

**ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ
ІМ. А.М. ПІДГОРНОГО НАН УКРАЇНИ**



Мольський Сергій Михайлович

УДК 621.565

**РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА
ЕКОЛОГІЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ
ВОДОВИПАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Спеціальність 05.14.06 - технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків 2025

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Соловей Віктор Васильович,
Інститут енергетичних машин і систем
ім. А.М. Підгорного НАН України,
провідний науковий співробітник відділу
термогазодинаміки енергетичних машин

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Радченко Микола Іванович,
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, завідувач кафедри
кондиціонування та рефрижерації

кандидат технічних наук, ст. наук. співр.
Петухов Ілля Іванович,
Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут», доцент кафедри
аерокосмічної теплотехніки факультету авіаційних
двигунів

Захист відбудеться 08.09.2025 р. об 11-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України за адресою 61046, м. Харків, вул. Комунальників, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України за адресою 61046, м. Харків, вул. Комунальників, 2/10 та на сайті інституту.

Автореферат розісланий «08» серпня 2025 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
доктор технічних наук, старший дослідник



В. О. Тарасова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Основними вимогами до холодильної техніки є отримання максимальної холодної потужності при мінімальних енергетичних витратах, зменшення негативного впливу на планетарну екологію. Вони передбачають припинення використання систем з холодоагентами, що руйнують озоновий шар, та поступове зниження використання холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління (GWP). Важливим фактором впливу на обсяги викидів CO_2 є енергоспоживання холодильної машини. Бо споживання електричної енергії – це постійні викиди CO_2 , які скидають в атмосферу теплові станції, що її виробляють.

Таким чином, пошук способів підвищення холодопродуктивності, зменшення енергоспоживання та негативного впливу на навколишнє середовище холодильними машинами залишається й досі актуальною проблемою у світі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні дослідження теоретичного й прикладного характеру виконувалися відповідно до положень проекту Енергетичної стратегії України до 2035 року, директив та угод Європейського Союзу і України та інтеграції у сфері енергетики, Закону України «Про енергозбереження», Комплексної державної програми енергозбереження України, Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки», Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року, Закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні».

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розроблення науково- та експериментально обґрунтованих методів та технічних рішень підвищення енергоефективності та екологічної безпечності парокомпресійних холодильних систем при ретрофіті (заміні) холодоагенту за допомогою використання водовипарних технологій.

Досягнення поставленої мети пов'язане з розв'язанням наступних задач:

- проаналізувати сучасний стан та перспективи розвитку методів підвищення енергоефективності холодильних машин, визначити вплив заміни холодоагенту на роботу основних елементів системи, а також її конструктивних особливостей, запропонувати засоби і методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи при заміні холодоагенту;
- отримати аналітичні співвідношення для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих холодильних циклів з переохолодженням та без нього для різних холодоагентів;
- дослідити термодинамічну ефективність застосування переохолодження рідкого холодоагенту в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнити результати у вигляді регресійних і графічних залежностей;
- обрати або розробити критерій оцінки ефективності переохолодження, який би був заснований на фундаментальних термодинамічних співвідношеннях та показував вплив на холодильний коефіцієнт холодильної машини (ХМ) процесу переохолодження для різних холодоагентів;
- провести аналіз сучасних водовипарних технологій охолодження повітря, систематизувати їх та визначити проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації;

– визначити кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження як попереднього охолодження повітря перед конденсатором ХМ для різних міст України та провести порівняння використання технологій зниження температур конденсації одностадійним та двостадійним охолодженням;

– отримати та проаналізувати дані дистанційного моніторингу діючих адіабатичних систем стосовно їх ефективності й надати рекомендації щодо використання в холодильній галузі водовипарних технологій попереднього охолодження повітря;

– запропонувати схемні рішення водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижчих за температуру мокрого термометра.

Об'єкт дослідження – тепломасообмінні та термодинамічні процеси в контурі парокомпресійної холодильної машини з додатковим переохолодженням рідкого холодоагенту шляхом водовипарного охолодження повітря.

Предмет дослідження – парокомпресійна холодильна машина з вузлом або апаратом додаткового переохолодження холодоагенту.

Методи дослідження – методи сучасної прикладної термодинаміки, математичне моделювання теплотехнічних об'єктів, методи математичної статистики для обробки результатів моніторингу холодильної установки щодо пошуку раціональних умов її роботи.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у такому:

1. Запропоновано новий критерій та метод оцінки ефекту від переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатору в парокомпресійному холодильному циклі, який дозволяє проводити експрес-аналіз доцільності переохолодження при ретрофіті холодоагенту.

2. Вперше запропоновано метод створення зручних та інформативних номограм для експрес-аналізу визначення ефекту від переохолодження на роботу парокомпресійних холодильних машин при ретрофіті на будь-які сучасні холодоагенти та створено номограми для визначення підвищення холодильного коефіцієнту при переохолодженні рідкого холодоагенту для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152.

3. Запропоновано новий спосіб водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з поверненням в адіабатичну систему конденсату, який утворюється на випарнику парокомпресійної холодильної машини, що суттєво зменшує втрати води на відміну від існуючих систем адіабатичного охолодження.

4. Розроблено багатоваріантний підхід щодо ретрофіту холодоагентів HCFC та HFC з GWP > 500 на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з GWP < 500, які на відміну від відомих підходів комплексно враховує змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L, вплив температурного «глайду» на ефективність роботи холодильної машини при заміні холодоагенту, зокрема на роботу теплообмінного обладнання, та пропонує технічні рішення щодо раціоналізації процесів холодильної машини з метою підвищення її ефективності.

5. Запропоновано новий спосіб водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижче температури мокрого термометра.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Надано рекомендації щодо використання попереднього водовипарного охолодження повітря на вході в конденсатор холодильної машини для підвищення її холодопродуктивності при зниженні енергоспоживання для різних кліматичних умов України, які відрізняються температурою та відносною вологістю навколишнього повітря з урахуванням періодів стояння цих параметрів у літній період.

2. Розроблено й апробовано технічне рішення з впровадження водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в системах холодопостачання, що може бути застосоване для модернізації існуючих холодильних машин без потреби в капітальному переоснащенні холодильної машини, з підвищенням їхньої енергоефективності.

3. На основі даних моніторингу системи адіабатичного охолодження повітря перед конденсатором холодильної машини показано підвищення холодопродуктивності та зниження енергоспоживання холодильною машиною, що експлуатується, а також розраховано економічний ефект від впровадження такої системи.

4. Розроблено рекомендації з вибору холодоагентів нового покоління (групи A2L) для переводу існуючих систем на екологічно безпечні речовини з урахуванням їхньої сумісності з компресорами, мастилами та теплообмінниками.

5. Запропоновано алгоритм енергоекологічної модернізації холодильних установок, який включає: частотне регулювання компресорів, раціоналізацію теплообмінників, зменшення втрат тиску та інтеграцію адіабатичних або випарних систем охолодження.

