

на тему: Розробка бустерної транскритичної холодильної системи на CO2 для супермаркету в м. Херсон з мультиежекторним блоком

Фоменко Г.А.

ЕН-141 групи

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

28.05.2026 p.

протокол № 10

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Фоменко Георгій Андрійович

1. Тема роботи Розробка бустерної транскритичної холодильної системи на CO₂ для супермаркету в м. Херсон з мультиежекторним блоком

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Супермаркет розташований у м. Херсон.

Транскритична бустерна холодильна система на CO₂ із застосуванням мультиежекторного блоку.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, 1. Вступ, 2. Об'ємно-планувальне рішення, 3. Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу, 4. Визначення товщини пароізоляційного матеріалу, 5. Розрахунок теплоприпливів, 6. Визначення теплового навантаження та підбір холодильного обладнання, 7. Тепловий розрахунок холодильної машини і підбір компресорів, 8. Аналіз бустерної транскритичної холодильної системи на CO₂ з мультиежекторним блоком, 9. Розрахунок повітроохолоджувача, 10. Охорона праці, Висновки, Перелік використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання Фоменко Г.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-21.03.2026	виконано
3	Об'ємно-планувальне рішення	21.04-22.04.2026	виконано
4	Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу	24.04-30.04.2026	виконано
5	Визначення товщини пароізоляційного матеріалу	01.05-05.05.2026	виконано
6	Розрахунок теплоприпливів	05.05-10.05.2026	виконано
7	Визначення теплового навантаження та підбір холодильного обладнання	12.05-15.05.2026	виконано
8	Аналіз бустерної транскритичної холодильної системи на CO ₂ з мультиежекторним блоком	16.05-16.05.2026	виконано
9	Розрахунок повітроохолоджувача	17.05-20.05.2026	виконано
10	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
11	Висновки	23.05-24.05.2026	виконано
12	Перелік використаної літератури	20.05-25.05.2026	виконано
13	Підготовка презентації в PowerPoint	23.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник Фоменко Г.А.

Керівник роботи Трандафілов В.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Фоменко Георгій Андрійович

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі розглянуто питання розробки бустерної транскритичної холодильної системи на CO₂ для супермаркету в м. Херсон з мультиежекторним блоком. Основна увага приділена використанню природних холодоагентів, зокрема діоксиду вуглецю (CO₂), та інноваційних технічних рішень, спрямованих на підвищення енергоефективності й екологічної безпечності.

Запропонована система базується на транскритичній парокомпресійній схемі з мультиежекторним блоком та додатковим контуром переохолодження, що дозволяє мінімізувати втрати енергії при дроселюванні та зменшити утворення флеш-газу. Використання рекуперації теплоти нагнітання компресорів високого тиску забезпечує додаткове переохолодження холодоагенту після газоохолоджувача, що підвищує коефіцієнт енергетичної ефективності системи.

Практична значущість роботи полягає у створенні технічно та економічно обґрунтованої системи холодопостачання для торговельних підприємств, яка відповідає сучасним вимогам до енергоефективності, надійності та екологічної безпечності. Результати дослідження можуть бути використані при проектуванні нових супермаркетів та модернізації існуючих об'єктів.

Ключові слова: супермаркет – CO₂ – мультиежектор

ABSTRACT

This qualification paper examines the design of a CO₂-based booster transcritical refrigeration system with a multi-ejector unit for a supermarket in Kherson. The main focus is on the use of natural refrigerants, in particular carbon dioxide (CO₂), and innovative technical solutions aimed at improving energy efficiency and environmental safety.

The proposed system is based on a transcritical vapour compression scheme with a multi-ejector unit and an additional subcooling circuit, which minimises energy losses during throttling and reduces the formation of flash gas. The use of heat recovery from high-pressure compressor discharge provides additional subcooling of the refrigerant after the gas cooler, which increases the system's energy efficiency ratio.

The practical significance of this work lies in the creation of a technically and economically sound refrigeration system for retail establishments that meets modern requirements for energy efficiency, reliability and environmental safety. The research findings can be utilised in the design of new supermarkets and the modernisation of existing facilities.

Keywords: supermarket – CO₂ – multi-ejector

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	4
1ВСТУП.....	6
2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНЕ РІШЕННЯ	22
3.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ.....	27
4.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ПАРОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ	32
5.РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ.....	34
6.ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	44
7.ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ.....	49
8. АНАЛІЗ БУСТЕРНОЇ ТРАНСКРИТИЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА CO ₂ З МУЛЬТИЕЖЕКТОРНИМ БЛОКОМ.....	62
9.РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА.....	64
10.ОХОРОНА ПРАЦІ.....	78
ВИСНОВКИ.....	85
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	86

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4</i>				
<i>Змін.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка бустерної транскритичної холодильної системи на CO₂ для супермаркету в м. Херсон з мультиежекторним блоком</i>	<i>Лім.</i>		<i>Маса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Фоменко Г.А.</i>							<i>1 : 1</i>
<i>Перевіп.</i>		<i>Трандафілов В.В.</i>							
<i>Т. Контр.</i>						<i>Арк.</i>	<i>5</i>	<i>Аркушів</i>	<i>87</i>
<i>Реценз.</i>						<i>ОНТУ гр. ЕН-141</i>			
<i>Н. Контр.</i>		<i>Трандафілов В.В.</i>							
<i>Затверд.</i>									

1.ВСТУП

В умовах посилення екологічних вимог та зростання вартості енергетичних ресурсів особливої актуальності набувають холодильні системи, що поєднують високу енергетичну ефективність та мінімальний вплив на навколишнє середовище. Одним з найбільш перспективних напрямків розвитку промислового та комерційного холоду є холодильні установки, що використовують діоксид вуглецю (CO₂, R744) як холодоагент. Навіть з урахуванням того, що каскадні системи мають велику продуктивність, застосування CO₂ дозволяє використовувати в них компресори, розраховані на комерційне або на мале індустріальне застосування. Однак, високі робочі тиски визначають особливі вимоги до конструкції компресора, систем захисту та запобіжних пристроїв.

Транскритичні холодильні установки на CO₂ набули широкого поширення в системах холодопостачання об'єктів із змінним тепловим навантаженням, у тому числі в торгових та промислових будівлях.

Істотним недоліком класичних транскритичних схем є зниження енергетичної ефективності під час роботи за умов підвищених температур довкілля. Для компенсації цього ефекту застосовують удосконалені схемні рішення, зокрема використання мультиежекторних блоків.

Мультиежекторная технологія дозволяє частково чи повністю утилізувати дросельні втрати, підвищити коефіцієнт енергоефективності установки та розширити діапазон сталої роботи системи. Внаслідок цього транскритична холодильна установка на CO₂ з мультиежекторним блоком розглядається як одне з найбільш технологічно обґрунтованих рішень для сучасних систем холодопостачання.

Сучасні тенденції в галузі холодильної техніки визначаються необхідністю одночасного підвищення енергетичної ефективності, зниження експлуатаційних витрат та виконання міжнародних та національних вимог щодо охорони навколишнього середовища. Традиційні синтетичні

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагенти, що застосовувалися в холодильних установках, поступово виводяться з експлуатації внаслідок їхнього негативного впливу на озоновий шар та високого потенціалу глобального потепління. У цих умовах природні холодоагенти, зокрема діоксид вуглецю (CO_2), набувають особливого значення.

Діоксид вуглецю характеризується нульовим озоноруйнівним потенціалом та мінімальним потенціалом глобального потепління, що робить його екологічно безпечним холодоагентом. Водночас його фізичні властивості, такі як низька критична температура та високі робочі тиски, зумовлюють застосування транскритичного холодильного циклу. Робота установки в транскритичній області накладає додаткові вимоги до схемних рішень, вибору обладнання та методів регулювання.

Класична транскритична холодильна установка на CO_2 включає компресорний блок, газоохолоджувач, пристрій для дросу і випарники. При цьому значна частина енергії втрачається в процесі дроселювання холодоагенту. Особливо це помітно при високих температурах навколишнього середовища, коли тиск у газоохолоджувачі зростає, а коефіцієнт енергетичної ефективності установки знижується.

Для підвищення ефективності транскритичних систем застосовуються технології рекуперації та перерозподілу енергії, однією з яких є ежекторна. Використання мультиежекторного блоку дозволяє перетворити частину потенційної енергії високонапірного потоку холодоагенту на корисну роботу зі стиснення парів низького тиску. В результаті знижується навантаження на компресори, покращується режим роботи випарників та підвищується загальний енергетичний показник системи.

Мультиежекторний блок є сукупністю ежекторів різної продуктивності, об'єднаних в єдиний модуль із системою автоматичного управління. Таке рішення забезпечує адаптацію холодильної установки до теплових навантажень, що змінюються, і умов навколишнього середовища без істотного ускладнення загальної схеми. У транскритичних установках

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

CO₂ мультиежектори можуть використовуватися як утилізації дросельних втрат, так стабілізації тиску всмоктування.

Для обґрунтування доцільності застосування транскритичної холодильної установки на CO₂ з мультиежекторним блоком лише якісного аналізу принципу роботи та схемних рішень недостатньо. Ефективність системи, стійкість її режимів та відповідність заданим умовам експлуатації визначаються конкретними термодинамічними параметрами та енергетичними показниками.

У зв'язку з цим наступним етапом є виконання інженерних розрахунків, що дозволяють кількісно оцінити роботу основних елементів установки, визначити параметри холодоагенту в характерних точках циклу і встановити вплив мультиежекторного блоку на енергетичну ефективність системи в цілому. Розрахункова частина є основою для об'єктивної оцінки обраної схеми та підтвердження її практичної застосування.

Таким чином, транскритична холодильна установка на CO₂ з мультиежекторним блоком є складною інженерною системою, яка потребує комплексного аналізу термодинамічних процесів, схемних рішень та режимів експлуатації. Метою даної дипломної роботи є аналіз принципу роботи, схемних рішень та експлуатаційних особливостей транскритичної холодильної установки на CO₂ з мультиежекторним блоком, а також підготовка основи інженерних розрахунків такої системи.

Фізичні та екологічні властивості діоксиду вуглецю як холодоагенту.

Холодоагент CO₂ належить до групи про природних холодоагентів (аміак, пропан, бутан, вода та інших.) має нульовий потенціал руйнування озонового шару Землі (ODP=0) і є еталонною одиницею під час розрахунку потенціалу глобального потепління (GWP=1).

У кожного з природних холодоагентів є свої недоліки, наприклад, аміак токсичний, пропан горючий, а вода обмежена область застосування. На

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відміну від них CO₂ не є токсичним і не горючим, хоча його вплив на навколишнє середовище не однозначно. З одного боку, CO₂ міститься в навколишньому повітрі і необхідний для протікання життєвих процесів. З іншого боку, вважається, що велика концентрація вуглекислоти повітря є однією з причин глобального потепління.

Ініціатива повернутися до використання CO₂ у холодильній техніці належить скандинавським країнам, де закони значно обмежують використання холодоагентів HFC та HCFC. Як холодоагент для промислових установок традиційно застосовується аміак, але його кількість в системі обмежена. Це не є проблемою для установок, що працюють на високі та середні температури (до -15/-25°C), де кількість аміаку скорочується застосуванням вторинного холодоносія. Для більш низьких температур застосування вторинного холодоносія неефективне через великі втрати на різниці температур, у цьому випадку використовують CO₂.

При атмосферному тиску CO₂ існує у твердій чи паровій фазах. За такого тиску рідка фаза немає. При температурах нижче -78,4 ° C діоксид вуглецю знаходиться в твердій фазі («сухий лід»). При підвищенні температури CO₂ сублімує до парової фази. При тиску 5,2 бар і температурі – 56,6°C холодоагент досягає так званої потрійної точки. У цій точці всі три фази існують у рівноважному стані. При температурі +31,1°C CO₂ досягає своєї критичної точки, де його щільності в рідинній та паровій фазі однакові (рисунок вище). Отже, різниця між двома фазами зникає і CO₂ існує у надкритичному стані.

Огляд транскритичної системи на основі діоксиду вуглецю.

На відміну від каскадних систем на основі діоксиду вуглецю, в транскритичних системах на основі діоксиду вуглецю як єдине робоче тіло використовується діоксид вуглецю.

Транскритичний цикл, як випливає з назви, включає циклування холодоагенту між докритичною і надкритичною фазами.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зверніть увагу на високий тиск на виході. Коли холодильна система працює в транскритичному режимі, відведення тепла відбувається вище критичного тиску, в той час як охолодження відбувається нижче критичного тиску. Використання діоксиду вуглецю як єдиного робочого тіла та властивий йому високий робочий тиск є причиною багатьох конструктивних відмінностей між бустерними системами на основі транскритичного циклу на основі діоксиду вуглецю та традиційними холодильними системами.

Тиск на виході компресора часто перевищує 1000 фунтів на квадратний дюйм абсолютного тиску. Транскритичний цикл, як випливає з назви, включає циклування холодоагенту між докритичною і надкритичною фазами. Високий робочий тиск системи вимагає використання спеціалізованих розширювальних клапанів високого тиску (HREV) – часто це клапани з електроприводом, виготовлені з високоякісної сталі, випробуваної при тиску до 2000 фунтів на квадратний дюйм.

Високий робочий тиск також вимагає, щоб більша частина системи була виготовлена відповідно до вищих технічних характеристик, ніж зазвичай потрібно, при цьому нержавіюча сталь замінює мідь у більшості компонентів рейки. Ці більш високі технічні характеристики пов'язані зі значною первісною вартістю, але можуть знизити експлуатаційні витрати та витрати на технічне обслуговування протягом усього терміну служби за рахунок зменшення кількості відмов компонентів.

Особливості компресорів у цих системах.

Сучасні напівгерметичні компресори розробляються з коефіцієнтом запасу міцності за внутрішнім тиском, що досягає п'ятикратного значення, що підлягає обов'язковому підтвердженню під час періодичних контрольних випробувань. Наявність вбудованого запобіжного клапана тиску, функціонально порівнянного із зовнішніми захисними пристроями, а також проведення індивідуальних випробувань відповідно до чинних нормативів

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Європейського Союзу, дозволяють у ряді випадків розширювати стандартні межі експлуатації обладнання (НР – до 28 бар, LP – до 19 бар).

У ситуаціях, потребують додаткової надійності, доцільно використовувати ущільнювальні прокладки з металевим армуванням чи спеціальні опорні елементи у вузлах герметизації. Заміна сірого чавуну на чавун з кулястою (сфероїдальною) формою графіту при виготовленні корпусних елементів забезпечує збільшення їхньої механічної міцності без необхідності збільшення товщини стінок.

Аналіз граничних режимів роботи компресорів за діаграмою, наведеною Рис. 1, показує, що робочі тиски на стороні випаровування та на стороні конденсації при використанні CO₂ перевищують відповідні гранично допустимі значення для хладагента R22 орієнтовно на 60% та 20% відповідно. Найбільш простим способом адаптації компресора до експлуатації на CO₂ є застосування в рамках однієї типорозмірної серії корпусу, розрахованого на мінімальну подачу, в поєднанні з електродвигуном максимальної потужності.

