $freq$, Гц	50	50	50
Холодопродуктивність Q , кВт	93,8	82,0	93,9
Споживання компресора N , кВт	33,4	32,1	32,0*
Навантаження на конденсатор QN , кВт	128	115	114
COP	2,8	2,55	2,94

*без урахування електричного споживання переохолоджувача

можуть бути: прискорення процесу відтаювання повітроохолоджувачів, зменшення теплових втрат при відтаюванні, зменшення надлишкового обмерзання теплообмінних поверхонь, акумуляція холоду.

Зробити більше «холоду» холодильна машина може за рахунок зростання коефіцієнта робочого часу, завдяки оптимізації процесів, пов'язаних із відтаванням повітроохолоджувачів. На добу час відтаювання забирає від 10 до 20% робочого часу в камерах зберігання. Скорочення часу відтаювання дає холодильній машині більше часу, щоб виробляти «холод». Такими заходами можуть бути: прискорення часу відтаювання при заміні повітряного відтаювання на електричне, або гарячою парою, активація відтаювання не за часом, а за потребою, організація послідовного відтаювання на повітроохолоджувачах.

Заходи, що зможуть привести до зниження теплових втрат під час відтаювання взагалі зменшать розрахункове навантаження на холодильне обладнання. Крім прискорення циклу, це можна робити автоматичним закриттям вільних отворів повітроохолоджувачів під час відтаювання, або додатковою теплоізоляцією корпусів.

Зменшити час відтаювання можна також при обмеженні впливу надлишкового обмерзання. Встановлення штор і повітряних завіс, організація тамбурів, швидкісних автоматичних дверей та пристроїв щільного примикання автотранспорту до вантажних отворів, оптимізація логістики вантажів у камері – це головні заходи, що зменшують інфільтрацію повітря крізь відкриті отвори до камери.

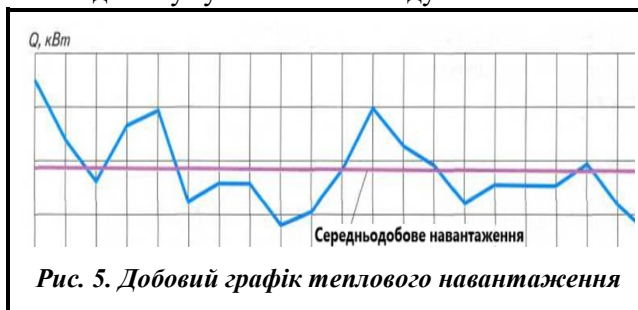
Збільшення теплообмінної поверхні, покращення теплообміну зменшують температурні дельти на випарниках, що суттєво впливає на конденсацію вологи [15].

Відносна вологість повітря, у свою чергу, є функцією приплива тепла в камеру, що зумовлює тривалість роботи охолоджуючих пристроїв, а отже, і їх осушуючу дію. Дослідження показали, «що максимуми усихання співпадають за часом з максимумами припливів тепла» [20].

Ефективними заходами скорочення теплового навантаження можуть стати: додаткова теплоізоляція, зменшення споживання освітлення електричними вентиляторами повітроохолоджувачів тощо.

Акумуляція холоду є додатковим інструментом для підвищення потужності. Добові коливання температури зовнішнього повітря і нерівномірність експлуатаційних навантажень створюють умови, за яких середнє навантаження на холодильне обладнання значно менше за розрахункове пікове. У моменти зменшення навантаження виникають можливості для акумулювання «холоду».

У холодильних камерах зберігання і «на великих виробництвах із 2–3-змінним режимом роботи графік теплових навантажень більш рівномірний (наприклад, як на рис. 5). При подібних коливаннях теплового навантаження використання систем з акумулюванням холоду стає недоцільним. Рекомендації, розроблені й опубліковані ВНІХІ, радять акумулювати холод при тривалості пікових теплових навантажень не більше 4 годин на добу й при перевищенні ним середньодобового теплового навантаження більш ніж на 40%» [21]. Це більш стосується традиційних рішень з використанням систем охолодження рідини. Проте і для вказаних умов акумуляція можлива. Як акумулятор може застосовуватися і продукт, і важкі внутрішні будівельні конструкції.



Виробники холодильного обладнання також пропонують розмішувати в потоці холодного повітря спеціальні ємності з евтектичною середою, що ефективно акумулює «холод» під час роботи холодильної машини і віддає його, коли обладнання зупиняється по температурі чи для відтаювання.

Виробники холодильного обладнання також пропонують розмішувати в потоці холодного повітря спеціальні ємності з евтектичною середою, що ефективно акумулює «холод» під час роботи холодильної машини і віддає його, коли обладнання зупиняється по температурі чи для відтаювання.

Методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи

Енергоспоживання холодильної машини – не менш важливий фактор впливу на обсяги викидів CO₂, бо теплові станції, що цю енергію виробляють, постійно викидають в атмосферу CO₂. Середньосвітовий показник вуглеродомісткості електроенергії у 2018 році становив близько 479 г CO₂/(кВт·год) [22].

Тому необхідно проводити модернізацію таким чином, щоб, як мінімум, не погіршити попереднього рівня споживання, а як максимум, зробити роботу холодильної машини більш ефективною.