6. Отримані результати впроваджено у виробничих умовах, що підтверджено актами впровадження. Показано зменшення питомого енергоспоживання холодильного обладнання на 15 – 20 % та зниження експлуатаційних витрат з окупністю інвестицій у межах 1,5 – 2 років.

Матеріали дисертації можуть бути використані при проектуванні, реконструкції та енергетичному аудиті холодильних установок у промисловості, торгівлі, сільському господарстві, а також у навчальному процесі закладів вищої освіти для підготовки фахівців у галузі холодильної техніки та енергозбереження.

Особистий внесок здобувача. Всі наукові результати та положення, які захищаються у дисертації, здобувачем отримані особисто. У роботах, що виконані у співавторстві: провів аналіз енергетичної доцільності застосування водовипарного охолодження холодоагенту ХМ для різних кліматичних зон України, зокрема провів порівняння одностадійного та двостадійного охолодження, визначив кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса), провів збір інформації щодо роботи системи водовипарного охолодження повітря та проаналізував результати дистанційного моніторингу стосовно ефективності використання адіабатичних технологій [1]; розробив багатоваріантний підхід щодо ретрофіту холодоагентів HCFC та HFC з $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$, запропонував технічні рішення щодо раціоналізації процесів холодильної машини з метою підвищення її ефективності [2]; запропонував новий критерій оцінки ефекту від переохолодження, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту, створив номограми для визначення ефекту від переохолодження для

різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152 [3]; запропонував нові випарні переохолоджувачі холодоагенту [4] та конвекційний теплообмінний вузол парокомпресійної холодильної машини [5]; провів аналіз літературних джерел за темою монографії [6] та навів результати з особливостей експлуатації холодильних машин, в тому числі, на основі власного багаторічного досвіду; обґрунтував позитивний вплив енергозбереження холодильних систем на планетарну екологію [7]; сформулював сучасні напрямки розвитку систем холодопостачання [8]; запропонував концепцію холодопостачання на базі децентралізованих модульних систем у повоєнному відновленні та забезпеченні сталого розвитку України [9]; провів аналіз доцільності застосування ежекторного принципу у конвекційній системі заморожування [10]; провів патентний пошук та запропонував використання ежектору для інтенсифікації теплообміну між продуктом та повітрям [11].

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювалися на: Міжнародній науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (9 листопада 2023 р.); II Всеукраїнській науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (2 квітня 2024 р.); Міжнародному науково-практичному форумі «Продовольчі системи України – повоєнне відновлення та забезпечення сталого розвитку», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (15–16 травня 2024 р.); III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (3 квітня 2025 р.); XXXIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2025)», Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків (14–17 травня 2025 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи відображено у 11 публікаціях: з них 1 – у закордонному науковому виданні, яке входить в міжнародну наукометричну базу Scopus; 1 – у науковому періодичному фаховому виданні України; 1 монографія; 3 – патенти України; 5 – у тезах доповідей конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота містить: анотацію, вступ, 5 розділів, висновки, список використаних джерел та додаток. Повний обсяг дисертаційної роботи – 160 сторінок, з них основного тексту 144 сторінках, 41 рисунок, 21 таблиця, список використаних джерел з 74 найменувань на 10 сторінках, додаток на 6 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано зв'язок з науковими програмами, наукову новизну й практичну значимість роботи, сформульовано основні положення, що виносяться на захист.

Перший розділ дисертації присвячено аналізу сучасного стану та перспектив розвитку методів підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин. У ньому розглянуто підходи до заміни холодоагентів, критерії їх вибору,

екологічні вимоги, зокрема згідно з Директивами ЄС, та методи покращення роботи холодильних систем при ретрофіті холодоагенту і застосуванню адіабатичного охолодження повітря перед конденсатором. Визначено основні проблеми підвищення холодопродуктивності при заміні холодоагенту та сформульовано задачі дослідження на основі критичного аналізу сучасних літературних джерел за темою дисертації.

У другому розділі дисертації розглянуто питання екологізації існуючих холодильних систем шляхом переведення на холодоагенти групи A2L. Розділ присвячено багатоваріантному підходу щодо заміни холодоагентів HCFC та HFC з GWP > 500 на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з GWP < 500. Представлено покрокову методику адаптації холодильної машини до нового робочого тіла з урахуванням параметрів компресора, типу мастила, впливу температурного «глайду» на умови роботи теплообмінного обладнання, який виникає в результаті того, що холодоагенти, що є сумішшю кількох хімічних речовин, можуть мати розбіжність температур сполук при однаковому тиску в процесі фазових переходів.

Розглянуто змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L. Різні холодоагенти забезпечуватимуть при ретрофіті різну холодопродуктивність, яку при однакових температурних режимах випаровування та конденсації забезпечуватиме компресор. Для компресора 6FE-44Y при заміні R22 на R454C холодопродуктивність установки знизиться на 16,7 % за зазначених у табл. 1 режимах.

Таблиця 1. Показники компресора 6FE-44Y з холодоагентами R22 та R454C за однакових режимів роботи

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура випаровування 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 електромережі f , Гц	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	78,1
Потужність компресора N , кВт	33,4	30,5
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	110
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,56

З табл. 1 видно, що холодильний коефіцієнт ε зменшується на 8,6 % за однакових режимах роботи. Але зміни, які також торкнуться теплообмінного обладнання, можуть збільшити цей відсоток. Головною причиною цього буде температурний «глайд» фреону R454C. Визначено, що при роботі з такими холодоагентами не можна визначити температуру холодоагенту у випарнику або конденсаторі за показанням манометра. Довідкова література та розрахункові програми дають для конкретного тиску дві різні температури: температуру точки роси (кінцева температура пари при кипінні або початку конденсації) і температуру закипання (початкова температура випаровування або кінцева температура при конденсації). Це впливає на про-

дуктивність теплообмінного обладнання (випарників та конденсаторів), на налаштування терморегулюючого вентиля (ТРВ) та на продуктивність усієї системи.

Різниця в роботі конденсатора при урахуванні температурного «глайду» виглядає наступним чином (табл. 2).

Таблиця 2. Показники компресора 6FE-44Y при роботі на R22 (без «глайду») та R454C з урахуванням температурного «глайду» на конденсаторі та випарнику

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура випаровування 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 електромережі f , Гц	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	82,0
Потужність компресора N , кВт	33,4	32,1
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	115
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,55

Наприклад, для холодоагенту R22 без «глайду» конденсація проходить за однакової температури 45 °C. А зниження температури в конденсаторі нижче 45 °C говорить про переохолодження рідини. Але для холодоагенту R454C з «глайдом» при тиску 16,54 бар конденсація почнеться при температурі 47,1 °C, а закінчиться при 38,3 °C, і тільки після цієї температури, при подальшому її зниженні, почнеться переохолодження рідкого холодоагенту. Теплопродуктивність конденсатора для R454C при цьому знижується внаслідок зниження середньої логарифмічної температури. Модулювання у розрахунковій програмі виробника у відкритому доступі теплообмінного обладнання Guentner, що враховує реальні режими його роботи, показало, що при однаковому перепаді температур між навколишнім середовищем та початком конденсації можливо досягти лише 84 кВт теплопродуктивності для холодоагенту R454C. При цьому необхідна теплопродуктивність конденсатора для R454C підвищилась на 5 кВт відносно варіанту без урахування температурного «глайду» (табл. 1). Тому, щоб забезпечити відвід теплоти від конденсатору 115 кВт, температура на початку конденсації має зрости з 45 °C до 47,1 °C (табл. 2).