Для поршневих компресорів таке конструктивне рішення передбачає використання поршнів найменшого діаметра, що зрештою знижує навантаження на підшипникові вузли і зменшує згинальні моменти, що діють на колінчастий вал.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

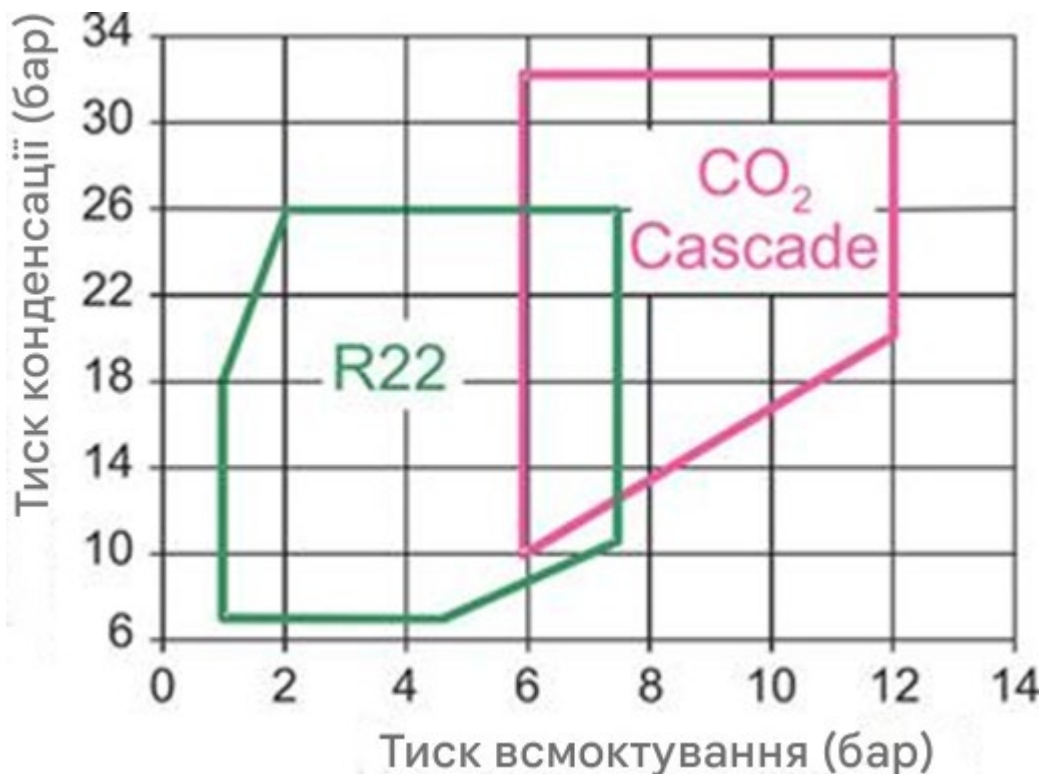


Рис. 1. Аналіз граничних режимів роботи компресорів.

Особливості мастил для компресора.

Значні механічні навантаження, а також висока здатність CO_2 розчинятися у холодильних оліях, що використовуються, формують підвищені вимоги як до в'язкісних і трибологічних характеристик мастильних матеріалів, так і до конструктивного виконання напівгерметичних компресорів, призначених для роботи з даним холодоагентом. Водночас, для забезпечення стабільного повернення олії з холодильного контуру потрібна його хороша сумісність та змішуваність з CO_2 навіть за екстремально низьких температур, аж до $-50\text{ }^\circ\text{C}$ і нижче.

Поліалкіленгліколеві (PAG) олії характеризуються низькою розчинністю CO_2 в картері компресора та в масловідділювачі, що дозволяє формувати стійку мастильну плівку зі сприятливими в'язкісними параметрами. Однак внаслідок їх обмеженої змішуваності з CO_2 виникають складності, пов'язані з циркуляцією олії по системі.

Додатково, виражена гігроскопічність PAG-масел може спричинити суттєве погіршення їх діелектричних властивостей та підвищувати схильність до хімічної активності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У зв'язку з цим використання цих олій у напівгерметичних CO₂-компресорах вважається недоцільним. Сучасні експериментальні дослідження та накопичений експлуатаційний досвід підтверджують, що спеціально модифіковані поліефірні олії (Polar-POE) є прийнятним варіантом для компресорів спеціального виконання, які застосовуються у каскадних холодильних установках CO₂.

Ці масла відрізняються високим індексом в'язкості, хорошими змащувальними властивостями та допустимою розчинністю CO₂, а також, на відміну від PAG-масел і неполярних мінеральних мастил, забезпечують задовільну змішуваність з цим холодоагентом. Разом з тим, з урахуванням їхньої гігроскопічності, в системі необхідно використовувати фільтр-осушувач збільшеної ємності з дрібнопористим наповнювачем типу «молекулярне сито».

Порівняння холодопродуктивності CO₂ з іншими робочими речовинами.

Використання діоксиду вуглецю в каскадних холодильних системах обумовлено його високою питомою продуктивністю. При цьому залежність холодопродуктивності від температури випаровування має згладжений малочутливий характер, що забезпечує стабільні показники при зміні робочих параметрів. Завдяки цим особливостям можливе застосування компресорів порівняно невеликої потужності у комерційних та малих промислових установках, навіть якщо система розрахована на значну загальну холодопродуктивність. На діаграмі (рис. 2) наведено зіставлення робочих характеристик гвинтового компресора з об'ємною продуктивністю 220 м/год.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

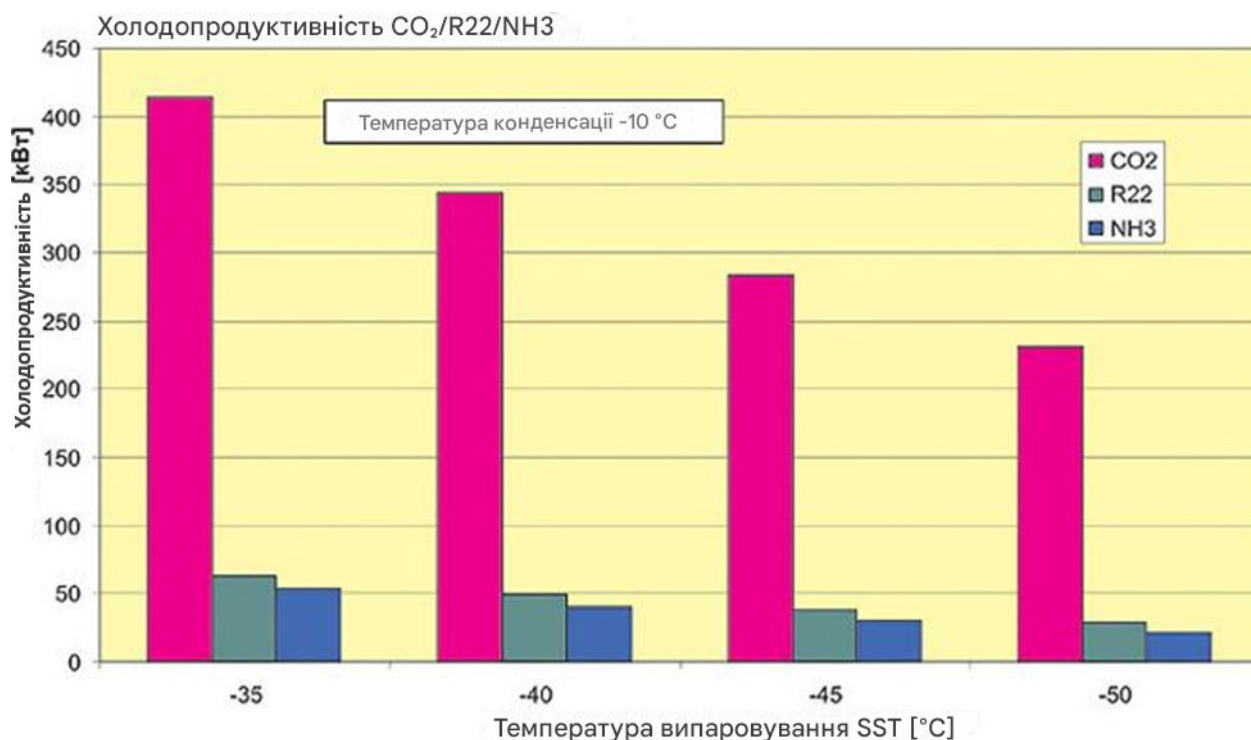


Рис. 2. Порівняння холодопродуктивності CO₂ з іншими робочими речовинами (Абсолютна).

Показники для CO₂ та R22 були отримані при випробуваннях напівгерметичного холодильного компресора, тоді як дані NH₃ визначалися на компресорі відкритого типу. Істотна різниця у значеннях об'ємної продуктивності є наочною. При цьому залежність для CO₂ відрізняється більш згладженим характером і залишається порівняно пологою в інтервалі температур випаровування, що розглядається (рис. 3).

В умовах каскадних холодильних систем зазначені відмінності пояснюються вищим рівнем робочих тисків діоксиду вуглецю, які в заданому діапазоні температур випаровування приблизно в 7-10 разів перевищують тиск, характерний для інших холодоагентів. Ця особливість ефективно узгоджується з конструктивною схемою охолодження компресора за рахунок газу, що всмоктується.

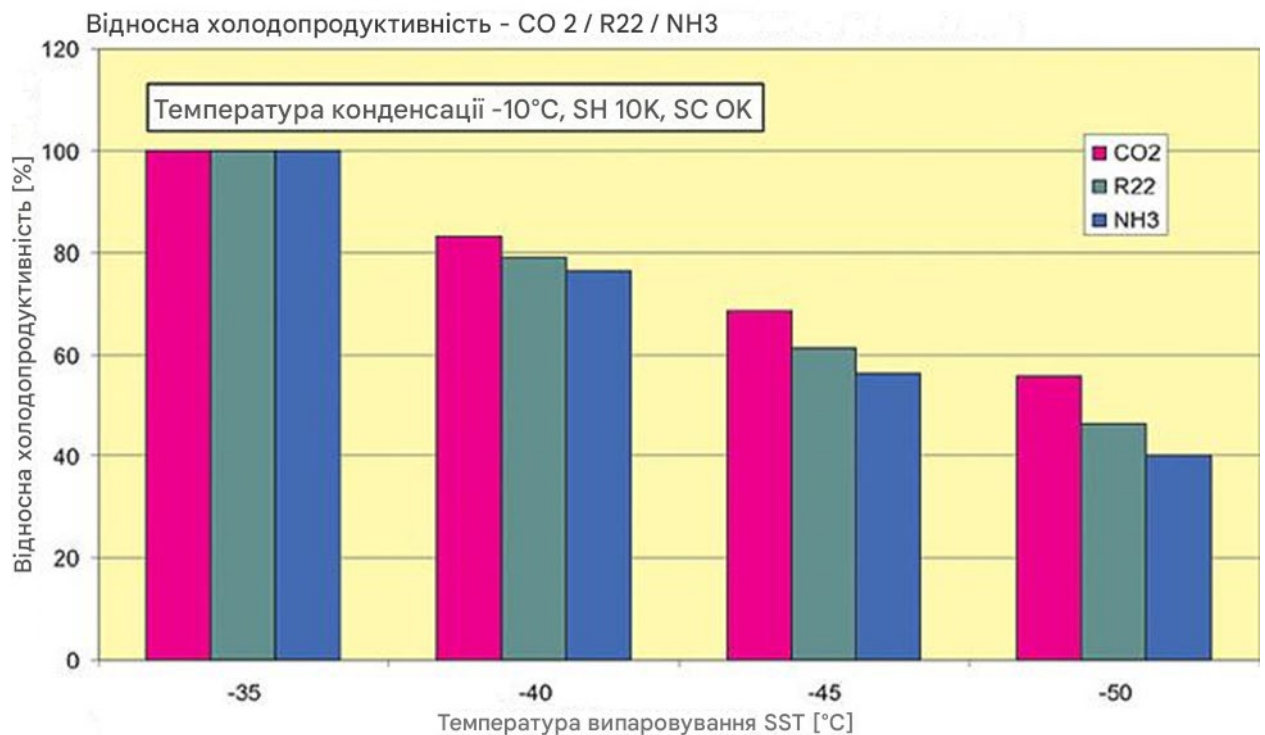


Рис. 3. Порівняння холодопродуктивності CO₂ з іншими робочими речовинами (Відносна).

Мультиежекторний блок. Принцип роботи.

У сучасних холодильних установках на базі діоксиду вуглецю (R744) мультиежекторний блок застосовується переважно у транскритичних бустерних системах для підвищення енергетичної ефективності. Особливо виражений ефект досягається за високих температур зовнішнього повітря, коли система працює в транскритичному режимі.

Мультиежекторний блок є сукупністю декількох паралельно встановлених ежекторів різної продуктивності, об'єднаних в загальний модуль з системою автоматичного управління. Основне завдання даного вузла - часткова рекуперація втрат тиску при дроселюванні та зниження навантаження на компресори середнього тиску (MT).

Мультиежекторний блок встановлюється між газоохолоджувачем і ресивером і замінює собою традиційний вентиль високого тиску (Рис.4).

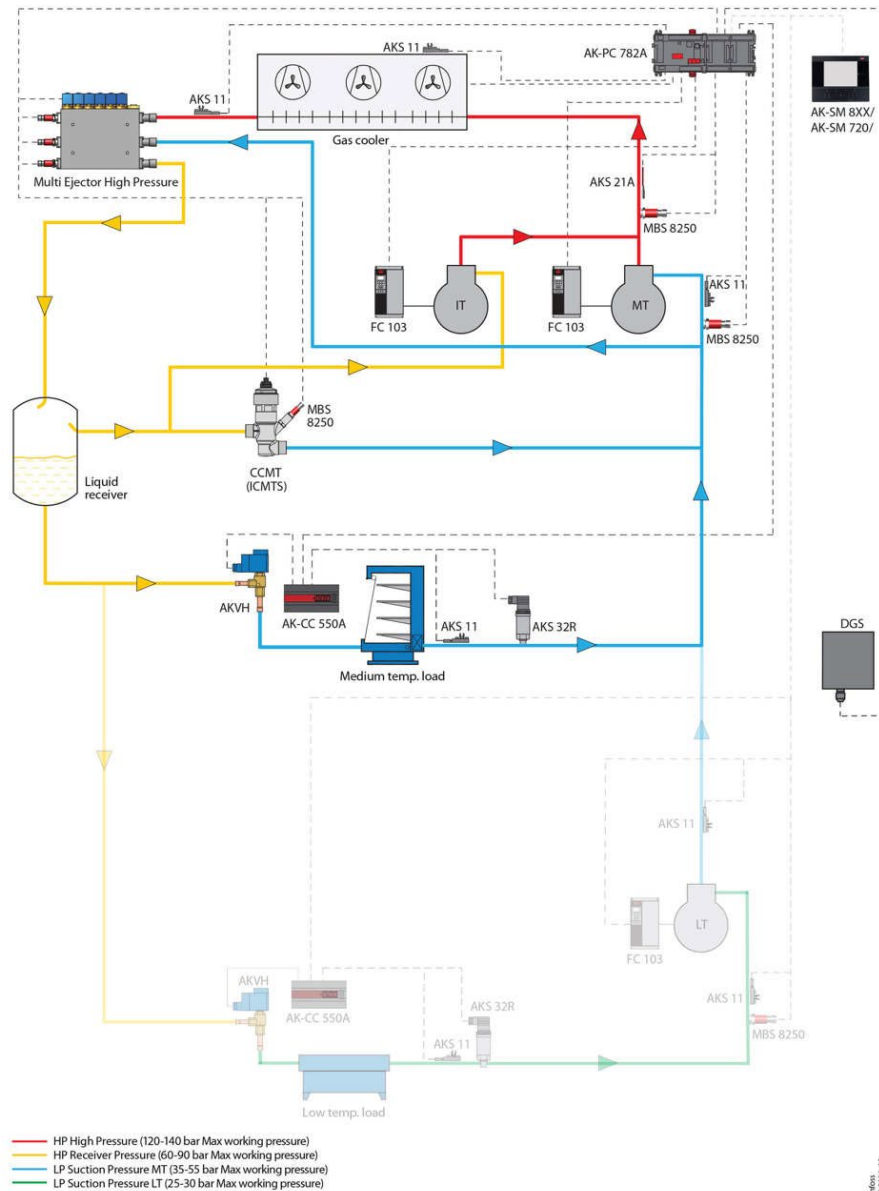


Рис. 4. Приклад схеми с мультиежектором.

Процес протікає наступним чином:

Первинний потік (мотивний) CO_2 з газоохолоджувача під високим тиском надходить у сопло, де його тиск різко падає, а швидкість зростає до надзвукового. За рахунок зниженого тиску в зоні змішування відбувається підсмоктування пари з ресивера. Потoki змішуються, вирівнюються за швидкістю та тиском. У дифузорі частина кінетичної енергії перетворюється назад у тиск. В результаті вторинний потік частково стискається без механічного компресора.

Один ежектор ефективний лише у вузькому діапазоні навантажень.

Тому застосовується мультиежекторний блок, що складається з кількох

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

ежекторів різної продуктивності. Це дозволяє мінімізувати втрати при часткових навантаженнях, підтримувати стабільний тиск у ресивері та оптимізувати роботу компресорів.

Вплив мультиежектора на енергоефективність.