У прикладі, що розглядається, заміна R22 на R454C приведе до зміни основного показника холодильної машини – COP при максимальних навантаженнях і температурах зовнішнього середовища:

- при однакових умовах кипіння й конденсації (табл. 2): -8,6%;
- на режимі, що встановиться (табл. 4): -8,9%;
- при застосуванні ПЧ або додатковим компресором (табл. 6): -15,7%;
- при застосуванні адіабатичного охолодження повітря (табл. 8): +14,6%;
- при застосуванні адіабатичного переохолоджувача (табл. 11): +5%.

Отже, із точки зору необхідності покращення COP використання частотного регулювання або застосування додаткового компресора тільки погіршить ситуацію з енергетичною ефективністю за високими температурами повітря. Проте можливість зменшувати надлишкову холодопродуктивність, підтримуючи стабільний тиск кипіння холодоагенту більшу частину року, забезпечить суттєве покращення річного показника COP.

Метод використання адіабатичних технологій забезпечує високі показники COP лише за високими температурами зовнішнього середовища, тобто протягом року у досить короткому проміжку часу. За умови, що більшу частину року в системі підтримується мінімальна температура конденсації, завдяки низьким температурам повітря, цей метод не дає особливої переваги при застосуванні в промислових холодильних системах. Проте він може бути високоефективним при використанні в системах кондиціонування повітря у літній період.

Ефективному покращенню COP сприяють методи, які дають мінімальну дельту (Δt) між показниками конденсації та кипіння у найбільшій кількості годин річного циклу. І принципова різниця в ефективності систем майже не лежить у площині вибору холодоагенту. Так, частково «вибір робочого тіла безпосередньо впливає на COP. На практиці, між тим, COP залишається майже постійним для широкого набору холодоагентів з суттєво різними тисками та щільністю, якщо при цьому температури випаровування і конденсації однакові. Відзначимо, що COP залишається постійним в межах $\pm 10\%$ » [23].

У табл. 12 продемонстровані значення COP для двох холодоагентів на однакових режимах.

Достатньо зменшити перепад температур Δt до 4–5 K, щоб підвищити COP R454C до рівня R22. І це можна зробити, або покращуючи роботу конденсатора чи випарника, або зменшуючи втрати тиску на лініях нагнітання і всмоктування.

Зміна значення COP холодоагентів безпосередньо залежить від перепаду температур кипіння й конденсації (рис. 6). Якщо взяти середній показник COP, то на різних температурах кипіння в нашому прикладі для R454C значення відрізняються не більше 6%.

У кожному конкретному випадку може бути той чи інший спосіб підвищення холодопродуктивності й енергоефективності, або комбінація декількох.

Таблиця 12. Середні значення COP для R22 та R454C залежно від температур

Температура конденсації (точка роси на лінії конденсації), °C	Середні значення COP при температурі кипіння -5 °C (точка роси на лінії кипіння)	
	R22	R454C
50	2,48	2,23
45	2,80	2,56
40	3,19	2,94
35	3,64	3,36
30	4,20	3,86
25	4,89	4,45
20	5,79	5,17

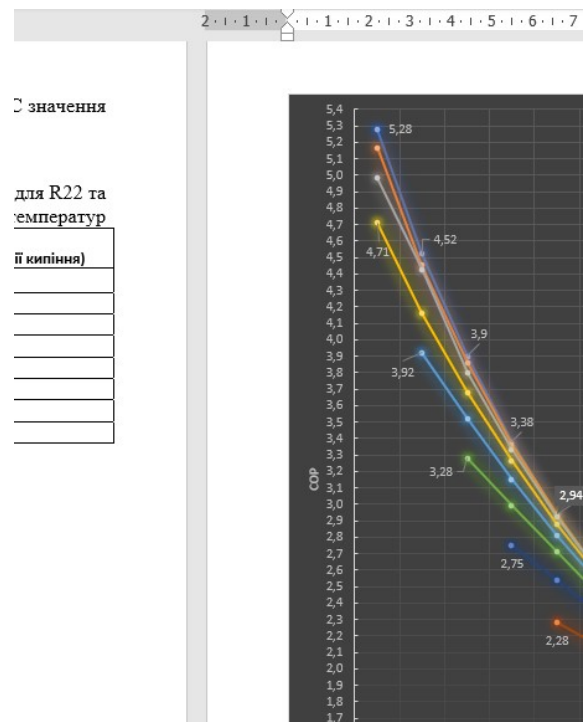


Рис. 6. Значення COP R454C на різних температурах кипіння та різних перепадах Δt між температурами точок роси на лініях конденсації та кипіння

Висновки

Головна мета наданого матеріалу – на прикладі заміни у парокомпресійній холодильній машині холодоагентів R22 на холодоагент групи A2L (R454C) продемонструвати різноманітні методи переходу без погіршення умов технології охолодження. Цей перехід має стати не тільки екологічним і безпечним, а ще й потужним й енергетично ефективним.

У статті визначено основні змінення у роботі холодильної машини при заміні на холодоагент групи A2L, а саме змінення показників компресора, заміна мастила, врахування впливу температурного глайду, змінення у роботі конденсатора й випарнику.