В розділі 2 також проведено оцінку доцільності додаткового переохолодження рідкого холодоагенту перед ТРВ. Цей метод виявився найбільш ефективним для збільшення холодопродуктивності при ретрофіті холодоагенту.

У **третьому розділі** запропоновано для підвищення ефективності теплообмінників, зокрема конденсатору, впровадження попереднього адіабатичного охолодження повітря. Окремо розглянуто метод додаткового переохолодження рідкого холодоагенту за допомогою водовипарних апаратів, що дає змогу забезпечити зростання продуктивності без суттєвих енерговитрат в порівнянні з «машинним холодом».

Переохолодження – це процес охолодження насиченої рідини (холодоагенту) після конденсатора до температури нижчої за температуру конденсації.

Застосовано методику графо-аналітичної побудови на T,s -діаграмі одноступінчастого циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту та без нього для визначення холодильного коефіцієнта в залежності від визначальних термодинамічних властивостей холодоагентів (рис. 1). Для зіставлення одноступінчастого циклу без переохолодження та з ним на рис. 1, *a* як би накладено один на інший. Таким чином, можна показати відмінності циклів, які показано пунктиром.

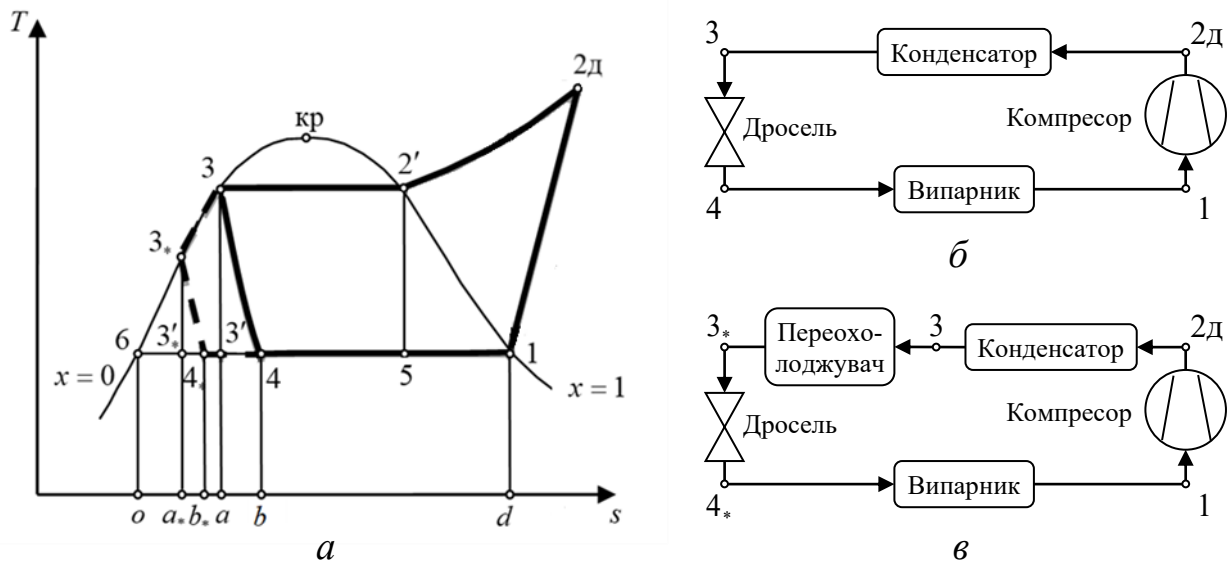


Рис. 1. Побудова процесів дійсного циклу ХМ на T,s -діаграмі з переохолодженням холодоагенту та без нього (*a*); принципова схема ХМ без переохолодження холодоагенту (*б*); принципова схема ХМ з переохолодженням холодоагенту (*в*)

Загальний холодильний коефіцієнт одноступінчастого циклу визначається як

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_{2д} - i_1}, \quad (1)$$

де $(i_1 - i_4)$ – теплота, що відбирається у випарнику; $(i_{2д} - i_1)$ – робота, що витрачається на компресію пари; i_1 – ентальпія холодоагенту після випарника; $i_{2д}$ – ентальпія холодоагенту на виході з компресора; i_4 – ентальпія після дроселя на вході у випарник.

При наявності переохолодження холодильний коефіцієнт можна записати як

$$\varepsilon_{п_ох} = \frac{i_1 - i_{4*}}{i_{2д} - i_1}, \quad (2)$$

де i_{4*} – ентальпія холодоагенту на вході до випарника після переохолодження.

Було створено модель визначення термодинамічних параметрів холодильного циклу для різних холодоагентів. При порівняльному аналізі приймалися однакові температури конденсації та випаровування (рис. 2, *a*). Видно, що найбільший ефект від переохолодження досягається в циклі ХМ при R125, що, зокрема, пов'язано з нахилом ліній насичення.

Також видно, що для загального аналізу ефективності переохолодження достатньо скористатися критерієм, який залежить від температур випаровування та

конденсації та прихованої теплоти пароутворення (рис. 2, б). Цей критерій отримано шляхом модифікації відомого критерію оцінки ефективності регенеративного теплообміну в циклі теплового насосу

$$Kl = r_k / (\bar{c}'_p (t_3 - t_1))$$

таким чином:

$$Kl^* = r_0 / (\bar{c}'_p (t_3 - t_1)),$$

де r_k , r_0 – прихована теплота конденсації та випаровування, відповідно; $\bar{c}'_p$ – середня теплоємність рідкого холодоагенту в процесі переохолодження.