У 2020 році було проведено польове дослідження у рамках проекту The MultiPACK Project. Як об'єкт досліджень виступила холодильна установка для супермаркетів у Португалії. Оптимальний клімат для роботи холодильної установки на CO₂ сприяв якіснішим результатам.

Супермаркет, де встановлено систему, має загальну площу 2400 м². Встановлена електрична потужність системи становить 177 кВт. Загальні потреби в потужності для кожного попиту наведено в Таблиці 1.

Таблиця 1. Загальні потреби в потужності

Demand	Operating Temperature (°C)	Capacity (kW)	Remark for the Demand
LT cooling	-30	24	Freezers, freezing rooms, and an ice machine
MT cooling	-4	100	Cold rooms, open and closed cooling cabinets
AC cooling	10	180	For space cooling
AC heating	30	160	For space heating

Рівні споживання енергії з польових даних були проаналізовані для двох різних режимів: обидва ежектори увімкнені (режим EJ-On) або вимкнені (режим EJ-Off). Крім того, також були враховані зміни в продуктивності системи, пов'язані з діяльністю протягом дня. На рисунку 5 показано аналізований період для двох режимів. Аналіз проводився в період, коли температура зовнішнього повітря для обох режимів була на однаковому рівні. Протягом заданих періодів, коливання температури зовнішнього повітря протягом дня становили від 15 до 31 °C. Дані вимірювань для режиму EJ-On були зібрані за період з 31 липня по 2 серпня 2020 року, тоді як з 5 серпня по 8 серпня 2020 року система працювала без ежекторів (режим EJ-Off).

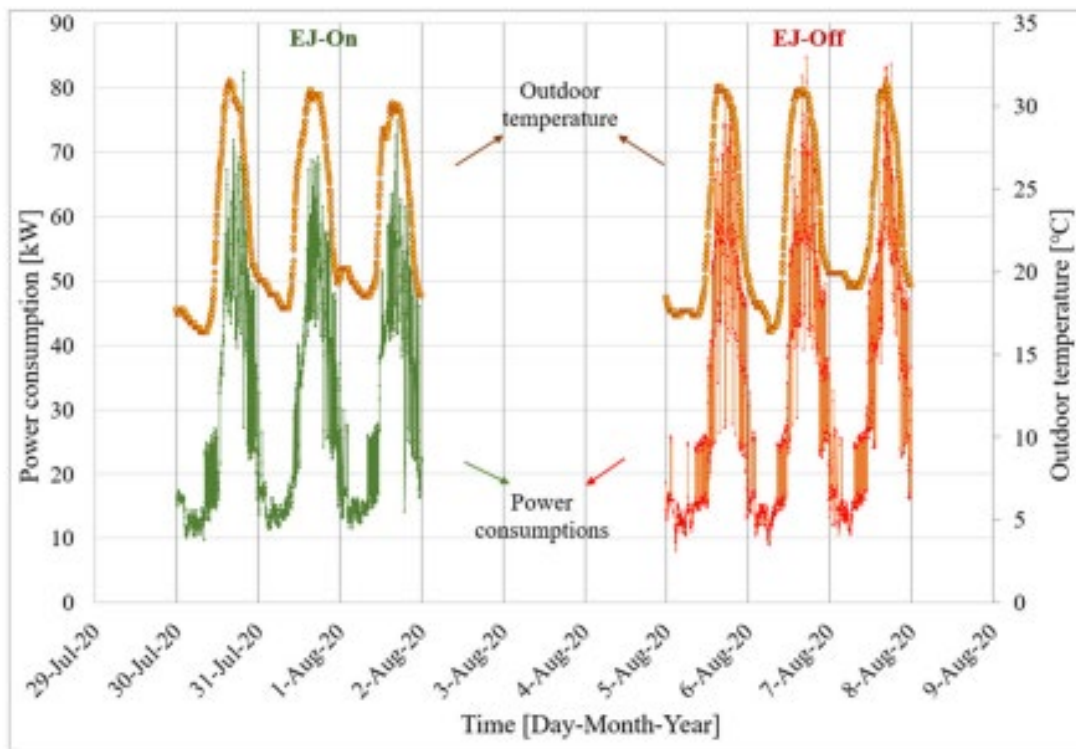


Рис. 5. Залежність споживання енергії від температури навколишнього середовища.

Загальне споживання енергії збільшується з підвищенням температури зовнішнього повітря для кожного режиму. Це відбувається, зокрема, через збільшення навантаження на охолодження з боку LT та MT (холодильники та відкриті шафи) внаслідок впливу вологості та температури всередині торгового залу та головним чином через підвищення температури відведення тепла, що знижує питому холодопродуктивність при розширенні холодоагенту. Загальне споживання енергії в режимі вимкненого ежектора вище порівняно з режимом включеного ежектора. Також чітко видно, що система з ежекторами добре працює за всіх температур зовнішнього повітря (Рис.6). Однак енергоспоживання стійки паралельного стиснення вище в режимі ежектора, оскільки система має велике навантаження в режимі включеного ежектора в порівнянні з режимом вимкненого ежектора.

Коли ежектори працюють, вони розвантажують MT компресори, перекачуючи CO₂ з рівня всмоктування MT на рівень всмоктування паралельного стиснення.

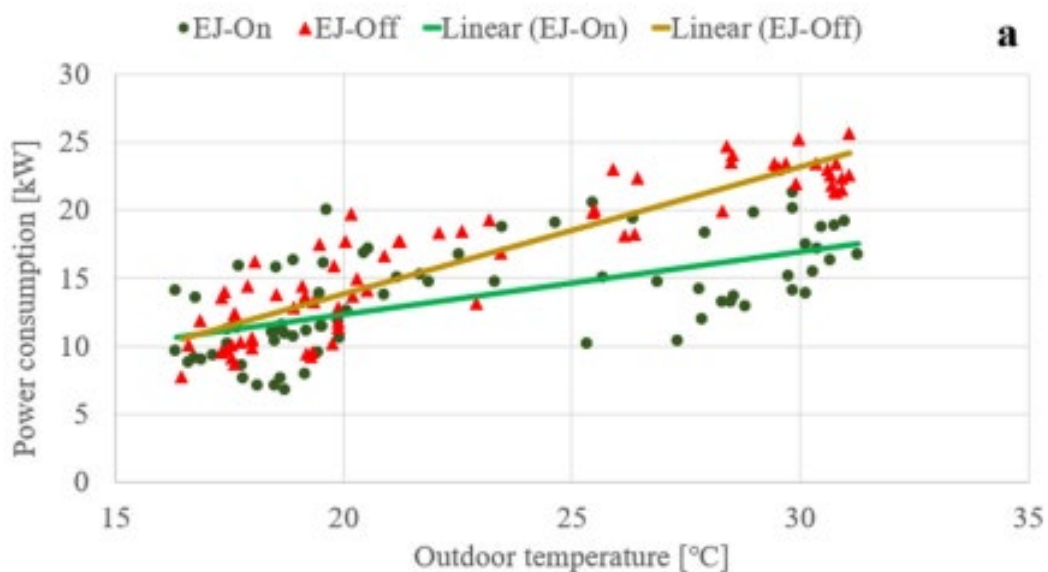


Рис. 6. Графік споживання енергії у різних режимах роботи системи.

Добре поінформовані та вимогливі власники магазинів, зацікавлені в економії коштів, обирають інтегровані енергетичні системи для своїх супермаркетів по всьому світу. За умови правильного вибору схеми системи можна досягти значної економії енергії та коштів. Інтегрована схема системи в цьому відношенні означає, що централізована холодильна установка забезпечує повний обсяг заморожування, охолодження та кондиціонування повітря для супермаркету.

Області застосування.

В першу чергу мультиежекторні блоки застосовуються в холодильних системах супермаркетів і гіпермаркетів. Саме цей сегмент став основною площадкою для впровадження технологій. У торгових сетях з великою кількістю середньотемпературних і низькотемпературних користувачів система працює зі змінною навантаженням протягом суток і року. При підвищенні температури зовнішнього повітря транскритичний цикл CO_2 починає теряти ефективність із-за підвищення тиску в газоохолоджувачі та збільшення долі флеш-газу після розширення. В цих умовах мультиежектор дозволяє частково рекуперувати внутрішній тиск і знизити навантаження на компресори середнього тиску.

В результаті забезпечується зменшення енергоспоживання, особливо в теплих кліматичних зонах, де раніше застосування CO₂ вважалося менш цілеспрямованим. Таким чином, саме в секторі розничної торгівлі мультиежектор став інструментом розширення географії використання транскритичних систем.

Крім супермаркетів, мультиежекторні блоки передбачають застосування в розподільних центрах і холодильних логістичних комплексах. У таких об'єктах характерні значні холодильні потужності, централізовані машинні відділення та довгі періоди роботи при високій тепловій навантаженні. Тут особливо важливо зниження експлуатаційних витрат і підвищення коефіцієнта енергоефективності установки. Мультиежекторні рішення дозволяють оптимізувати роботу бустерної схеми, зменшити долю пара, що повертається в ресивер, і перерозподілити потоки між ступенями компресії. В умовах великих потужностей навіть невелике підвищення COP призводить до помітної економії електроенергії в річному балансі.

Окреме управління застосуванням пов'язане з промисловими об'єктами малої та середньої потужності, де використовується CO₂ як єдиний холодагент або в складі каскадних систем. У каскадних установках, де низькотемпературна ступінь виконана на CO₂, мультиежектор може використовуватися для підвищення ефективності проміжних процесів розширення та зниження навантаження на компресори середньої ступені.

Особливо актуально це в тих випадках, коли система працює при змінних режимах і потрібно гнучке регулювання масових витрат. Мультиежекторний блок завдяки модульній конструкції дозволяє підключати різні соплові елементи в залежності від поточної навантаження, що робить його зручним для динамічних технологічних процесів.

В останні роки мультиежекторні технології активно застосовуються в установках з функцією рекуперації тепла. Транскритичні системи CO₂ часто використовуються не тільки для охолодження, але й для відігріву приміщень

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

або приготування гарячої води. При високих тисках в газоохолоджувачі система може ефективно віддавати тепло в контур теплопостачання.

У таких режимах правильне управління розширенням і тиском в ресивери набуває особливого значення. Мультиежектор дозволяє стабілізувати параметри циклу і підтримувати оптимальний тиск, що підвищує сумарну енергетичну ефективність комплексу «охолодження–отоплення». У країнах з холодним кліматом це робить систему CO₂ універсальним рішенням для об'єктів розничної торгівлі та громадських споруд.

Слід і застосування мультиежекторних блоків у регіонах із жарким кліматом. Раніше транскритичні установки на CO₂ мали обмеження по енергоефективності при високих температурах навколишнього середовища. Введення мультиежекторної технології дозволило значно скоротити розрив в ефективності в порівнянні з традиційними системами на ГФУ.

За рахунок часткового підсилення тиску всмоктування і зменшення роботи компресорів середнього тиску досягається підвищення сезонного коефіцієнта енергоефективності. Це дозволило активному впровадженню системи CO₂ в Південній Європі, на Близькому Сході та в ряду азіатських країн.

Таким чином, області застосування мультиежекторних блоків охоплюють комерційне, логістичне і частково промислове холодопостачання. В основній сфері залишаються централізовані транскритичні бустерні системи великої та середньої потужності, де змінні навантаження та висока температура навколишнього середовища створюють переваги для значного енергетичного ефекту. Мультиежекторний блок в цих умовах виступає не просто як елемент розширювального пристрою, а як засіб термогазодинамічної оптимізації циклу, що забезпечує підвищення стійкості, гнучкості та економічності холодильної установки на CO₂.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНЕ РІШЕННЯ

2.1 Визначення основних розмірів охолоджуваних приміщень ХОЛОДИЛЬНИКІВ

- 1) *Перша камера* – камера зберігання молока та молочно-жирових продуктів. Площа – $35 \text{ м}^2 = 7 \times 5 \text{ м}$.
- 2) *Друга камера* – камера зберігання гастрономічних товарів, м'яса, птиць, напівфабрикатів. Площа – $90 \text{ м}^2 = 10 \times 9 \text{ м}$.
- 3) *Третя камера* – камера заморожування риби та м'яса.
Площа – $15 \text{ м}^2 = 3 \times 5 \text{ м}$.
- 4) *Четверта камера* – камера зберігання овочів та фруктів.
Площа – $60 \text{ м}^2 = 10 \times 6 \text{ м}$.

Висота стель камер – 3,5 м.

Початкові параметри проекту:

м. Херсон

Параметри зовнішнього повітря :

Середньорічна температура повітря = $6.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Найнижча температура = $-6,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (січень)

Найвища температура = $28.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (липень)

Відносна вологість повітря влітку $\varphi = 70 \%$

Відносна вологість повітря взимку $\varphi = 86 \%$

Температури зберігання продуктів магазину :

Молоко та молочно-жирові продукти $t = 2^{\circ}\text{C}$

Гастрономічні товари $t = 2^{\circ}\text{C}$

М'ясо, птиці, напівфабрикати $t = 2^{\circ}\text{C}$

Риба заморожена, м'ясо заморожене $t = -18^{\circ}\text{C}$

Овочі, фрукти $t = 4^{\circ}\text{C}$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розмір g_v різний для різних продуктів і перебуває в межах (0,2...0,8) т/м³. Значення g_v для продуктів :

Молоко та молочно-жирові продукти – $g_{v1} = 300$ кг/м³

Гастрономічні товари, м'ясо, птиці, напівфабрикати - $g_{v2} = 150$ кг/м³

Рибазаморожена, м'ясо заморожене – $g_{v3} = 300$ кг/м³

Овочі і фрукти - $g_{v4} = 100$ кг/м³

Вантажний обсяг камери (тобто обсяг, зайнятий вантажем)

$$V_B = F_K * h_v * \beta \quad (2.1)$$

де F_K - площа камери , м² ;

β - коефіцієнт використання будівельної площі ;

h_v – вантажна висота штабеля .

1 камера :

$$V_{v1} \equiv F_1 \cdot h_v \cdot \beta = 35 \cdot 3 \cdot 0.7 = 73.5 \quad \text{м}^3$$

2 камера :

$$V_{v2} \equiv F_2 \cdot h_v \cdot \beta = 89 \cdot 3 \cdot 0.7 = 186.9 \quad \text{м}^3$$

3 камера :

$$V_{v3} \equiv F_3 \cdot h_v \cdot \beta = 11 \cdot 3 \cdot 0.7 = 23.1 \quad \text{м}^3$$

4 камера :

$$V_{v4} \equiv F_4 \cdot h_v \cdot \beta = 69 \cdot 3 \cdot 0.7 = 144.9 \quad \text{м}^3$$

Вантажна площа камери (тобто площа підлоги, зайнята вантажем)

$$F_B = V_B / h_B, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

де h_B - висота складування продуктів, приймаємо 3(м).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 камера :

$$F_{v1} \equiv \frac{V_{v1}}{h_v} = \frac{73.5}{3} = 24.5 \text{ м}^2$$

2 камера :

$$F_{v2} \equiv \frac{V_{v2}}{h_v} = \frac{186.9}{3} = 62.3 \text{ м}^2$$

3 камера :

$$F_{v3} \equiv \frac{V_{v3}}{h_v} = \frac{23.1}{3} = 7.7 \text{ м}^2$$

4 камера :

$$F_{v4} \equiv \frac{V_{v4}}{h_v} = \frac{144.9}{3} = 48.3 \text{ м}^2$$

Будівельна площа камери включає вантажну площу, а також ділянки підлоги камери, не зайняті вантажем.

До них відносять:

- необхідні мінімальні технологічні відступи від стін і пристінних охолоджувальних приладів (0,3 м.);
- мінімальні проходи для огляду збережених продуктів (0,8 м.);
- проходи для проведення вантажних робіт вручну (1,2 м.);
- проїзди для штабелеукладачів, якщо передбачено механізацію вантажних робіт (2,2 м.);
- вільні площадки біля дверей ((5...6) м²).