Запропоновано засоби і методи для підвищення холодопродуктивності холодильної машини, а також методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи, визначено найбільш ефективний метод – зменшення перепаду температур Δt між температурами конденсації та кипіння у найбільшій кількості годин річного циклу.

Література

1. Харлампи Д. Х., Братута Э. Г., Шерстюк А. В. Расчет характеристик реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты. *Интегрированные технологии и энергосбережение*. 2012. № 3. С. 78–83.
2. Joashi V., Prajapatir S., Bhatt S. B. Experimental performance of air conditioner using refrigerant R410A as alternative for R22. *International Journal of Advance Research in Engineering Science & Technology (IJAREST)*. 2015. Vol. 2. Iss. 4. P. 304–308.
3. Dang Y., Kim H.-S., Dang C., Hihara E. Measurement of vapor viscosity of R1234yf and its binary mixture with R32, R125. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 58. P. 131–136. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.010>.
4. Elgendy E., Hassanain M., Fatouh M. Assessment of R-438A as a retrofit refrigerant for R-22 indirect expansion water chiller. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 50. P. 127–136. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.017>.
5. Hadya B. Simulation of air conditioning system components and comparison of performance for three different refrigerants. *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences (IJREAS)*. 2016. Vol. 6. Iss. 6. P. 69–76.
6. Ardita I. N., Wirajati I. G. A. B., Susila I. D. M., Sudirman S. Performance analysis of retrofit R410A refrigerant with R32 refrigerant on a split air conditioner. *Journal of Applied Mechanical Engineering and Green Technology*. 2021. Vol. 2. No. 1. P. 1–4. <https://doi.org/10.31940/jametech.v2i1.2459>.
7. Sutandi T., Margana A. S., Sumeru K., Sukri M. F. Experimental study of R32 as a retrofit for R410A refrigerant in a residential air conditioner. *Advances in Engineering Research*. 2020. Vol. 198. P. 167–170. <https://doi.org/10.2991/aer.k.201221.029>.
8. Nagaraju P., Student P. G., Kumar Ch. K. Experimental study on performance parameters for refrigerants R22, R410A, and R404A at various air outlet temperatures. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2015. Vol. 4. Iss. 11. P. 348–352. <https://doi.org/10.17577/IJERTV4IS110372>.
9. Aziz A., Thalal A., Mainil A. K. Effect of cooling load on the performance of R22 residential split air conditioner when retrofitted with hydrocarbon refrigerant (HCR22). *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2018. Vol. 48. Iss. 1. P. 100–108.
10. Макеева К. М., Книш О. О. Обґрунтування застосування робочих речовин «нового покоління» у випарниках холодильних і теплонасосних установок. *Холодильна техніка та технологія*. 2019. Т. 55. № 4. С. 211–216. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i4.1633>.
11. New EU F-Gas Regulation (A-510-1). BITZER: official site. Germany: K hlmaschinenbau GmbH, 2014. 12 p. https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-510-1-2.pdf.
12. ANSI ASHRAE Standard 34-2022 add a-2022. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE), 2022. <https://www.ashrae.org/>.
13. BITZER Software v6.18.0 rev2811. BITZER: official site. 2023. <https://www.bitzer.de/websoftware2>.
14. Refrigerant Report – Quick Guide (A-540-2). BITZER: official site. Germany: K hlmaschinenbau GmbH, 2023. 12 p. https://www.bitzer.de/shared_media/images/topic-stories/2023_refrigerants/part2/Refrigerant-Report-Quick-Guide_2023-10-23.pdf.
15. Kotzaoglanian P. Manuel pratique de d pannage. Frigorifique,  lectrique et hydraulique. Manuel du d panneur. Kotza International, 2006. 846 p.
16. Coolselector 2. v.5.5.0: Danfoss Software: official site. 2025.
17. Мольський С. М. Випарний переохолоджувач холодильного агенту: патент на винахід № 126060; заявл. 25.03.2020, № а201809347; опубл. 10.08.2022.
18. Influence of refrigerant subcooling on the refrigerating plant efficiency "Subcooling, but correctly!": Gunter Technical Article. Germany: Gunter AG & Co.KG, 2010. 17 p.
19. Reinders J. A. M. Heat exchange element: International Patent WO/2005/019739 A1. 2003.

20. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М.: Пищевая промышленность, 1966. 239 с.
21. Калюнов В. С., Тушев К. А. Системы холодоснабжения с льдоаккумуляторами: реализация трех обязательных условий. *Холодильная техника*. 2007. Т. 96, № 8. С. 14–19.
22. ECE /TRANS/WP.6/2022/6. Зарядка электромобилей: анализ выбросов CO₂. Записка секретариата Европейской экономической комиссии. 73-я сессия ООН (Женева, 15–17 июня 2022 г.). <https://unece.org/sites/default/files/2022-04/ECE-TRANS-WP.6-2022-06r.pdf>.
23. Reay D., Macmichael D. Heat pumps: Design and applications. Oxford: Pergamon Press, 1978.

Надійшла до редакції 04.02.2025