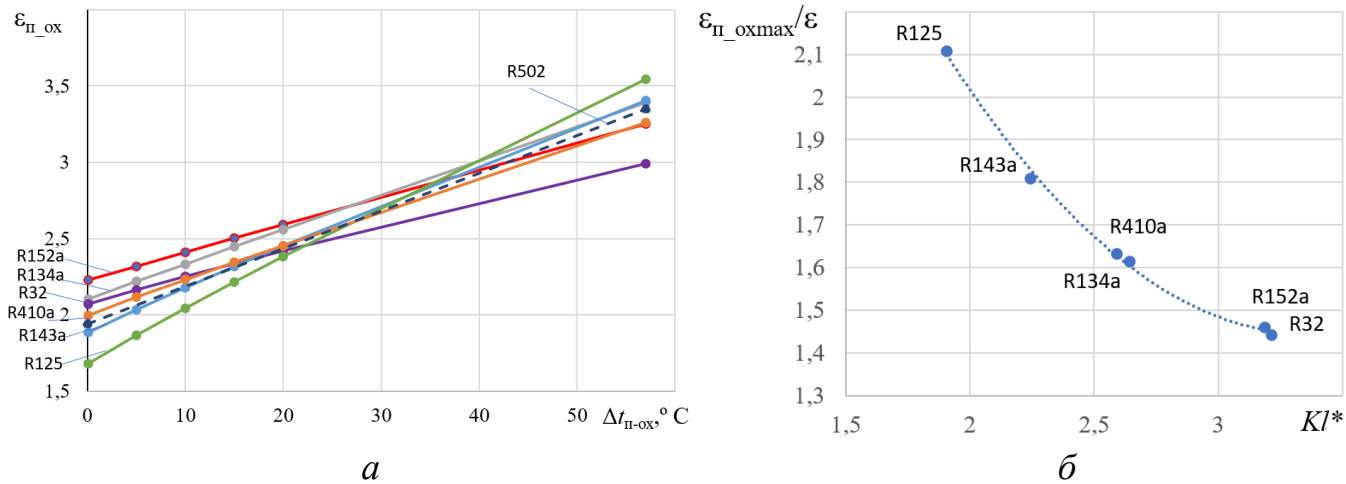


Рис. 2. Співвідношення $\varepsilon_{п_ох}$ від $\Delta t_{п_ох}$ (а) та $\varepsilon_{п_охmax}/\varepsilon$ від Kl^* (б)

Запропоновано новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів тільки простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів. Було виведено формулу для визначення максимально можливого ефекту від переохолодження $\frac{\varepsilon_{п_охmax}}{\varepsilon}$ при теоретичному максимально-граничному переохолодженні до параметрів холодоагенту в т. 6 (рис. 1, а):

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon_{п_охmax}}{\varepsilon} &= \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1-x)] r_0}{[(i_{2д} - i_2) + r_k + \bar{c}'_p (T_3 - T_1) - r_0] r_0 \cdot (1-x)} = \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1-x)]}{[(i_{2д} - i_2) + r_k + r_0 x - r_0] \cdot (1-x)} = \\ &= \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1-x)]}{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1-x)] \cdot (1-x)} = \frac{1}{1-x}. \end{aligned} \quad (3)$$

В формулі (3) x – це ступінь сухості x_4 у точці циклу 4 після дроселювання (рис. 1, а), він замінений тільки для простоти запису. Видно, що $\frac{\varepsilon_{п_охmax}}{\varepsilon}$ залежить тільки від x .

Побудовані графіки залежності $\varepsilon_{п_ох}$ від переохолодження $\Delta t_{п_ох}$ (рис. 2, а) дали можливість визначити, що ця залежність має лінійний характер, тому для визначення холодильного коефіцієнту при варіюванні $\Delta t_{п_ох}$ достатньо розрахувати ε для циклу без переохолодження холодоагенту та $\varepsilon_{п_охmax}$ при теоретичному максимальному переохолодженні.

Більш детально залежність ε_{Π_ox} від Δt_{Π_ox} представлена на рис. 3.

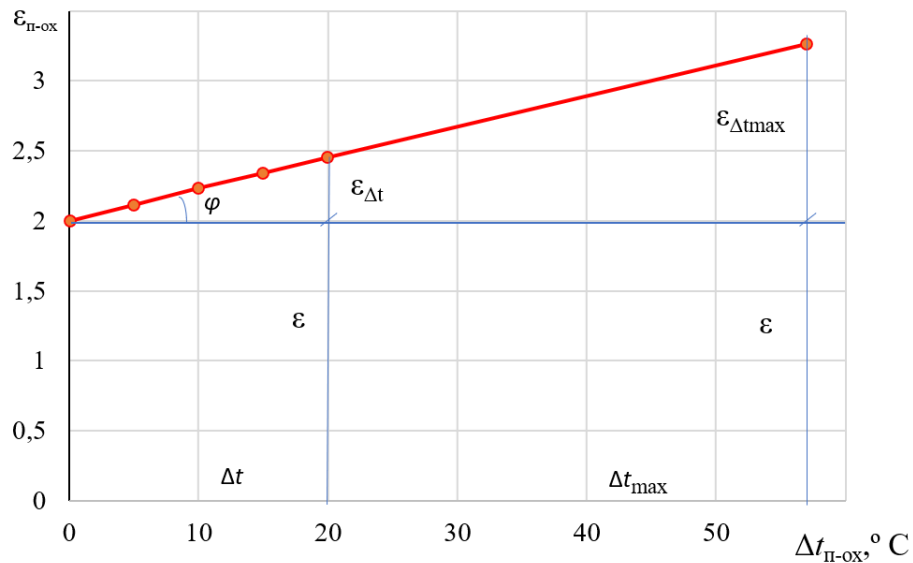


Рис. 3. Залежність ε_{Π_ox} від Δt_{Π_ox}

Як видно з рис. 3, можна записати наступні вирази:

$$\varepsilon_{\Pi_ox} = \varepsilon_{\Delta t} + \varepsilon; \quad \varepsilon_{\Pi_oxmax} = \varepsilon_{\Delta tmax} + \varepsilon;$$

$$\frac{\varepsilon_{\Delta tmax}}{\Delta t_{max}} = \frac{\varepsilon_{\Delta t}}{\Delta t}, \text{ або } \operatorname{tg}\varphi = \frac{\varepsilon_{\Delta tmax}}{\Delta t_{max}}.$$

Величина підвищення холодильного коефіцієнту при максимальному переохолодженні записується наступним чином

$$\varepsilon_{\Delta tmax} = \varepsilon \left(\frac{1}{1-x} \right) - \varepsilon = \varepsilon \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right). \quad (4)$$

Тоді тангенс кута нахилу можна визначити як

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\varepsilon}{\Delta t_{max}} \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right) = \frac{\varepsilon}{t_3 - t_4} \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right) = \frac{\varepsilon}{t_3 - t_4} \left(\frac{x}{1-x} \right). \quad (5)$$

Холодильний коефіцієнт при переохолодженні холодоагенту на температуру Δt визначається як

$$\varepsilon_{\Pi_ox} = \Delta t \cdot \operatorname{tg}\varphi + \varepsilon. \quad (6)$$

Створено номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152 за критерієм, який є функцією ступеня сухості холодоагенту після дроселювання x в процесі без переохолодження (рис. 4).

Також в розділі 3 проведено систематизацію водовипарних систем, які мають низку переваг перед машинними системами охолодження. Це – простота виробництва, відсутність енергоємного компресора, використання природного неагресивного холодоагенту та інше.

Охолодження повітря може відбуватися різними способами. Перший спосіб – пряме випарне одностадійне охолодження або адіабатне (рис. 5). Мінімальна теоретична температура охолодження повітря – температура мокрого термометра.

Другий спосіб – непряме випарне одностадійне охолодження, коли повітря охолоджується через стінку теплообмінника потоком холодоносія, що охолоджується за рахунок випаровування води.