Спочатку будівельну площу камери визначають приблизно :

$$F_6 = F_v / \beta \quad (2.3)$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери, залежний від величини F_6

Для камери 1 вибираємо $\beta=0,7$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для камери 2 вибираємо $\beta=0,75$

Для камери 3 вибираємо $\beta=0,7$

Для камери 4 вибираємо $\beta=0,75$

1 камера :

$$F_{b1} \equiv \frac{F_{v1}}{\beta_1} = \frac{24.5}{0.7} = 35 \text{ м}^2$$

2 камера :

$$F_{b2} \equiv \frac{F_{v2}}{\beta_2} = \frac{62.3}{0.75} = 83.067 = 83 \text{ м}^2$$

3 камера :

$$F_{b3} \equiv \frac{F_{v3}}{\beta_3} = \frac{77}{0.7} = 11 \text{ м}^2$$

4 камера :

$$F_{b4} \equiv \frac{F_{v4}}{\beta_4} = \frac{48.3}{0.75} = 64.4 = 64 \text{ м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камер G_d :

$$G_d = F_s \cdot \beta \cdot h_{гр} \cdot g_v, \text{ т} \quad (2.4)$$

1 камера :

$$G_{d1} \equiv \beta_1 \cdot F_{b1} \cdot h_v \cdot q_{v1} = 0.7 \cdot 35 \cdot 3 \cdot 300 = 2.205 \times 10^4 = 22 \text{ т}$$

2 камера :

$$G_{d2} \equiv \beta_2 \cdot F_{b2} \cdot h_v \cdot q_{v2} = 0.75 \cdot 83.067 \cdot 3 \cdot 150 = 2.803 \times 10^4 = 28 \text{ т}$$

3 камера :

$$G_{d3} \equiv \beta_3 \cdot F_{b3} \cdot h_v \cdot q_{v3} = 0.7 \cdot 11 \cdot 3 \cdot 300 = 6.93 \times 10^3 = 6.9 \text{ т}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 камера :

$$Gd4 \equiv \beta_4 \cdot Fb_4 \cdot hv \cdot qv_4 = 0.75 \cdot 64.4 \cdot 3 \cdot 100 = 1.449 \times 10^4 = 14.4 \text{ T}$$

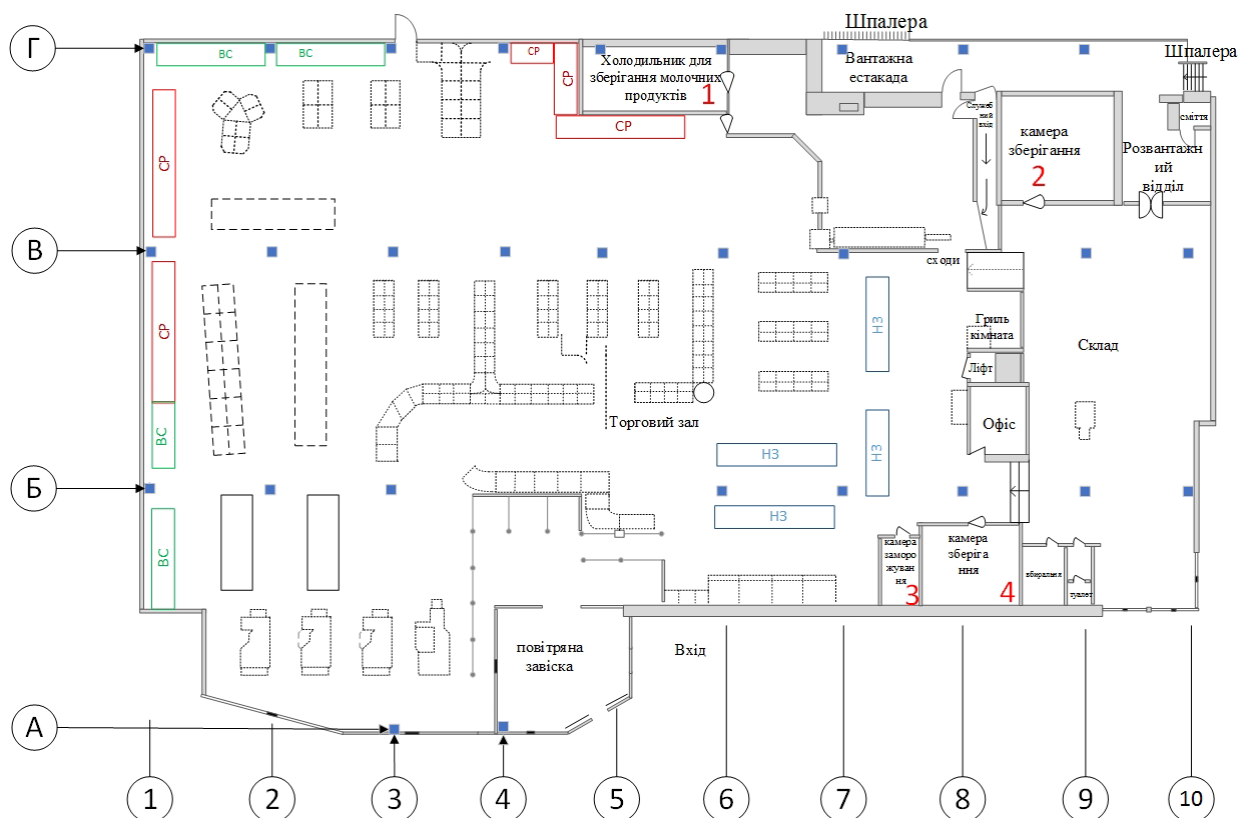


Рис.2.1.Планування магазину в осях колон.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

3.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

Після складання планування холодильника і вибору всіх елементів його будівельно-ізоляційної конструкції визначають товщини ізоляційних шарів огорожень. Для цього необхідно знати коефіцієнти теплопередачі всіх огорожень холодильника –зовнішніх. і внутрішніх.

$K_{зс}$ можна обчислити за формулою:

$$K_{зс} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+t_k)} [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.1)$$

де t_k - температура камери.

Коефіцієнти теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горищ,

$$K_{оп} = 0,95 \cdot K_{зс} \quad (3.2)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних.

$$K_{вн} = 1,18 \cdot K_{зс} \quad (3.3)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями можна обчислити за формулою.

$$K_{вн} = \frac{1}{2 + 0,07 \Delta t_n}, [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.4)$$

де : Δt_n - різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджуваних приміщень по обидва боки огороження.

Отримані данні по трьом камерам вносимо у таблицю 1.

Таблиця 1

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

камери	тк	К зс	Кбп	К но	Квн	Δтп
1	2	0,405	0,384	0,478	0,500	
2	0	0,387	0,368	0,457	0,500	
3	-15	0,278	0,264	0,328	0,300	19
4	4	0,423	0,402	0,499	0,300	19

Камера 1

Покриття

- | | | |
|------------------------------|--------------------|--------------------------|
| 1. 5 шарів гідроізоли | $\delta_1=0,012$ м | $\lambda_1=0,3$ Вт/м·К |
| 2. Бетонна стяжка | $\delta_2=0,04$ м | $\lambda_2=1,4$ Вт/м·К |
| 3. Пінополіуретан
«Ріпор» | $\delta_3=0,1$ м | $\lambda_3=0,030$ Вт/м·К |
| 4. Залізобетонна
плита | $\delta_4=0,35$ м | $\lambda_4=2$ Вт/м·К |

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{K} - R \right) \cdot \lambda_{\text{із}}, \text{ м} \quad (3.5)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огороження;

R – розрахунковий термічний опір:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K} \quad (3.6)$$

де α_3 , і α_K - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження ($\alpha_3=23$ Вт/(м·К), $\alpha_K=9$ Вт/(м·К))

δ та λ – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огороження

$$R = \frac{1}{23} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,4} + \frac{0,35}{2} + \frac{1}{9} = 0,398 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,384} - 0,398 \right) \cdot 0,03 = 0,066 \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1 м та вибираємо 2 листа по 50 мм.

У випадку прийняття товщини ізоляції більшої ніж розрахункова, проводиться перерахунок коефіцієнту теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + R} = \frac{1}{\frac{0,1}{0,03} + 0,398} = 0,268 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Зовнішня стіна

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,12 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополеурітан «Ріпор»	$\delta_4 = 0,1 \text{ м}$	$\lambda_4=0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{23} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{9} = 0,218 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,405} - 0,218 \right) \cdot 0,03 = 0,068 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1 м та вибираємо 2 листа по 50 мм.

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{0,1/0,3} + 0,218 = 0,282 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Внутрішня стіна

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополеурітан «Ріпор»	$\delta_4 = 0,1 \text{ м}$	$\lambda_4=0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,14}{2} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{8} = 0,279 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,282} - 0,279 \right) \cdot 0,03 = 0,06 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1м та вибираємо 1 лист 100 мм
Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності K:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,1}{0,035} + 0,279} = 0,277 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Підлога

У камері 3 використовується підлога із підігрівом.

Монолітне бетонне покриття	$\delta_1=0,04 \text{ м}$	$\lambda_1=1,86 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Армірована бітонна стяжка	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=1,86 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Керамзит	$\delta_3=0,4 \text{ м}$	$\lambda_3=0,18 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Цементно-пісчаний розчин	$\delta_4=0,025 \text{ м}$	$\lambda_4=0,98 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Приймаємо 0,42 м керамзиту котрий грає роль теплоізоляції .

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності K:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,42}{0,18} + 0,245} = 0,388 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перегородка:

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополістирол	$\delta_4=0,18 \text{ м}$	$\lambda_4=0,05 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,14}{2} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{8} = 0,279 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,3} - 0,279 \right) \cdot 0,05 = 0,153 \text{ м}$$

Оскільки між камерами 3 і 4 велика різниця температур , то приймаємо теплоізоляцію з пінополістиролу товщиною 100 мм, 50 мм та 30мм.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Таблиця 2. Коефіцієнти теплопередачі.

Стіни	t_k	K_p	α_n	α_{zn}	δ/λ	$\lambda_{із}$	$\delta_{із}$	$\delta_{із д}$	K_d	R
Одиниці вимірювання	°C	Вт/м²К	Вт/м²К			Вт/мК	м	м	Вт/м²К	м²К
Зовнішня стіна	2	0,405	9	23	0,063	0,03	0,068	0,1	0,282	0,218
Зовнішня стіна	0	0,387	9	23	0,063	0,03	0,071	0,1	0,282	0,218
Зовнішня стіна	-15	0,278	9	23	0,063	0,03	0,101	0,125	0,228	0,218
Зовнішня стіна	4	0,423	9	23	0,063	0,03	0,064	0,1	0,282	0,218
Внутрішня стіна	2	0,282	9	8	0,043	0,03	0,098	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	0	0,439	9	8	0,043	0,03	0,060	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	-15	0,307	9	8	0,043	0,03	0,089	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	4	0,282	9	8	0,043	0,03	0,098	0,1	0,277	0,279
Покриття	2	0,384	9	23	0,243	0,03	0,066	0,1	0,268	0,398
Покриття	0	0,368	9	23	0,243	0,03	0,070	0,1	0,268	0,398
Покриття	-15	0,264	9	23	0,243	0,03	0,102	0,125	0,219	0,398
Покриття	4	0,402	9	23	0,243	0,03	0,063	0,1	0,268	0,398
Перегородка	-15	0,3	9	8	0,043	0,05	0,153	0,18	0,258	0,279
підлога	-15	0,394	9	23	0,09	0,18	0,413	0,42	0,388	0,245

4.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ПАРОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

Ізоляційні конструкції холодильних камер включають пароізоляційний шар, установлюваний для захисту холодильної ізоляції від зволоження. Звичайно пароізоляцію встановлюють з теплового боку теплоізоляційного шару.

Вираз для визначення товщини пароізоляційного шару δ_{Π} вигляд :

$$\delta_{\Pi} = \delta_{i3} \frac{\mu_{\Pi}}{\mu_{i3}} \left(\frac{\frac{m}{n} e^{bt_{3i}-ct_{Bi}} - 1}{c(t_{3i}-t_{Bi})} - 1 \right) \quad (4.1)$$

μ_{Π} і μ_3 – коефіцієнти паропроникності пароізоляційного і теплоізоляційного матеріалів.

t_{3i} – температура зовнішньої поверхні шару теплової ізоляції ;

t_{Bi} – температура внутрішньої поверхні шару теплової ізоляції ;

b, c, m, n – коефіцієнти, що залежать від t_{3i} та t_{Bi} .

$$t_{3i} = t_k + K(t_3 - t_k) \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{BH}}{\lambda_{BH}} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \right) \quad (4.2)$$

$$t_{Bi} = t_k + K(t_3 - t_k) \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{BH}}{\lambda_{BH}} \right) \quad (4.3)$$

де δ_{BH} , λ_{BH} – товщина і коефіцієнт теплопровідності внутрішнього облицювального шару огороження;

δ_{i3} , λ_{i3} – товщина і коефіцієнт теплопровідності шару теплової ізоляції.

Камера 4

$t_k = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_3 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Конструкція зовнішньої стіни : силовий шар виконаний з цегли, як теплоізоляцію використані плити тверді мінераловатні $\lambda_{i3} = 0,08 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$,

$\mu_{i3} = 94,1 \cdot 10^{-12} \text{ кг/(м}^{\circ}\text{с}^{\circ}\text{Па)}$. Як пароізоляцію прийняли руберойд ,

$\mu_{\Pi} = 0,376 \cdot 10^{-12} \text{ кг/(м}^{\circ}\text{с}^{\circ}\text{Па)}$. Розрахункова товщина теплоізоляційного шару огороження $\delta_{i3} = 0,18 \text{ м}$. Огороження з боку камери облицьовано шаром штукатурки ($\delta_{3B} = 0,02 \text{ м}$, $\lambda_{BH} = 0,98 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$). Коефіцієнт теплопередачі огороження $K = 0,3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4</i>	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_3=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}), \alpha_k= 8 \text{ Вт }/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь шару теплоізоляції визначаємо з виразів (3.2) , (3.3) :

$$t_{3i} = -15 + 0,3 * (20 + 15) * \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,325}{0,08} \right) = 29^{\circ}\text{C}$$

$$t_{bi} = -15 + 0,3 * (20 + 15) * \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,98} \right) = -13,5^{\circ}\text{C}$$

Товщину пароізоляційного шару розраховуємо за формулою (4.1) :

$$\begin{aligned} \delta_{\Pi} &= 0,325 * \frac{0,376 * 10^{-12}}{94,1 * 10^{-12}} * \left(\frac{\frac{630}{640} * e^{0,0646*29+0,0930*13,5} - 1}{0,0930 * (29 + 13,5)} - 1 \right) = \\ &= 0,883 * 10^{-3} \text{ м} \end{aligned}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ

5.1 Розрахунок теплопритоків через огородження

Розрахунок тепло притоків через кожне огородження споживача холоду (крім підлог, що не обігріваються, розташованих на ґрунті) здійснюють за формулою:

$$Q_1 = \kappa F (\Delta t + \Delta t_c) \quad (5.1)$$

де Δt - різниця температур між зовнішнім середовищем або сусіднім, більш теплим приміщенням та охолоджуваним об'єктом;

κ – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огородження;

F – площа поверхні даного огородження;

Δt_c - надлишкова різниця температур від впливу сонячного випромінювання на дане огородження:

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_3} \quad (5.2)$$

де P – коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огородження, що опромінюється, сонцем. Приймаємо його рівним 0,75;

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду. Визначається з таблиці виходячи з географічної широти та орієнтації стіни у просторі і рівна для географічної широти 50

Західна стіна $q_c = 461 \text{ Вт/м}^2$

Східна стіна $q_c = 384 \text{ Вт/м}^2$

Північна стіна $q_c = 0 \text{ Вт/м}^2$

Південна стіна $q_c = 384 \text{ Вт/м}^2$

Покриття $q_c = 789 \text{ Вт/м}^2$

ε_c - коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхні огородження. Для світлого рубероїду, який використано для покрівлі,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дорівнює 0,75, для зовнішніх стін білого кольору – 0,4.