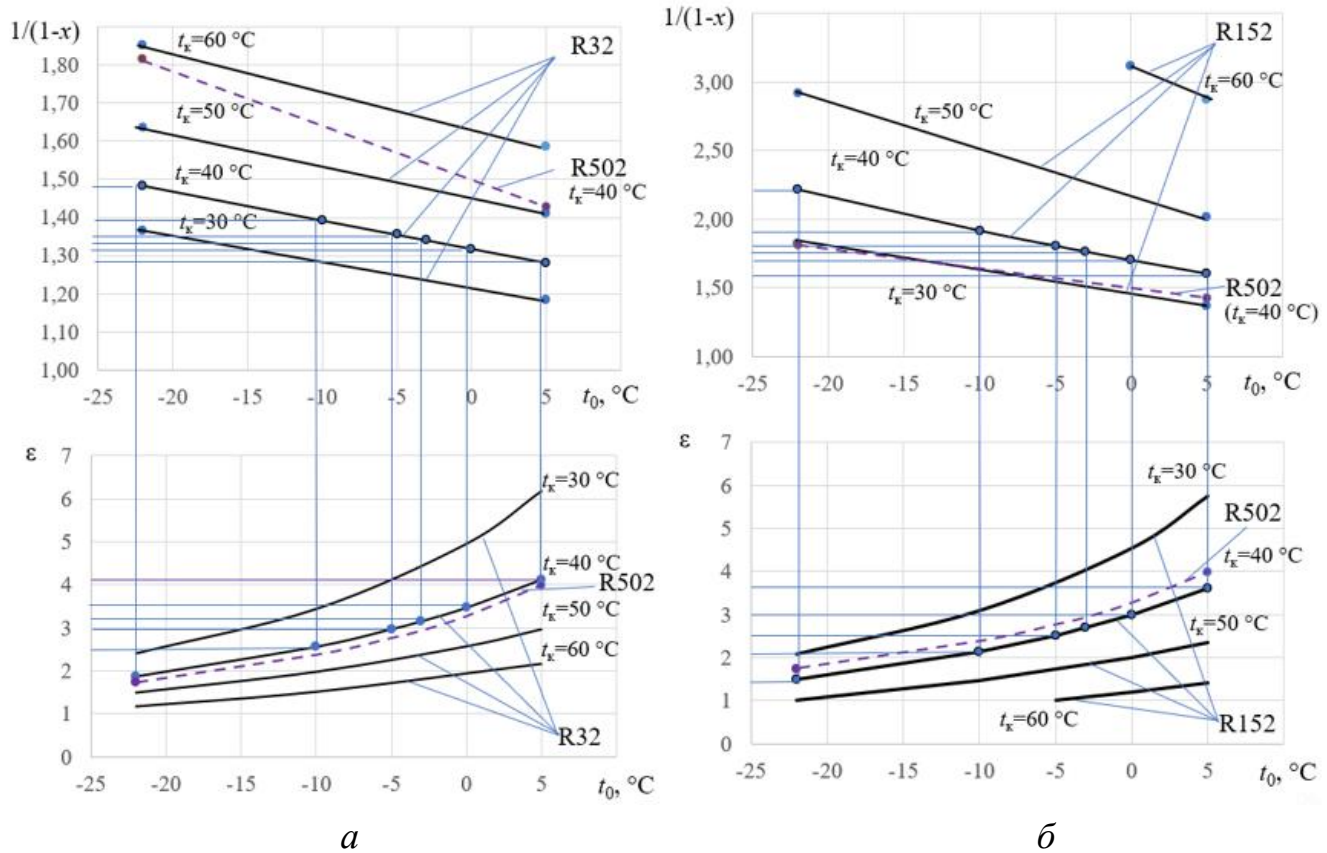


Рис.4. Номограми для визначення холодильного коефіцієнту ε та критерію $\frac{1}{1-x}$, який показує ефект від переохолодження холодоагенту: *a* – R32; *б* – R152

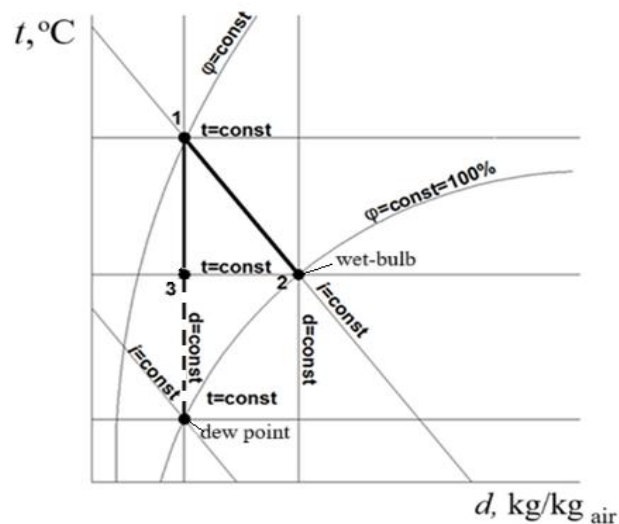


Рис. 5. Психометрична діаграма повітря: 1–2 – адиабатне охолодження повітря; 1–3 – охолодження непряме у випарному теплообміннику

Двостадійне охолодження – це комбінація адиабатного охолодження та непрямого охолодження. Як перша стадія використовується непряме, а як друга – адиабатне випарне охолодження.

Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса). Узагальнені кліматичні умови та розрахована температура вологого термометра для кожного з міст наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Показники випарного охолодження для 4-х міст України

$t_{in},$ °C	Львів			Київ			Харків			Одеса		
	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	$n_h,$ год	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	$n_h,$ год	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	$n_h,$ год	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	$n_h,$ год
34...36										19	18...19	12
32...34							24	18...19	36	23	18...19	38
30...32				29	18...19	36	29	18...19	120	32	18...20	136
28...30	38	18...20	36	40	19...20	147	33	17...18	243	37	18...20	252
26...28	41	17...19	171	43	18...19	276	36	16...18	327	43	17...19	364
24...26	50	17...19	288	49	17...18	432	44	16...18	378	52	17...19	372
22...24	54	16...18	411	54	16...18	537	49	15...17	462	58	17...18	504
20...22	62	15...17	501	63	15...17	588	55	14...16	564	65	16...18	677
18...20	70	15...16	618	68	15...17	693	61	14...15	633	67	14...16	606
Сума			2025			2709			2763	-		2949

В табл. 3 прийнято наступні позначення: t_{in} , $t_{wet\ bulb}$ – температура повітря перед поверхнею випаровування та температура мокрого термометра, ϕ – відносна вологість повітря, n_h – тривалість стояння відповідних температур. Теплий період року приймався як період, коли температура зовнішнього повітря перевищує 18 °C.

Розрахункові температури повітря після прямого одностадійного охолодження в багатошарових випарних панелях на основі алюмінієвої фольги та двостадійних охолоджувальних пристроїв у різних містах України залежно від температури та відносної вологості навколишнього повітря, що реєструються метеостанціями, наведено на рис. 6.

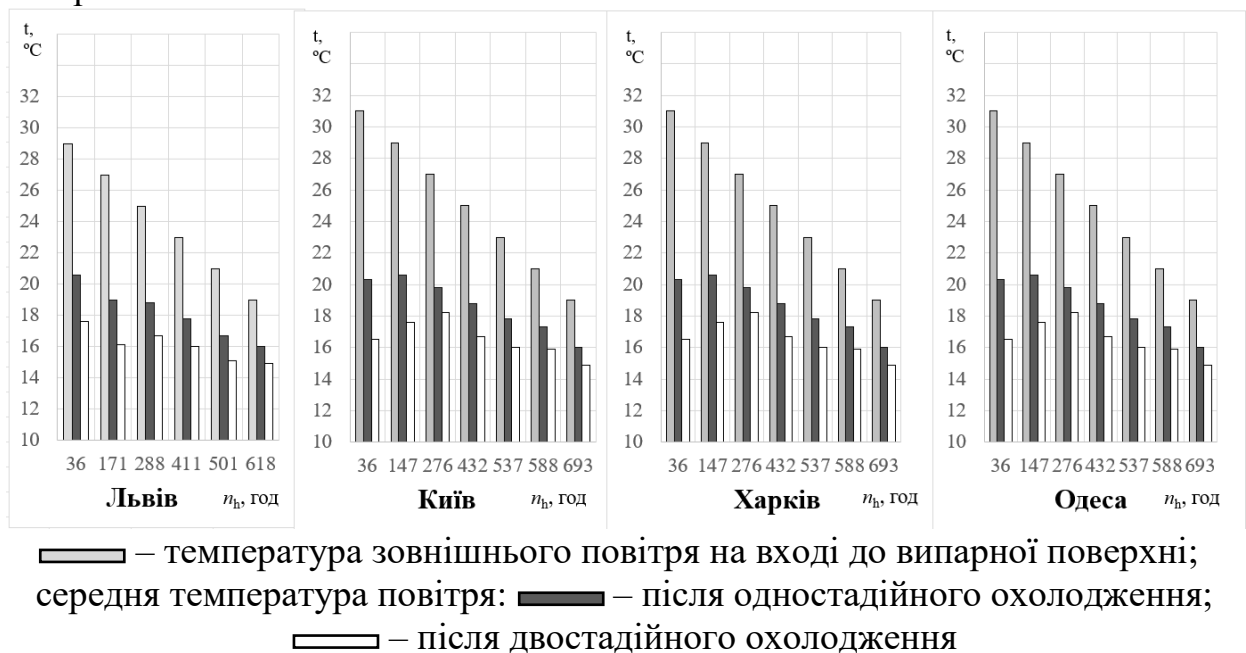


Рис. 6. Температурні показники роботи випарних поверхонь охолодження в 4-х містах України

Використання двоступеневого охолодження порівняно з одноступеневим для певного типу випарника підвищує продуктивність випарного охолодження на 33...36 %.

В розділі 3 також наведено математичну модель з зосередженими параметрами для розрахунку термодинамічних параметрів циклу холодильної машини для визначення впливу попереднього водовипарного охолодження повітря на роботу ХМ.

Визначено енергетичну доцільність використання попереднього одностадійного та двостадійного водовипарного охолодження повітря для підвищення холодопродуктивності холодильних машин для різних міст України. Найбільша середня економія електроенергії за годину за весь період високих температур виявилась у Харкові – 6,32 кВт·год на годину, а найменша у Львові – 4,61 кВт·год на годину. Виявилося, що найбільший потенціал для використання попереднього випарно-адіабатичного охолодження є у Харкові, де середня економія електроенергії за годину на 15,3 % вища, ніж в Одесі (5,35 кВт·год на годину), де спостерігаються найвищі температури навколишнього середовища, але вища відносна вологість.

У четвертому розділі описано систему дистанційного моніторингу роботи холодильних машин, завдяки якій збиралась інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій.

Для експерименту було обрано два однакових холодильних агрегати (ХА1 та ХА2), які встановлені на одному майданчику та працюють з однаковими параметрами на одну холодильну камеру (рис. 7).

На зрошуванні панелі конденсатора ХА1 (рис. 7, б) здійснювалася подача води з 11:20 до 15:00.

Перед конденсатором ХА2 панелі не встановлювались (рис. 7, в).



а



б



в

Рис. 7. Конденсатори повітряного охолодження з адіабатичними панелями:

а – фотографія установки; б – принципова схема ХА1;

в – принципова схема ХА2

В процесі експерименту відбувався контроль показників лічильників електроенергії, встановлених окремо на кожній із систем, та лічильника витрати води (табл. 4).

Таблиця 4. Показники лічильників

Лічильник	Початок вимірювання	Кінець вимірювання	Різниця показників
Електроенергія ХА1, кВт·год	29,94	62,00	32,06
Електроенергія ХА2, кВт·год	81,72	125,39	43,67
Витрати води, м ³	237,173	237,745	0,572

Нижче представлено результати дистанційного моніторингу холодильних машин з адіабатичним переохолодженням повітря перед конденсатором (ХА1) та без нього (ХА2). Вода, що подається на зрошуванні панелі, випаровується та охолоджує повітря на вході в конденсатор, що знижує температуру конденсації холодоагенту.

На графіку (рис. 8) видно, що температура конденсації ХА1 становить 29,7 °С, що на 14,4 °С нижче температури конденсації холодильного агрегату ХА2 і на 0,7 °С нижче температури навколишнього середовища за сухим термометром.



Рис. 8. Показники роботи холодильних агрегатів з адіабатичним охолодженням повітря на вході в конденсатор та без нього

Холодильна система з адіабатичним охолодженням повітря за рахунок менш високої температури конденсації споживає менше електроенергії. Компресор ХА1 за 3 год. 40 хв. експерименту спожив на 11,61 кВт·год менше енергії ніж компресор ХА2. Економія електроенергії становила 26,58 %.

Також було проведено дистанційний моніторинг ефективності використання водовипарного охолодження повітря на вході в теплообмінник-переохолоджувач рідини. В результаті рідкий холодоагент перед дроселем було переохолоджено з 35,7 °С до 22,3 °С, тобто на 13,4 °С. Зовнішня температура повітря за сухим термометром дорівнювала 21 °С, відносна вологість – 64 %. Температура повітря після адіабатичної панелі дорівнювала 17,1 °С. Витрата води становила 7,6 л/год.

Як ефект від переохолодження спостерігається зниження масової витрати холодоагенту, що призводить до зниження навантаження на компресор. Падає частота обертання вала електродвигуна компресора, що призводить у свою чергу до зниження енергоспоживання на 15–20 %.

П'ятий розділ присвячено розробленню технічних рішень щодо створення високоефективних водовипарних систем переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора холодильної машини.

Проведено роботу з удосконалення переохолоджувача рідкого холодоагенту холодильної установки, який включає контур холодоагенту і контур холодоносія. Удосконалення полягає у введенні до його складу додаткових випарних багатошарових теплообмінників.