Камера 1

Покриття

$$F=7 \cdot 5 = 35 \text{ м}^2$$

$$\Delta t = 20 - 2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{п}} = 0,268 \cdot 35 \cdot (20 + 18,5) = 361,13 \text{ Вт}$$

Розрахуємо Δt_c для стін в кожній камері. Ця величина буде враховуватися лише один раз для однієї зі стін камери.

$$\text{Західна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 461 \cdot 0,75}{23} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Східна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{384 \cdot 0,4 \cdot 0,75}{23} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Південна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 384 \cdot 0,75}{23} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Північна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 0}{23} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

СТІНА	Р	ε	q	α	Δ t солн.
Південна	0,75	0,4	384	23	5
Західна	0,75	0,4	461	23	6
Східна	0,75	0,4	384	23	5
Покриття	0,75	0,72	789	23	18,5

$$\text{Покриття } \Delta t_c = 0,75 \cdot \frac{789 \cdot 0,72}{23} = 18,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Таблиця 2. Теплопритоки через огороження

Камера 1	сторона	Кд.	F	tн	tк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	28	20	2	18		142,128
	Західна	0,277	20	20	2	18		99,72
	Східна	0,2	20	18	2	16		64
	підлога	0,343	35	0	2	2		24,044
	покриття	0,219	35	25	2	23	18,5	176,37
	Сумма							458,174

Камера 2	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	40	18	0	18		203,04
	Західна	0,282	18	20	0	20		101,52
	Східна	0,282	42	18	0	18		213,192
	Південна	0,282	18	18	0	18		91,368
	підлога	0,268	21	0	0	0		0
	покриття	0,388	21	25	0	25	18,5	203,7
	Сумма							812,82

Камера 3	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	12	20	-15	35		118,44
	Західна	0,282	20	20	-15	35		197,4
	Східна	0,282	20	4	-15	19		107,16
	Південна	0,282	12	20	-15	35	5	118,44
	підлога	0,268	15	0	-15	15		60,3
	покриття	0,388	15	25	-15	40	18,5	232,8
	Сумма							834,54

Камера 4	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	40	20	4	16		180,48
	Західна	0,282	24	-15	4	-19		128,592
	Східна	0,282	24	18	4	14		94,752
	Південна	0,282	40	20	4	16	5	180,48
	підлога	0,268	60	0	4	-4		64,32
	покриття	0,388	60	25	4	21	18,5	488,88
	Сумма							751,68

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				36

5.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

При усіх видах холодильної обробки вантажів, теплоприпливи можна розрахувати за формулою:

$$Q_{2\phi} = \frac{G_{\phi} \cdot \Delta h}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (5.3)$$

де G_{ϕ} – добове надходження вантажу(т/добу). Приймається 50% для камер при 3...4х добовому.

Камера 1:

$$G_{\phi 1} = 22 \cdot 0,5 = 11 \text{ т/добу}$$

Камера 2:

$$G_{\phi 2} = 28 \cdot 0,5 = 14 \text{ т/добу}$$

Камера 3:

$$G_{\phi 3} = 6,9 \cdot 0,5 = 5,52 \text{ т/добу}$$

Камера 4:

$$G_{\phi 4} = 14,49 \cdot 0,5 = 7,24 \text{ т/добу}$$

Δh – різниця ентальпій при надходженні та зберіганні вантажу (кДж/кг);

Якщо охолоджуються харчові продукти, що перебувають в тарі, то обчислюється додатковий тепло притоки $Q_{2т}$:

$$Q_{2т} = \frac{G_{т} \cdot C_{pm} \cdot \Delta t}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (5.4)$$

де: $G_{т}$ – добове надходження тари(т/добу); Визначається як добуток добового надходження вантажу на коефіцієнт котрий дорівнює, для картону 10% та для дерева 20%.

$$G_{т1} = 0,1 \cdot 11 = 1,1 \text{ т/добу}$$

$$G_{т2} = 0,1 \cdot 14 = 1,4 \text{ т/добу}$$

$$G_{т4} = 0,2 \cdot 7,24 = 1,448 \text{ т/добу}$$

Δt – різниця температур при надходженні та зберіганні продукту, °С;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$C_{рт}$ – питома теплоємність тари, кДж/кг·К.

$C_{рт} = 2,5$ кДж/кг·К - для дерева та для картонної – 1,46 кДж/кг·К.

Температура продукта що поступає у першу камеру складає +8 °С що обумовлюється транспортуванням продукта у рефрижераторах .

Температура продукта у другу камеру складає +5. Продукт у третю камеру поступає з температурою -6°С ,а в четверту 20 °С.

Камера 1

$G_d = 1,1$ т/добу

$\Delta h = 24,7$ кДж/кг

$$Q_{2в} = \frac{11 \cdot (350,7 - 326)}{0,0864} = 3144,67 \text{ Вт}$$

$$Q_{2т} = \frac{1,1 \cdot 1,46 \cdot (8 - 2)}{0,0864} = 111,527 \text{ Вт}$$

Розрахунки вносимо до таблиці 3 для кожної камери.

Таблиця 3. Теплопритоки від продукту

Камери	Gп	Gт	tp	tk	hp	hk	Cпт	Q2 гр.	Q2 тара	сумма Q2
1	11	1,1	8	2	350,7	326	1,46	3144,676	111,528	3256,204
2	14	1,4	5	0	249,15	235,5	1,46	2211,806	118,287	2330,093
3	5,52	0	-6	-15	52	12,2	0	2542,778	0	2542,778
4	7,24	1,448	20	4	346,5	286,7	2,5	5011,01852	670,37	5681,388

5.3 Розрахунок теплопритоків із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень

Для камери довготривалого зберігання морожених продуктів вентиляція не передбачається, тому теплоприпливи відсутні. Для зберігання плодів та овочів теплопритоки від вентиляції розраховуються за наступною формулою:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_n - h_k)}{3,6\tau}, \text{ Вт} \quad (5.5)$$

Де:

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, кг/м³;

Δh – різниця ентальпій повітря при надходженні та зберіганні вантажу (кДж/кг).

де $V_{\text{буд}}$ – чистий об'єм камери з урахуванням ізоляції, м³;

a – кратність повітрообміну за добу. Приймається 4;

ρ_k – щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджуваного приміщення, кг/м³

При температурі 4°C, $\rho_k = 1,27 \text{ кг/м}^3$

h_n та h_k – ентальпії зовнішнього повітря та повітря в камері, кДж/кг.

При температурі 4°C та відносній вологості 80% $h_k = 14 \text{ кДж/кг}$

При температурі 30°C та відносній вологості 70% $h_n = 79 \text{ кДж/кг}$

τ – щодобовий інтервал часу, протягом якого здійснюють вентиляцію камер і дорівнює 24 год.

$$V_{\text{буд}} = 64 \text{ м}^3$$

$$Q_3 = \frac{64 \cdot 4 \cdot 1,27 \cdot (79 - 14)}{3,6 \cdot 24} = 244,592 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

Проводимо розрахунки для першої камери.

Теплоприток від електричного освітлення

$$Q_4^1 = q_4^1 \cdot j_{cv} \cdot F_B, \text{ Вт} \quad (5.6)$$

де q_4^1 - питома норма потужності світильників загального освітлення.

Приймаємо рівним 3 Вт;

j_{cv} - коефіцієнт одночасності роботи світильників. При двохзонному ділені камери приймається 0,67, при трьохзонному - 0,33;

F_B - будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²

1 камера:

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,67 \cdot 35 = 70,35 \text{ Вт}$$

2 камера:

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,33 \cdot 83 = 82,17 \text{ Вт}$$

3 камера :

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,33 \cdot 64 = 63,36 \text{ Вт}$$

4 камера :

$$3 \cdot 0,67 \cdot 15 = 30,15 \text{ Вт}$$

Теплоприплив від електричних двигунів

При розташуванні електродвигуна поза охолоджуваним об'єктом, у розрахунок

Q_4'' враховується лише його корисна потужність, яка дорівнює $N_e \eta_{дв}$,

Де $\eta_{дв}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, тобто розрахункова потужність $N_{дв} = N_e \eta_{дв}$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$N_{\partial\partial}$ - розрахункова потужність електродвигуна. Оскільки не відомі потужності електродвигунів, розраховуємо за наступною формулою:

$$\sum N_{\partial\partial} = 1,2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m \quad (5.7)$$

1 камера :

$$Q''_{\partial\partial 1} = 1,2(458,17 + 3256,204) \cdot 0,14 = 624,01 \text{ Вт}$$

2 камера :

$$Q''_{\partial\partial 2} = 1,2 \cdot (812,82 + 2330,093) \cdot 0,14 = 528 \text{ Вт}$$

3 камера :

$$Q''_{\partial\partial 3} = 1,2(834,54 + 2542,778) \cdot 0,17 = 688,972 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q''_{\partial\partial 4} = 1,2(751,68 + 5681,388 + 244,592) \cdot 0,14 = 1121,846 \text{ Вт}$$

де m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача.

$m = 0,12 \dots 0,17$ для малих холодильних камер підприємств торгівлі.

Теплоприпливи від працюючих людей

$$Q_4^{III} = q_4^{III} \cdot n, \text{ Вт} \quad (5.8)$$

де n – кількість людей, чол.;

q_4^{III} - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

$$q_4^{III} = 270 - 6 \cdot t_k \quad (5.9)$$

1 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot 2) \cdot 2 = 516 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot 0) \cdot 2 = 540 \text{ Вт}$$

3 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot (-15)) \cdot 2 = 720 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot 4) \cdot 2 = 492 \text{ Вт}$$

Теплоприплив при відкриванні дверей

$$Q_4^{IV} = B \cdot F_B, \text{ Вт} \quad (5.10)$$

де B – питома витрата холоду при відкриванні дверей. Він залежить від призначення камери та її площі і тому для камери зберігання охолоджених продуктів площею 35 м^2 , $B=17$, для камери зберігання заморожених продуктів площею 15 м^2 , $B = 13$, для камери площею 90 м^2 $B = 9$ та для камери площею 60 м^2 $B= 9$.

1 камера

$$Q_4^{IV} = 35 \cdot 17 = 595 \text{ Вт}$$

2 камера

$$Q_4^{IV} = 90 \cdot 9 = 810 \text{ Вт}$$

3 камера

$$Q_4^{IV} = 60 \cdot 9 = 540 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q_4^{IV} = 15 \cdot 13 = 195 \text{ Вт}$$

Отримані розрахунки вносимо до таблиці 4

Таблиця 4. Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	Q_4^I , Вт	Q_4^{II} , Вт	Q_4^{III} , Вт	Q_4^{IV} , Вт	ΣQ_4 , Вт
Камера 1	70,35	624.01	516	595	1805.36
Камера 2	82,17	528	540	810	1960.17
Камера 3	63,36	688.792	720	540	2012.152
Камера 4	30,15	1121.846	492	195	1838.996

5.5. Розрахунок теплопритоків від дихання плодів та овочів

Тепло притоки від дихання плодів і овочів визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди або овочі, що вимагають охолодження до температури збереження:

$$Q_5 = q_5^I \cdot G_n + q_5^{II} \cdot (G - G_n), \text{ Вт} \quad (5.11)$$

де G_n - максимальне надходження плодів і овочів у камеру, т;

q_5^I та q_5^{II} - питомі тепловиділення плодів та овочів при температурі їхнього надходження та збереження, Вт/т;

Кількість виділюваної теплоти від температури має експонентний характер:

$$q_t = q_0 e^{bt}, \text{ Вт/т} \quad (5.12)$$

де b – температурний коефіцієнт, $^{\circ}\text{C}^{-1}$ і дорівнює 0,0668

Оскільки тільки в третій камері знаходяться фрукти, саме для цієї камери проводимо розрахунок. В інших камерах цей теплоприток буде рівним нулю.

$$q_5^I = 25,3 \cdot e^{0,1 \cdot 20} = 559,21 \text{ Вт/т}$$

$$q_5^{II} = 25,3 \cdot e^{0,1 \cdot 4} = 111,843 \text{ Вт/т}$$

$$Q_5 = 559,21 \cdot 7,24 + 111,843 \cdot (14,4 - 7,24) = 4849,476 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Усі отриманні значення теплопритоків заносимо до таблиці 5. В залежності від типу теплопритоку навантаження на компресор буде коливатися від 20 до 100% від даного теплопритоку. $Q_1 = 100\%$, $Q_2 =$ (для охолоджених продуктів) 20% , а для плодів та овочів – 50% , $Q_3, Q_4, Q_5 = 100\%$. Навантаження на прилади охолодження у всіх випадках буде 100% .

№ камери	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₃ , Вт		Q ₄ , Вт		Q ₅ , Вт	
	П.О	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ
1	458,1 7	458,1 7	3256, 2	651,2 4	0,0	0,0	1805,3 6	1805,3 6	0,0	0,0
2	812,8 2	812,8 2	2330	466	0,0	0,0	1960,1 7	1960,1 7	0,0	0,0
3	834,5 4	834,5 4	2542, 77	508,5 54	0,0	0,0	2012,1 52	2012,1 52	0,0	0,0
4	751,6 8	751,6 8	5681, 38	2840, 69	244,5 92	244,5 92	1838,9 96	1838,9 96	4849,4 76	4849, 76

Таблиця 5. Навантаження на прилади охолодження та компресори

Камера	ΣQ , Вт	
	П.О.	КМ
1	5519,73	2914,77
2	5102,99	3238,99
3	5389,462	3355,246
4	13366,124	10525,718

6.1. Розрахункове теплове навантаження компресорів

У холодильних установках з одним споживачем холоду розрахункове теплове навантаження Q_{pk} для добору компресорів визначають за формулою:

$$Q_{pk} = \sum Q_{km} \frac{\varepsilon_n}{b_k}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

Де: b_k - коефіцієнт робочого часу компресорів. Приймаємо його рівним 0,85;

ε_n - коефіцієнт утрат при транспортуванні холоду. Приймаємо його рівним 1,06.

На температуру кипіння -8°C (камера 1)

$$Q_{pk} = 2914,77 \cdot 1,06 / 0,85 = 3,634 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -8°C (камера 2)

$$Q_{pk} = 3238,99 \cdot 1,06 / 0,85 = 4,039 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -28°C (камера 3)

$$Q_{pk} = 3355,246 \cdot 1,06 / 0,85 = 4,184 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -6°C (камера 4)

$$Q_{pk} = 10525,718 \cdot 1,06 / 0,85 = 13,126 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2 Підбір повітроохолоджувачів для камер

Камера	Марка	Модель	Q ₀ ,кВт
1	Guentner	040.2F/17-ANW50	6,6
2	Guentner	040.2F/17-ANW50	6,6
3	Спроектований	-	6
4	Guentner	050.2F/17-ANS50	14,7

6.3 Підбір холодильного обладнання в торговому залі

Тип	Марка	Модель	температура	Q ₀ ,кВт	Кіл - сть	Σ кВт
Низькотемп ературні	КОХКА	GHS64 (4)	-15...-18 °C	0,26	4	1,04
	КОХКА	DN 116 (3)	-15...-18 °C	0,94	2	1,88
Середньоте мпературні	КОХКА	MCL118	-1...+4 °C	0,86	3	2,58
	КОХКА	MCL128(3)	1...+4 °C	0,6	1	0,6
	КОХКА	VSS726 (4)	-1...+7°C	0,84	2	1,68
	КОХКА	VLL726(4)	-1...+5°C	0,9	1	0,9
	КОХКА	SVS726(4)	-1...+7°C	0,94	2	1,88

6.4. Підбір холодильного устаткування

В якості охолоджуючих приладів обираємо поточні та пристінні фреонові ребрені повітроохолоджувачі. У загальному випадку апарат підбирають по необхідній площі його теплообмінної поверхні. Чисельне значення визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{nk\theta}, \text{ м}^2 \quad (6.2)$$

де Q – розрахункове теплове навантаження, Вт;

n – число апаратів, що підбирається залежно від її площі ;

k – коефіцієнт теплопередачі апарату, Вт/(м²К). Для фреонових ребрених повітроохолоджувачів приймаємо 18 Вт/(м²К);

θ – середній температурний напір між середовищами, К. Для фреонових ребрених повітроохолоджувачів приймаємо 13 К.

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача першої камери:

$$F_1 = 3634 / (1 \cdot 18 \cdot 13) = 15,52 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача другої камери:

$$F_2 = 4039 / (2 \cdot 18 \cdot 13) = 8,63 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача третьої камери:

$$F_3 = 4184 / (1 \cdot 18 \cdot 13) = 17,88 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача четвертої камери:

$$F_4 = 13126 / (3 \cdot 18 \cdot 13) = 18,69 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7,ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ

Завданням теплового розрахунку холодильної машини є:

- визначення споживаної об'ємної продуктивності компресорів;
- Підбір компресорів;
- визначення споживаної потужності;
- визначення теплового навантаження на компресора.

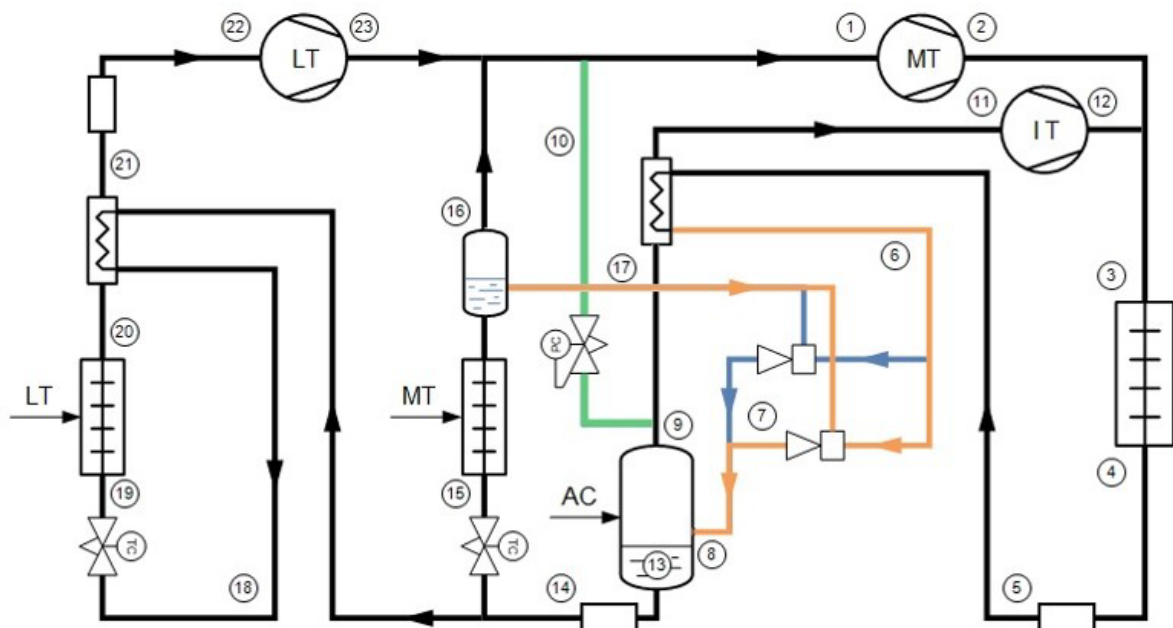


Рис.7.1. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO₂ з паралельним стисненням та мультіежекторним блоком: LT – компресор першого ступеня стиснення, MT – компресор другого ступеня стиснення, IT – компресор паралельного стиснення.

Вибираємо розрахункові параметри холодильної машини.

Агент –CO₂.

Температура зовнішнього повітря:

$$T_{зв} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Навантаження на компресора:

$$Q_{0(-28)} = 8,941 \text{ кВт}; \quad Q_{0(-8)} = 13,125 \text{ кВт}; \quad Q_{0(-6)} = 22,875 \text{ кВт}.$$

Температури кипіння і відповідні тиску кипіння:

$$t_0 = -28, -8, -6 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad P_0 = 0.1, 5, 2, 8, 3 \text{ МПа}.$$

Температура і тиск конденсації:

$$t_k = t_{зв} = 31; \quad P_k = 8,5 \text{ МПа}.$$

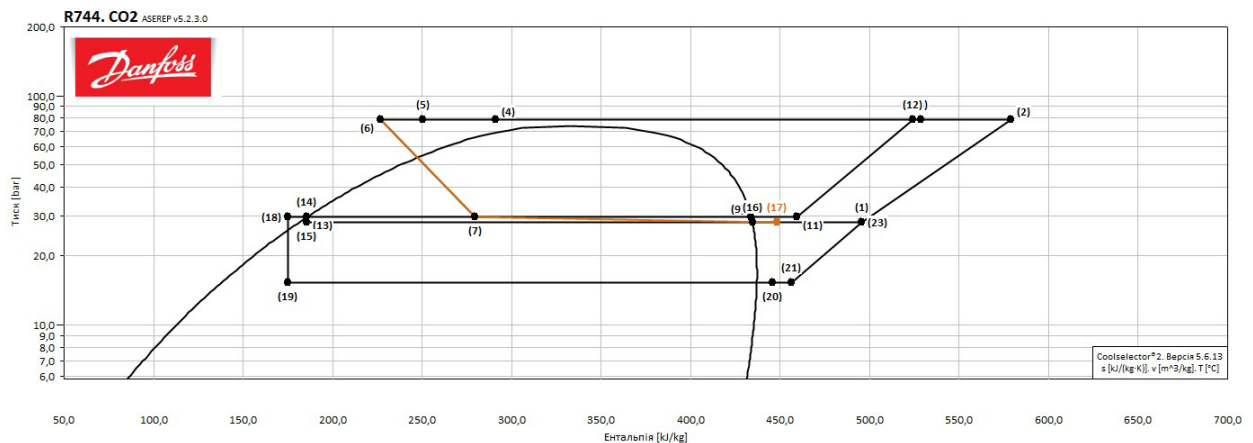


Рис.7.2. Цикл роботи холодильної установки R744.

7.1 Тепловий розрахунок

Для виконання теплового розрахунку сучасної холодильної системи на природному холодоагенті CO₂ (R744) використовується спеціалізоване програмне забезпечення Coolselector2 компанії [Danfoss](https://www.danfoss.com).

Програмний комплекс Coolselector2 дозволяє виконувати:

- розрахунок холодильних циклів;
- підбір компресорного обладнання;
- визначення параметрів роботи системи;
- розрахунок холодопродуктивності;
- оцінку енергоспоживання;
- підбір теплообмінного обладнання;
- аналіз режимів роботи CO₂-систем.

У даному проєкті тепловий розрахунок виконується для сучасної транскритичної CO₂-системи розподільчого холодильника з урахуванням:

- температурного режиму камер;
- теплопритоків через огорожувальні конструкції;
- теплопритоків від продукції;
- інфільтрації зовнішнього повітря;
- тепловиділень від персоналу та освітлення;
- роботи вентиляторів повітроохолоджувачів;
- кліматичних умов експлуатації.

При розрахунку визначаються:

- сумарне теплове навантаження;
- необхідна холодопродуктивність установки;
- температури кипіння та газового охолодження;
- робочі тиски системи;
- масова витрата холодоагенту;
- споживана потужність компресорів;
- коефіцієнт енергоефективності (COP).

Особлива увага приділяється роботі системи в умовах високих температур навколишнього середовища, що є характерним для кліматичних умов південних регіонів України, зокрема Херсон.

За допомогою діаграми та програмного забезпечення знаходимо параметри в вузлових точка циклу. Значення температури, тиску, ентальпії і питомої обсягу в характерних точках наведені в таблиці 7.1.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1 Параметри в вузлових точках холодильної системи на R744.

		Температура	Тиск (абс.)	Густина	Ентальпія	Ентропія	Ступінь сухості пари
Point	Description	[°C]	[bar]	[kg/m ³]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]	[-]
1	Всмоктування СТ (MT) компресора	41,7	28,03	53,92	495,4	2,1	1
2	Нагнітання СТ (MT) компресора	146,9	78,97	112,6	578,8	2,156	1
3	Вхід в газоохолоджувач	106,1	78,97	134,5	528,7	2,031	1
4	Вихід з газоохолоджувача	31	78,97	671,2	291,3	1,296	1
5	Вихід з газоохолоджувача, додаткове охолодження	21	78,97	816,6	250,2	1,159	1
6	Після РТО	12,6	78,97	884,4	226,8	1,078	1
7	Вихід з ежектора	-6	29,63	187,3	279,7	1,301	0,38
8	Вхід в ресивер	-6	29,6	187,3	279,7	1,301	0,38

			3				
9	Насичений газ в ресивері	-6	29,6 3	80,77	433,8	1,878	1
10	Після байпасного газового клапана	-8	28,0 3	76,02	433,8	1,886	1
11	Всмоктування паралельного (ІТ) компресора	12,1	29,6 3	68,77	459,3	1,97	1
12	Нагнітання паралельного (ІТ) компресора	102,8	78,9 7	136,9	524,4	2,019	1
13	Насичена рідина ресивері	-6	29,6 3	962	185,7	0,9491	0
14	Спільна рідинна лінія	-6	29,6 3	962	185,7	0,9491	0
15	Після СТ (МТ) розширювальн ого клапана	-8	28,0 3	800,3	185,7	0,9498	0,02
16	Лінія всмоктування СТ (МТ)	-8	28,0 3	75,82	434,5	1,888	1
17	Ежектор, всмоктування	1,7	28,0 3	69,24	448,5	1,94	1
18	НТ (LT)	-10,6	29,6	985,5	175,3	0,9112	0

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	рідинна лінія		3				
19	Після НТ (LT) розширювальн ого клапана	-28	15,2 6	250,1	175,3	0,9207	0,13
20	Вихід з НТ (LT) випарника	-20	15,2 6	37,48	446	2,024	1
21	Вихід з НТ (LT) РТО	-10,3	15,2 6	35,24	456,4	2,065	1
22	Всмоктування НТ (LT) компресора	-10,3	15,2 6	35,24	456,4	2,065	1
23	Нагнітання НТ (LT) компресора	41,7	28,0 3	53,92	495,4	2,1	1

$$t_{ec} = t_0 + \Delta t, \quad \Delta t = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначити основні параметри теоретичного циклу і необхідну об'ємну продуктивність компресорів.

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_{0(-28)} = h_{20} - h_{19} \text{ кДж/кг}; \quad (7.1)$$

$$q_{0(-8)} = h_{16} - h_{15} \text{ кДж/кг};$$

$$q_{0(-6)} = h_9 - h_{13} \text{ кДж/кг}.$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_{v(-28)} = \frac{q_{0(-28)}}{V_{10}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (7.2)$$

3. Питома адіабатна робота компресора:

$$l_{a(-28)} = h_{23} - h_{22}, \text{ кДж/кг}; \quad (7.3)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{a(-8)} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг};$$

$$l_{a(-6)} = h_{12} - h_{11}, \text{ кДж/кг}.$$

4. Масова витрата циркулюючого агента, який треба відводити від циркуляційних ресіверів:

$$G_{a(-28)} = \frac{Q_{0(-28)}}{q_{0(-28)}} \quad (7.4)$$

5. Необхідний сумарний масовий витрата холодоагенту в компресорі СВД:

$$G_{a1} = G_{a(-28)} \frac{h_{11} - h_{7'}}{h_{1''} - h_4} + G_{a(-8)} \frac{h_6 - h_{7'}}{h_{1''} - h_4} + G_{a(-6)}, \text{ кг/с} \quad (7.5)$$

6. Для визначення необхідної об'ємної продуктивності компресора знайдемо коефіцієнт подачі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w' \quad (7.6)$$

λ_c - коефіцієнт враховує мертвий простір компресора

λ_w' - коефіцієнт враховує об'ємні втрати

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_{k(np)}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (7.7)$$

где c - відносна величина мертвого простору

$$c = 0.03$$

m – показник політропи розширення з мертвого простору

$$m = 1$$

$$\lambda_w' = \frac{T_o}{T_{k(np)}} \quad (7.8)$$

7. Необхідна продуктивність компресорів:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_T = \frac{G_a \cdot V}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.9)$$

8. Дійсний масовий витрата:

$$\Sigma G_{\text{км}(-28)} = \frac{\lambda_{(-28)} \Sigma V_{\text{h.км}(-28)}}{V_{10}} = \frac{0.88 \cdot 0.07}{0.027} = 2,281, \text{ кг/с.} \quad (7.10)$$

9. Сумарна теоретична потужність:

$$\Sigma N_{T(-28)} = \Sigma G_{\text{км}(-28)} \cdot l_{a(-28)} = 2,281 \cdot 20 = 45,62 \text{ кВт}; \quad (7.11)$$

10. Індикаторна потужність компресорів. Приймаємо = 0.75 - індикаторний К.П.Д компресора.

$$N_{i(-28)} = \frac{N_{T(-28)}}{\eta_i} = \frac{45,62}{0.75} = 60,826 \text{ кВт} \quad (7.12)$$

11. Ефективна потужність компресора:

$$N_l = N_i + N_{\text{тр}} \text{ кВт.} \quad (7.13)$$

$$N_{\text{тр}} = \Sigma V_{\text{h.км}} \cdot p_{\text{тр}} \quad (7.14)$$

$p_{\text{тр}}$ – середній тиск труться парів

$$p_{\text{тр}} = 60 \text{ кПа}$$

$$N_{l(-28)} = 60,826 + 0,07 \cdot 60 = 65,026 \text{ кВт}$$

$$N_{l(-8)} = 3,996 + 0.0051 \cdot 60 = 4,302 \text{ кВт}$$

$$N_{l(\text{СВД})} = 18,404 + 0.0051 \cdot 60 = 18,771 \text{ кВт}$$

12. Загальна потужність, споживана електродвигунами компресорів з мережі.

$\eta_{\text{ел.дв}}$ - К.К.Д електродвигуна

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\text{ел.дв}} = 0.9$$

$$N_{e(-28)} = 1,328 \text{ кВт} \quad (7.15)$$

Таблиця 7.2 Основні параметри продуктивності системи на R744.

	COP [W/W]	2,76
Продуктивності		
	Холодопродуктивність НТ (LT) випарника [kW]	8,941
	Холодопродуктивність СТ (MT) випарника [kW]	13,12
	Холодопродуктивність СКП (АС) [kW]	22,88
	Продуктивність газоохолоджувача [kW]	51,81
	Додатковий перегрів після НТ (LT) випарника [kW]	0
	Переохолодження після газоохолоджувача [kW]	8,952
Потужність компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	1,328
	СТ (MT) компресор [kW]	1,491
	Паралельний (IT) компресор [kW]	13,49
Теплові втрати компресора		
	НТ (LT) компресор [kW]	0,04
	СТ (MT) компресор [kW]	0,045
	Паралельний (IT) компресор [kW]	0,405
Енергетичний баланс		
	Вхід [kW]	61,25
	Вихід [kW]	61,25
	Різниця [kW]	0

Масова витрата		
	Масова витрата НТ (LT) випарника [kg/h]	118,9
	Масова витрата СТ (MT) випарника [kg/h]	189,9
	Масова витрата СТ (MT) компресора [kg/h]	62,39
	Масова витрата паралельного (IT) компресора [kg/h]	723
	Масова витрата ежектора на всмоктуванні [kg/h]	246,4
	Рушійна масова витрата ежектора [kg/h]	785,4
	Масова витрата газоохолоджувача [kg/h]	785,4
	Масова витрата від СТ (MT) випарника до лінії всмоктування [kg/h]	-56,51
Об'ємні витрати на всмоктуванні		
	НТ (LT) компресор [m ³ /h]	3,374
	СТ (MT) компресор [m ³ /h]	1,157
	Паралельний (IT) компресор [m ³ /h]	8,952

Після виконання теплового розрахунку в програмному середовищі Coolselector2 здійснюється підбір основного холодильного обладнання:

- компресорних агрегатів;
- газоохолоджувачів;
- повітроохолоджувачів;
- ресиверів;
- електронних розширювальних вентилів;
- запірно-регулюючої арматури;
- елементів автоматизації.

Підбір обладнання виконується за такими критеріями:

- забезпечення необхідної холодопродуктивності;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- енергоефективність;
- надійність роботи;
- відповідність робочим параметрам CO₂-систем;
- можливість автоматичного регулювання продуктивності;
- відповідність сучасним екологічним вимогам.