В переохолоджувачі холодоагенту холодильної машини встановлено теплообмінник зі зрошуваною поверхню, що складається з багатошарових теплопровідних матеріалів з гідрофільними і гігроскопічними властивостями. Розташування гідрофільного покриття суттєво підвищує ефективність охолодження. Таке покриття має пори і здатне абсорбувати воду і зберігати її шляхом капілярного ефекту, а також віддавати її при випаровуванні.

Запропоновано схемні рішення як з одностадійним, так і двостадійним випарним охолодженням. При останньому охолодженні на першій стадії повітря навколишнього середовища охолоджується непрямым випарним способом, коли проходить через теплообмінник з двома порожнинами «повітря – вода». Вода для цього теплообмінника попередньо охолоджується в процесі проходження через окремий теплообмінник прямого випарного охолодження. Охолодження на першій стадії відбувається до температур вищих за температуру мокрого термометра, без зміни вмісту вологості. На другій стадії повітря проходить крізь теплообмінник прямого випарного охолодження. Двостадійне випарне охолодження холодоносія дозволяє досягати температур нижче температури мокрого термометра.

Запропоновано спосіб повернення у водовипарну установку конденсату, що утворюється на випарнику холодильної машини. Запропоновано схемні рішення та-

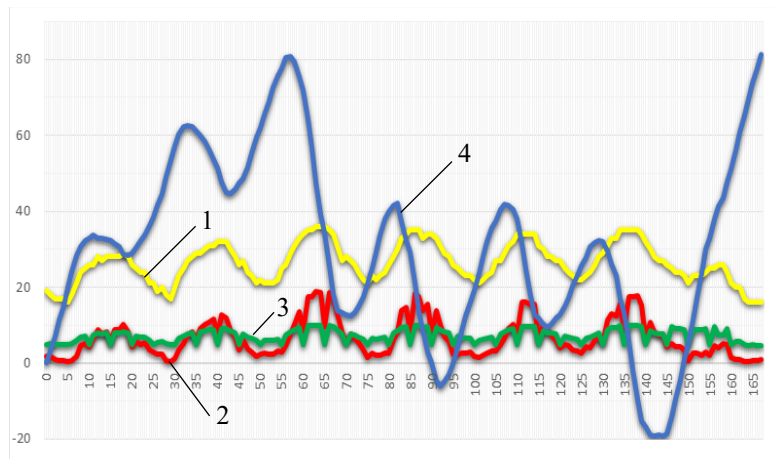


Рис. 9. Динаміка споживання та накопичення води холодною системою з адіабатним переохолоджувачем у найбільш спекотні 7 днів у м. Харкові в липні 2020 р.

ких систем та розраховано економічний ефект, зокрема зниження енергоспоживання до 20 % та скорочення викидів CO₂.

На рис. 9 показано криві температури зовнішнього середовища за сухим термометром (1), погодинне споживання води переохолоджувачем (2), надходження конденсату з повітроохолоджувачів (3), кількість води в ємності (4).

У табл. 5 надані добові показники температур та вологості повітря зовнішнього середовища, витрати води, надходження конденсату з випарника повітроохолоджувача, добові та загальні за

7 днів баланси води в системі «повітроохолоджувач-накопичувальна ємність – випарна поверхня».

Таблиця 5. Баланси води у системі «повітроохолоджувач – накопичувальна ємність – випарна поверхня» у найбільш спекотні 7 днів у м. Харкові в 2020 році

Дата (липень 2020)		2	3	4	5	6	7	8	За період, л
Температура сухого термометра, °С	макс.	29	32	36	35	34	35	27	
	середн.	24	26	29	29	28	29	22	
	мін.	16	17	21	21	21	22	16	
Відносна вологість, %	макс.	94	94	78	78	83	65	94	
	середн.	58	53	44	49	54	43	75	
	мін.	35	32	18	20	25	22	42	
Витрати води, л/доб		116	146	217	192	164	211	67	1114
Конденсат, л/доб		153	164	178	179	176	181	167	1198
Баланс, л/доб		37	18	-39	-13	12	-31	100	84

Показано, що використання водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в циклі ХМ з поверненням конденсату, що утворюється на випарнику, в систему призводить до скорочення енерговитрат і підвищення екологічної безпеки, а також до підвищення питомої холодопродуктивності, ресурсозбереження та зниження теплових викидів при роботі парокомпресійних машин при високому тиску конденсації холодоагенту.

У додатку наведено результати реалізації дисертаційної роботи в різних галузях науки й техніки.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин.

1. Визначено основні змінення у роботі холодильної машини при заміні холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління GWP > 500 на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з GWP < 500. А саме, змінення показників роботи компресора, заміна мастила, врахування впливу температурного «глайду», змінення у роботі конденсатора та випарника.

2. Для підвищення холодопродуктивності холодильної машини запропоновано методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи та визначено найбільш ефективний метод: зменшення перепаду між температурами конденсації та випаровування у найбільшій кількості годин річного циклу шляхом застосування переохолодження повітря перед ХМ та переохолодження рідкого холодоагенту.

3. Запропоновано новий критерій оцінки ефекту від переохолодження $1/(1-x)$, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту.

4. Запропоновано новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів тільки простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів.

5. Запропоновано метод створення зручних та інформативних номограм для експрес-аналізу визначення ефекту від переохолодження на роботу ХМ при ретрофіті на будь-які сучасні холодоагенти.

6. Вперше створено номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152.

7. Проведено аналіз особливостей та систематизацію сучасних водовипарних технологій охолодження повітря: пряме випарне одностадійне охолодження; непряме випарне одностадійне охолодження; випарне двостадійне охолодження. Розглянуто роботу апаратів адіабатичного охолодження та визначено проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації, такі як корозія, засмічення апаратів, споживання води та її замерзання, розвиток хвороботворних мікроорганізмів, додаткове споживання електричної енергії.

8. Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса). Максимальний ефект випарного охолодження треба очікувати в містах, де тривалість теплового періоду найбільша, де більш високі температури повітря та де більш низькі показники відносної вологості.

9. Було встановлено систему дистанційного моніторингу, завдяки якій збиралась інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій. Для спостереження було обрано два однакових холодильних агрегата, на одному встановлено систему охолодження, а на другому ні. Холодильні агрегати встановлені на одному майданчику та працюють з однаковими параметрами на одну холодильну камеру. Визначено, що при використанні адіабатичних технологій зменшується масова витрата холодоагенту при забезпеченні однакової холодопродуктивності, що в свою чергу призводить до зниження навантаження на компресор. Відповідно, падає частота обертання вала електродвигуна компресора, що призводить у свою чергу до зниження енергоспоживання також на 15–20 %.

10. Використання водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в циклі ХМ з поверненням конденсату, що утворюється на випарнику, в систему призводить до скорочення енерговитрат і підвищення екологічної безпеки, а також до підвищення питомої холодопродуктивності, ресурсозбереження та зниження теплових викидів при роботі парокомпресійних машин при високому тиску конденсації холодоагенту. Таке рішення може бути використано в парокомпресійних системах як з конденсатором, так і з газоохолоджувачем.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Molskyi S., Molskyi O., Vorontsova A. Increasing the efficiency of a vapor compression refrigerating machine through adiabatic air cooling. *Archives of Thermodynamics*. 2025. Vol. 46, No 2. P. 123–132. <https://doi.org/10.24425/ather.2025.154195>.