Контур / елемент	Розрахункові параметри	Рекомендоване обладнання	Примітка
LT компресор	8,94 кВт холодопродуктивність, 1,33 кВт споживана потужність, об'ємна витрата 3,37 м³/год	Dorin CD300H або Bitzer 2KTE-7LK	Спеціалізовані CO ₂ LT компресори, робочий тиск до 100 бар
MT компресор	13,12 кВт холодопродуктивність, 1,49 кВт споживана потужність, об'ємна витрата 1,16 м³/год	BOCK HGX24 CO₂ T або Bitzer 4MTE- 10LK	Для середньотемпературного контур, оптимально при -10 °C
IT (паралельний) компресор	22,9 кВт холодопродуктивність, 13,5 кВт споживана потужність, об'ємна витрата 8,95 м³/год	Dorin CD500H або Bitzer 6CTE-25LK	Використовується для паралельної компресії у транскритичному режимі
Газоохолоджувач	51,8 кВт теплове навантаження, масова витрата 785 кг/год	Alfa Laval AHE CO₂, Güntner GCO2 або Kelvion CO₂ Gas Cooler	Робочий тиск до 120 бар, розрахунок на температуру навколишнього середовища 35 °C
Додаткове переохолодження	8,95 кВт	Можливе використання пластинчастого теплообмінника Alfa Laval CB76 CO ₂	Підвищує COP за рахунок зниження ентальпії перед дроселюванням

7.2 Підбір обладнання для CO₂-системи

На основі виконаного термодинамічного розрахунку транскритичної CO₂-холодильної системи (R744) визначено основні енергетичні та масово-об'ємні параметри роботи установки. Загальний коефіцієнт енергоефективності системи становить:

- **COP = 2,76 W/W**

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримане значення COP відповідає сучасним транскритичним системам з паралельною компресією та переохолодженням.

Для LT та MT контурів краще брати компресори з CO₂-серій (Bitzer, Dorin, BOCK), які мають сертифіковану роботу при високих тисках.

Для забезпечення стабільної роботи транскритичної CO₂-системи з паралельною компресією та переохолодженням застосовується **мультиежекторний блок Danfoss CTM 6 HP**. Його функція полягає у відборі газу високого тиску після газоохолоджувача та використанні енергії цього потоку для підсмоктування парів із середньотемпературного контуру (MT) та повернення їх у лінію всмоктування компресорів. Це дозволяє:

- **Підвищити COP системи** за рахунок зменшення навантаження на MT-компресори.
- **Забезпечити стабільність роботи при високих температурах навколишнього середовища** (35 °C і вище).
- **Гнучко регулювати продуктивність** завдяки багатоканальній конструкції (6 сопел), що дозволяє адаптуватися до змінних навантажень.
- **Знизити споживання енергії** та оптимізувати баланс масових витрат у системі.

Основні параметри для підбору

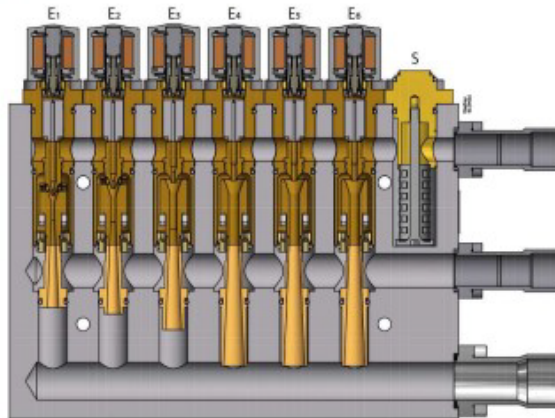
- **Масова витрата рушійного потоку:** ~785 кг/год (з газоохолоджувача).
- **Масова витрата всмоктуваного потоку:** ~246 кг/год (з MT контуру).
- **Робочий тиск:** до 140 бар (відповідає вимогам Danfoss CTM).
- **Температура навколишнього середовища:** 35 °C.
- **Холодопродуктивність системи:** ~45 кВт (LT + MT + IT контури).

Документація та сертифікація

- **Технічний опис:** CTM High pressure valve, CTM 6 HP

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- **Посібник з використання:** High Pressure lift ejector and Liquid Ejector systems – Application Guide
- **Посібник з монтажу:** Multi Ejector, type CTM 6
- **Фото продукту:** CTM 6, 4 sensors (рис 7.3).



E	Ejector
S	Strainer

Type	Product Name	Mass flow Ejector 1 [kg/h]	Mass flow Ejector 2 [kg/h]	Mass flow Ejector 3 [kg/h]	Mass flow Ejector 4 [kg/h]	Mass flow Ejector 5 [kg/h]	Mass flow Ejector 6 [kg/h]	Capacity – Mass flow [kg/h]	Capacity Mass flow [lb/h]	Code number
CTM 6	CTM High pressure valve	125	250	500	1000	0	0	1875	4134	032F5673
CTM 6	CTM High pressure valve	125	250	500	1000	1000	1000	3875	8543	032F5674
CTM 6	CTM High pressure valve	125	250	500	1000	1000	0	2875	6338	032F5698

Multi Ejector
Table: Multi Ejector

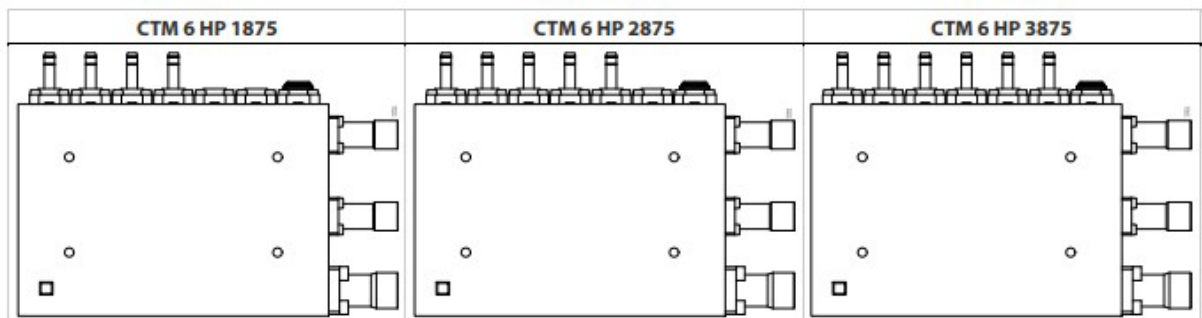


Рис.7.3. Мультиежекторний блок **Danfoss CTM 6 HP**.

Мультиежекторний блок **Danfoss CTM 6 HP (032F5673)** є оптимальним рішенням для вашої системи з $COP \approx 2,76$ та продуктивністю газоохолоджувача ~ 52 кВт. Він дозволяє ефективно керувати масовими потоками, зменшити навантаження на МТ-компресори та забезпечити стабільну роботу системи при транскритичних режимах.

8. Аналіз бустерної транскритичної холодильної системи на CO₂ з мультиежекторним блоком

Аналіз функціонування холодильних систем на CO₂ для зберігання продуктів харчування та доведення, що застосування R744 є більш ефективним, економічно доступним та екологічно безпечним рішенням у сучасних умовах [15].

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі:

1. Досліджено вплив тиску газового охолоджувача на показники енергетичної ефективності роботи (COP) CO₂-системи.
2. Проаналізовано особливості роботи систем із мультиежекторним блоком, що дозволяє підвищити коефіцієнт енергетичної ефективності та оптимізувати процеси тепловідведення.

Для оцінки енергетичної ефективності запропонованої комбінованої CO₂-холодильної системи були прийняті вихідні дані, що відповідають типовим умовам експлуатації об'єктів комерційного холоду.

- **Температура на виході з газоохолоджувача:** 35°C.
- **Температурні рівні випаровування:**
 - для низькотемпературного контуру (НТ) -40°C;
 - для середньотемпературного контуру (СТ) -10°C.
- **Тиск у газоохолоджувачі:** 80÷100 бар, що відповідає реальним умовам роботи системи в транскритичному режимі.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

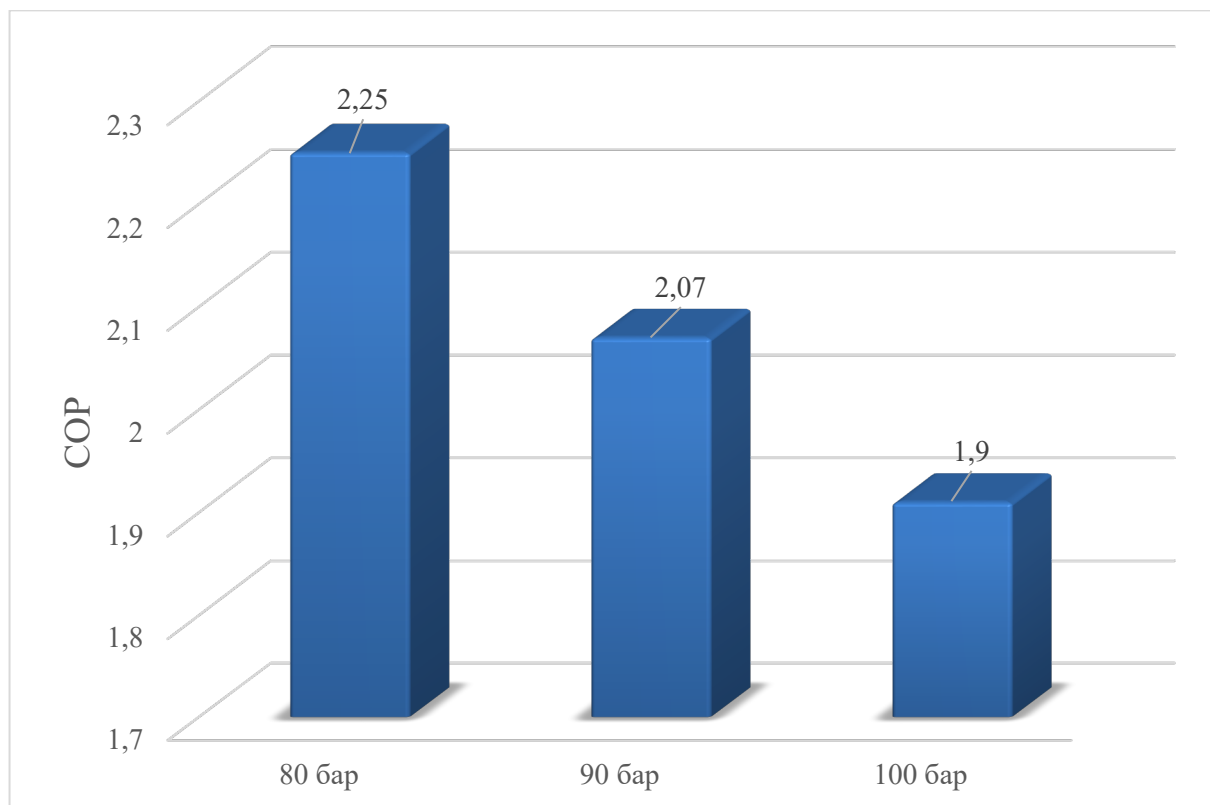


Рис.8.1 Вплив збільшення тиску газохолоджувача на ефективність системи.

В результаті проведеного дослідження можна сформулювати наступні висновки:

1. Зниження COP із збільшенням тиску пояснюється збільшенням втрат при дроселі та зменшенням здатності охолодження.
2. Оптимальне значення COP 2,25 було отримано при більш низькому тиску газового охолоджувача (80 бар).

9. Розрахунок повітроохолоджувача

1. Вихідні дані для розрахунку:

Дано:

холодопродуктивність апарату	$Q_0 = 6 \text{ кВт}$
температура повітря камери	$t_k = -18 \text{ }^\circ\text{C}$
відносна вологість повітря камери	$\varphi_k = 90 \%$
швидкість повітря у живому перетині апарату	$\omega = 4 \text{ м/с}$
температура кипіння холодильного агенту	$t_0 = -26 \text{ }^\circ\text{C}$

Ребро:

Висота	$h = 0.024 \text{ м}$
Діаметр ребра $D_p = 0.052 \text{ м}$	
Шаг ребра	$u = 0.012 \text{ м}$
Товщина у вершини	$\delta_{вр} = 0.0008 \text{ м}$
Товщина біля основи	$\delta_{ор} = 0.0012 \text{ м}$
Товщина ребра	$\delta_p = 0.001 \text{ м}$
Робочий агент R 717	
Матеріал (алюміній)	$\lambda = 180 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$

Труба:

Матеріал (мідь)	$\lambda = 404 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$
Зовнішній діаметр	$d_3 = 0.025 \text{ м}$
Внутрішній діаметр	$d_{вн} = 0.020 \text{ м}$
Товщина стінки	$\delta_{тр} = 0.0025 \text{ м}$
Коридорне розташування труб	

Крок труб в пучку:

поперечний :

$$S_1 = (D + 2\delta_{\text{и}}) + 0.003 = (0.076 + 2 * 0.003) + 0.003 = 0.085 \text{ м};$$

поздовжній:

$$S_2 = S_1 = (D + 2\delta_{\text{и}}) + 0.003 = 0.085 \text{ м};$$

діагональний :

$$S'_2 = [S_2^2 + \left(\frac{S_1}{2}\right)^2]^{0.5} = [0.085^2 + \left(\frac{0.085}{2}\right)^2]^{0.5} = 0.095 \text{ м};$$

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталеві труби дорівнює

$$\delta = 1.5 \text{ мм}; \text{ тоді } d_{\text{н}} = d_{\text{з}} + 2\delta = 0.025 + 2 * 0.0015 = 0.028 \text{ м}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

2. Тепловий розрахунок апарату

Задаємося підігріву повітря $\Delta t_b = (2..4) ^\circ \text{C}$, тоді температура повітря на виході з апарату складе:

$$t_2 \equiv t_k - 2 = -15 - 2 = -17 ^\circ \text{C} \quad (2.1)$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{srp} \equiv 0.5 \cdot (t_2 + t_k) = 0.5 \cdot (-17 + -15) = -16 ^\circ \text{C} \quad (2.2)$$

Приймаємо температуру кипіння CO_2 :

$$t_0 \equiv t_{srp} - 10 = -16 - 10 = -26 ^\circ \text{C} \quad (2.3)$$

Визначаємо температурний напір:

$$\Theta \equiv t_{srp} - t_0 = -16 - -25 = 9 ^\circ \text{C} \quad (2.4)$$

Визначаємо з таблиці роботи теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі $t_{cp.п.}$:

$\nu_{п.} = 12,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

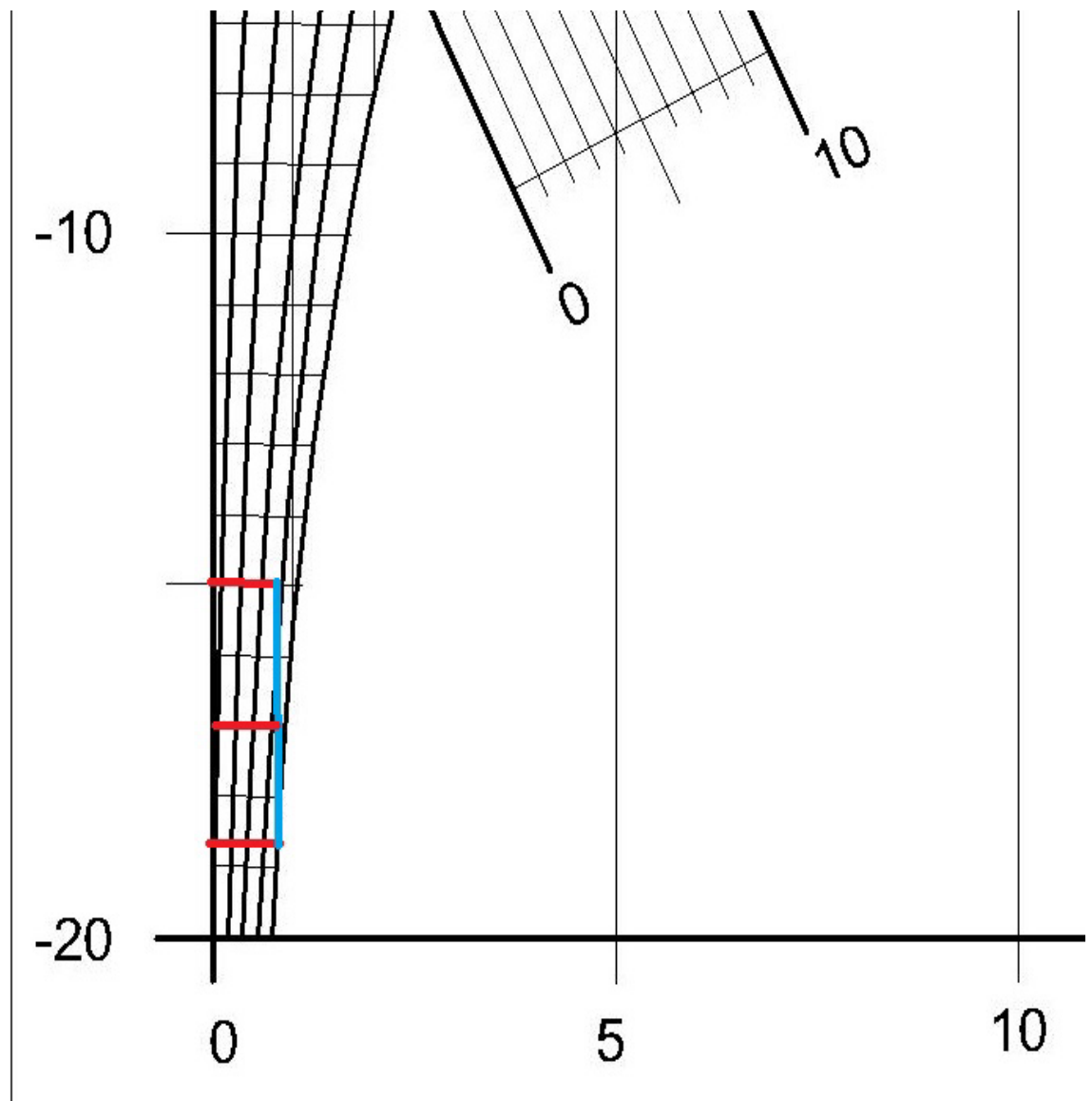
$\lambda_{п.} = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності;

$Pr_{п.} = 0,714$ – число Прандтля;

$\rho_{п.} = 1,37 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина;

$C_{п.} = 1,0078 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність.