2. Molskyi S. M., Molskyi O. S., Vorontsova A. L. Complex approach to the conversion of existing refrigeration systems to A2L group refrigerants. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2025. Vol. 28, No 1, P. 19–32. <https://doi.org/10.15407/pmach2025.01.019>.

3. Тарасова В. О., Мольський С. М., Костіков А. О., Кузнецов М. О. Експрес-методика оцінки ефективності переохолодження холодоагенту в циклі холодильної машини. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я*

(MicroCAD-2025) : тези доп. XXXIII Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 14–17 травня 2025 р. / НТУ «ХПІ». Харків, 2025. С. 48.

4. Мольський С. М. Випарний переохолоджувач холодоагенту: пат. 126060 Україна: МПК F25B 40/00, F25B 40/02. № u201809347; заявл. 14.09.2018; опубл. 10.08.2022, Бюл. № 32. 10 с.

5. Мольський С. М., Мольський О. С. Конвекційний теплообмінний вузол пароконденсаторної холодильної машини: пат. 158641 Україна: МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01) МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01). № u202401258; заявл. 11.03.2024.

6. Мольський С. М., Киптелея Л. В. Утилизация тепла холодильных машин в пищевой промышленности и торговле : монография. Харьков: ХГУПТ, 2013. 148 с. ISBN 978-966-405-297-6.

7. Мольський С. М. Екологічні аспекти енергозбереження холодильних систем. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 9 листопада 2023 р. / ДБТУ. Харків, 2023. С. 211–212.

8. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Напрямки розвитку системи холодопостачання холодильних об'єктів. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. II Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 2 квітня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 191.

9. Мольський С. М. Реалізація основних задач холодопостачання на базі модульних децентралізованих систем. *Продовольчі системи України – повоєнне відновлення та забезпечення сталого розвитку* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму, м. Харків, 15–16 травня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 102–104.

10. Мольський С. М., Мольський О. С. Застосування ежектору у конвенційній системі заморожування. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. III Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 3 квітня 2025 р. / ДБТУ. Харків, 2025. С. 186.

11. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Конвекційна система заморожування з ежектором: пат. 158333 Україна: МПК F25B 9/08 (2006.01), F25D 17/06 (2006.01), F25D 17/08 (2006.01). № u202402413; заявл. 07.05.2024; опубл. 22.01.2025, Бюл. № 4.

АНОТАЦІЯ

Мольський С. М. Розроблення методів підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин з використанням водовипарних технологій. Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06. – технічна теплофізика і промислова теплоенергетика, Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, 2025.

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин (ХМ). Визначено основні змінення у роботі холодильної машини при ретрофіті (заміні) холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління GWP > 500 на холодоагенти

HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з GWP < 500. А саме, змінення показників компресора, заміна мастила, врахування впливу температурного «глайду», змінення у роботі конденсатора та випарнику. Для підвищення холодопродуктивності ХМ при ретрофіті холодоагенту запропоновано методи підвищення її енергетичної ефективності та визначено найбільш ефективний метод: зменшення перепаду температур між температурами конденсації та випаровування у найбільшій кількості годин річного циклу шляхом застосування переохолодження повітря перед холодильною машиною та переохолодження рідкого холодоагенту. Запропоновано новий критерій оцінки ефекту від переохолодження, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту. Розроблено новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів.

Проведено аналіз та систематизовано сучасні водовипарні технології охолодження повітря та визначено проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації. Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження як попереднього охолодження повітря перед конденсатором ХМ для різних міст України та проведено порівняння використання технологій зниження температур конденсації одностадійним та двостадійним охолодженням. Отримано та проаналізовано дані дистанційного моніторингу діючих адіабатичних систем стосовно їх ефективності й надано рекомендації щодо використання в холодильній галузі водовипарних технологій попереднього охолодження повітря. Запропоновано схемні рішення водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижчих за температуру мокрого термометра.

Ключові слова: холодильна машина, холодоагент, енергоефективність, переохолодження, водовипарне охолодження, холодоагент групи A2L, адіабатичне охолодження, математичне моделювання, моніторинг, термодинамічний цикл.

ABSTRACT

Molskyi S. M. Development of methods to improve energy efficiency and environmental friendliness of refrigeration machines using water evaporation technologies. Manuscript.

Dissertation for the scientific degree of candidate of technical sciences by specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial heat power engineering. – Anatolii Pidhornyi Institute of power machines and systems of the National academy of sciences of Ukraine, Kharkiv, 2025.

The dissertation addresses a relevant scientific and practical problem of improving the energy efficiency and environmental performance of refrigeration machines (RMs). The main changes in the operation of the refrigeration machine when retrofitting (replacing) HCFC and HFC refrigerants with a global warming potential GWP > 500 with HFC, HFO and HFC/HFO A2L refrigerants with GWP < 500 are identified, including variations in compressor parameters, lubricant replacement, the influence of temperature “glide”, and operational changes in the condenser and evaporator. To increase the cooling capacity of RMs during refrigerant retrofitting, methods for improving its energy efficiency are pro-

posed. The most effective method has been identified: reducing the temperature difference between condensation and evaporation temperatures during the majority of annual operation hours by implementing air subcooling before the refrigeration machine and subcooling of the liquid refrigerant. A new criterion for evaluating the subcooling effect is proposed, which allows for rapid analysis of RM cycles during refrigerant retrofitting. A new method for determining the coefficient of performance (COP) of an RM cycle with refrigerant subcooling is developed, based on thermodynamic parameters of a basic cycle without subcooling for various refrigerants.

An analysis and systematization of modern evaporative air cooling technologies were conducted, and the problems of evaporative systems that arise during their operation were identified. The climatic features of applying adiabatic cooling as a pre-cooling method for air before the condenser of RMs in different cities of Ukraine were determined, and a comparison of single-stage and two-stage condensation temperature reduction technologies was made. Data from remote monitoring of operational adiabatic systems regarding their effectiveness were obtained and analyzed, and recommendations for the use of evaporative air pre-cooling technologies in the refrigeration sector were provided. Schematic solutions for evaporative subcooling of the liquid refrigerant using two-stage air cooling at the subcooler inlet were proposed, enabling the achievement of temperatures below the wet-bulb temperature.

Keywords: refrigeration machine, refrigerant, energy efficiency, subcooling, evaporative cooling, A2L refrigerant, adiabatic cooling, mathematical modeling, monitoring, thermodynamic cycle.

Підписано до друку 06.08.2025 р. Формат 60×84×1/16
Папір офсетний. Друк офсетний.
Наклад 50 прим. Ум. друк. арк. 0.9. Замовлення № 243/2. Віддруковано
з оригінал-макету у «Центрі цифрової поліграфії» м. Харків,
пр. Науки, 7, тел. 702-13-88
e-mail: nauki007@gamail.com