Діаграмою $h-d$ представляємо процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності $1 \rightarrow \text{П} \rightarrow 2$. (мал. 1)



мал.1 Процес змінення стану повітря в повітроохолоджувачі

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею) $t_{\text{п}}$ з умови, що $t_0 < t_{\text{п}} < t_{\text{к}}$, використовуючи приблизне співвідношення $t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - (0,1..0,8) \cdot \Theta$.

Приймаємо в першому наближенні значення температури поверхні інею :

$$t_{\text{р}} \equiv t_{\text{к}} - 0,41 \cdot \Theta = -15 - 0,41 \cdot 9 = -18,69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

грунтуючись на принципі трикутників, можна записати:

$$(d_1 - d_{\text{п}}) / (t_1 - t_{\text{п}}) = (d_1 - d_2) / (t_1 - t_2).$$

№ точки	t, °C	d·10 ⁻³ , кг/кг	h, кДж/кг	φ, %
1	-15	0.925	-12,5	90
2	-17	0.853	-14,8	97
3 (п)	-18,7	0.74	-16,7	100

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході з апарату дорівнюватиме:

$$d_2 \equiv d_1 - \left[(t_1 - t_2) \cdot \frac{(d_1 - d_3)}{(t_1 - t_3)} \right] = 0.925 \cdot 10^{-3} - (-15 - -17) \cdot \frac{0.925 \cdot 10^{-3} - 0.74 \cdot 10^{-3}}{-15 - -18.69} = 8.247 \times 10^{-4}$$

, кг/кг (2.6)

Відносна вологість повітря на виході з апарату дорівнюватиме:

$$\varphi_2 \equiv \frac{d_2}{d_2''} = \frac{8.247 \times 10^{-4}}{0.853 \cdot 10^{-3}} = 0.967 \quad (2.7)$$

Ентальпія повітря в точках процесу 1,2 та 3 при отрицательних значеннях температури поверхні апарату знаходимо по залежності :

$$h_1 \equiv 1.0078 \cdot t_1 + (2835 + 2.09 \cdot t_1) \cdot d_1 = 1.0078 \cdot -15 + (2835 + 2.09 \cdot -15) \cdot 0.925 \cdot 10^{-3} = -12.524$$

кДж/кг

$$h_2 \equiv 1.0078 \cdot t_2 + (2835 + 2.09 \cdot t_2) \cdot d_2 = 1.008 \cdot -17 + (2.835 \times 10^3 + 2.09 \cdot -17) \cdot 8.247 \times 10^{-4} = -14.824$$

кДж/кг

$$h_3 \equiv 1.0078 \cdot t_3 + (2835 + 2.09 \cdot t_3) \cdot d_3 = 1.0078 \cdot -18.69 + (2835 + 2.09 \cdot -18.69) \cdot 0.74 \cdot 10^{-3} = -16.767$$

кДж/кг

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик тепло передавального елемента.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента вільного від інею.

Площа зовнішньої поверхні ребра дорівнює:

$$F_p \equiv 0.5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_n^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_p = 0.5 \cdot 3.14 \cdot (0.076^2 - 0.028^2) + 3.14 \cdot 0.076 \cdot 0.0005 = 7.957 \times 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.8)$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами дорівнює:

$$F_t \equiv 3.14 \cdot d_n \cdot (u - \delta_{or}) = 3.14 \cdot d_n \cdot (0.012 - 0.0012) = 9.495 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (2.9)$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента дорівнює:

$$F_b \equiv \pi \cdot d_{vn} \cdot u = 3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.012 = 7.536 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (2.10)$$

Повна площа зовнішньої поверхні ребристого елемента дорівнює:

$$F_n \equiv F_p + F_t = 7.957 \times 10^{-3} + 9.495 \times 10^{-4} = 8.906 \times 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.11)$$

Коефіцієнт β і ступінь ϕ оребрення теплообмінної поверхні будуть рівні, відповідно:

$$\beta \equiv \frac{F_n}{F_b} = \frac{8.906 \times 10^{-3}}{7.536 \times 10^{-4}} = 11.818 \quad (2.12)$$

$$\phi_{op} \equiv \frac{F_n}{(\pi \cdot d_n \cdot u)} = \frac{8.906 \times 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.028 \cdot 0.012} = 8.442 \quad (2.13)$$

Умовна ступінь оребрення теплообмінної поверхні дорівнює:

$$\phi_4 \equiv \frac{F_n}{F_t} \rightarrow \frac{8.906 \times 10^{-3}}{9.495 \times 10^{-4}} = 9.38 \quad (2.14)$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при прийнятій товщині шару $\delta i = 0.003$ м.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі дорівнює:

$$F_{pi} \equiv 0.5 \cdot \pi \cdot [(D + 2 \cdot \delta i)^2 - (d_n + 2 \cdot \delta i)^2] + 3.14(D + 2 \cdot \delta i) \cdot (\delta_{vr} + 2 \cdot \delta i) = 0.5 \cdot 3.14 \cdot [(0.076 + 2 \cdot 0.003)^2 - (0.028 + 2 \cdot 0.003)^2] + 3.14 \cdot (0.076 + 2 \cdot 0.003) \cdot (0.0008 + 2 \cdot 0.003) = 0.01 \text{ м}^2 \quad (2.15)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{ti} \equiv \pi \cdot (d_n + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{or} + 2 \cdot \delta_i)] =$$

$$3.14 \cdot (0.028 + 2 \cdot 0.003) \cdot [0.012 - (0.0012 + 2 \cdot 0.003)] = 5.124 \times 10^{-4}$$

$$\text{м}^2 \quad (2.16)$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі дорівнює

$$F_{ni} \equiv F_{pi} + F_{ti} = 0.01 + 5.124 \times 10^{-4} = 0.011 \quad \text{м}^2 \quad (2.17)$$

Коефіцієнт оребрення β^i

поверхні покритої інеєм дорівнює:

$$\beta_i \equiv \frac{F_{ni}}{F_b} = \frac{0.011}{7.536 \times 10^{-4}} = 14.603 \quad (2.18)$$

Мінімальний "живий" перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої товщини, дорівнює:

$$f_g \equiv u \cdot (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) - 2 \cdot h \cdot (0.001 + 2 \cdot \delta_i) =$$

$$0.012 \cdot (0.085 - d_n - 2 \cdot 0.003) - 2 \cdot 0.024 \cdot (0.001 + 2 \cdot 0.003) = 2.76 \times 10^{-4} \quad \text{м}^2 \quad (2.19)$$

Визначити режим руху повітря-число Рейнольдса:

$$Re \equiv \frac{(\omega_p \cdot d_n)}{\nu_p} = \frac{4 \cdot 0.028}{12.1 \cdot 10^{-6}} = 9.256 \times 10^3 \quad (2.20)$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом лиття під тиском, буде дорівнюватиме:

$$Nu \equiv (1 - n) \cdot C_z \cdot C_s^m \cdot \varphi_p^{-0.5} \cdot Re^n = (1 - 0.724) \cdot 0.95 \cdot 1^{0.444} \cdot 8.442^{-0.5} \cdot (9.256 \times 10^3)^{0.724} = 66.979 \quad (2.21)$$

$$\text{де } C_s \equiv \frac{(S_1 - d_n)}{(S_2 - d_n)} = \frac{0.085 - 0.028}{0.085 - 0.028} = 1 \quad - \text{ коефіцієнт форми пучка; } \quad (2.22)$$

$C_z \equiv 0.95$ - коефіцієнт який враховує кількість рядів труб в пучку уздовж потоку повітря;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n \equiv 0.61 \cdot \varphi_{op}^{0.08} = 0.61 \cdot 8.442^{0.08} = 0.724 \quad (2.23)$$

$$m \equiv S_2 + \varphi_{op}^{-0.48} = 0.085 + 8.442^{-0.48} = 0.444 \quad (2.24)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря дорівнює:

$$\alpha_k \equiv Nu \cdot \frac{\lambda_p}{dn} = 66.979 \cdot \frac{2.47 \cdot 10^{-2}}{0.028} = 59.085 \quad \text{Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.25)$$

Коефіцієнт вологи випадіння при цих умовах дорівнює:

$$\zeta \equiv 1 + 2500 \cdot \left[\frac{(d_1 - d_2)}{t_1 - t_2} \right] = 1 + 2.5 \times 10^3 \cdot \frac{0.925 \cdot 10^{-3} - 8.247 \times 10^{-4}}{-15 - -17} = 1.125 \quad (2.26)$$

де 2500 кДж/кг - r - питома теплота фазового переходу при $t_n < 0$ °С ;

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючої елементи з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{pr} \equiv \left[\frac{1}{(\alpha_k \cdot \zeta)} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right]^{-1} = \left(\frac{1}{59.085 \cdot 1.125} + \frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} \right)^{-1} = 33.289 \quad \text{Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.27)$$

де $\lambda_i = 0,2$ Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності інею.

Коефіцієнт ефективності ребра визначимо за формулою:

$$E \equiv \frac{(\tanh(mh'))}{(mh')} = \frac{\tanh(0.623)}{0.623} = 0.888 \quad (2.28)$$

де - $m \cdot h'$ безрозмірний комплекс, який дорівнює:

$$mh' \equiv h' \cdot \left(\frac{2\alpha_{pr}}{\delta_{срр}} \right)^{0.5} = 0.032 \cdot \left(\frac{2 \cdot 33.289}{1 \times 10^{-3}} \right)^{0.5} = 0.623 \quad (2.29)$$

$$\text{причому } h' \equiv h \left(1 + 0.805 \cdot \log \left(\frac{D}{dn} \right) \right) = 0.024 \cdot \left(1 + 0.805 \cdot \log \left(\frac{0.076}{dn} \right) \right) = 0.032$$

умовна висота ребра. (2.30)

Умовний коефіцієнт тепловіддачі ,віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента, дорівнює:

$$\alpha_{pm} \equiv \frac{\alpha_{pr} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot 1 + F_t)}{F_n} = \frac{33.289 \cdot (7.957 \times 10^{-3} \cdot 0.888 \cdot 0.964 + 9.495 \times 10^{-4})}{8.906 \times 10^{-3}} = 29.007$$

$$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.31)$$

де $\psi \equiv 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.623 = 0.964$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра; C_k - коефіцієнт, який враховує контактне термічний опір між ребром та трубою. Для біметаличної литої поверхні він дорівнює $C_k = 1$.

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку в трубах апарату дорівнює

$$\alpha_0 \equiv (103.2 + 0.19 \cdot t_0) \cdot q_b^{0.25} = (103.2 + 0.19 \cdot -26) \cdot (2.612 \times 10^3)^{0.25} = 702.455$$

$$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.32)$$

де q_b - щільність теплового потоку ,який відноситься до внутрішній поверхні труби, дорівнює:

$$q_b \equiv \alpha_k \cdot \zeta \cdot (t_{srp} - t_p) \cdot \beta_i = 59.085 \cdot 1.125 \cdot (-16 - -18.69) \cdot 14.603 = 2.612 \times 10$$

$$\text{Вт}/\text{м}^2 \quad (2.33)$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інію, дорівнює :

$$K_{ni} \equiv \left[\left(\frac{\beta_i}{\alpha_0} + \varphi_{op} \cdot \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{pm}} \right)^{-1} \right] = \left(\frac{14.603}{702.455} + 8.442 \cdot \frac{2.5 \times 10^{-3}}{404} + \frac{1}{29.007} \right)^{-1} = 18.078$$

$$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.34)$$

віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні апарату без інею ,дорівнює :

$$K_n \equiv K_{ni} \cdot \frac{\beta}{\beta_i} = 18.078 \cdot \frac{11.818}{14.603} = 14.63, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.35)$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею. Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею дорівнює :

$$\Delta t_p \equiv \frac{q_n}{(\alpha_k \cdot \zeta)} \rightarrow \frac{180.78}{59.085 \cdot 1.125} = 2.719 \quad ^\circ\text{C} \quad (2.36)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

де q_n – щільність теплового потоку ,віднесений до зовнішньої поверхні
иненю,дорівнює :

$$q_n \equiv K_{ni} \cdot (t_{srp} - t_0) = 18.078 \cdot (-16 - -26) = 180.78 \quad \text{Вт/м}^2 \quad (2.37)$$

Відносна похибка прийнятої і розрахункової різниці температур
дорівнює :

$$\delta \equiv \left| \frac{(\Delta t_p - \Delta t)}{\Delta t_p} \right| \cdot 100 = \left| \frac{2.719 - 2.69}{2.719} \right| \cdot 100 = 1.061 \quad \% \quad (2.38)$$

$$\text{де } \Delta t \equiv t_{srp} - t_p = -16 - -18.69 = 2.69 \quad ^\circ\text{C} \quad (2.39)$$

Так як значення відносної похибки $\delta < 7\%$,то визначаємо площу
зовнішньої поверхні повітряохолоджувача .Площа сухої поверхні
повітряохолоджувача дорівнює :

$$F_n \equiv \frac{Q_0}{[K_n \cdot (t_{srp} - t_0)]} = \frac{6 \times 10^3}{14.63 \cdot (-16 - -26)} = 41.011 \quad \text{м}^2 \quad (2.40)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.Компоновочний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач :

$$V_b \equiv \frac{Q_0}{[\rho_b \cdot (h_1 - h_2) \cdot 10^3]} = \frac{6 \times 10^3}{1.247 \cdot (-12.524 - -14.824) \cdot 10^3} = 2.092 \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.1)$$

де h_1 і h_2 відповідно, ентальпії повітря на виході і вході апарату.

Здійснюємо вибір розміру і типу вентиляторів. У повітроохолоджувачі використовуємо осьові вентилятори, які можуть працювати з великими обсягами повітря і при низькому тиску. З додатку 5.1 за графіками напірно-витратних характеристик вентиляторів Н-V вибираємо число n і діаметр нагнітачів D_v марки ВО 12-303-8 ,який забезпечує об'ємну розрахункову витрату повітря V_v .

Основні приєднувальні і установочні розміри осьових вентиляторів марки ВО 12-303-8 і технічні дані електродвигунів іскрозахисного виконання для осьових вентиляторів марки ВО 12-303-8 представлені в додатках 5.2,5.3 та 5.4.

Мінімальна "живий" перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообміннику поверхні дорівнює :

$$F_g \equiv \frac{V_b}{\omega} = \frac{2.092}{4} = 0.523 \quad \text{м}^2 \quad (3.2)$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача визначаємо з відношення $f_{жс}/(S_l \cdot u) = F_{жс}/F_{\phi}$:

$$F_f \equiv F_g \cdot \frac{S_l \cdot u}{f_g} = 1.933 \quad \text{м}^2 \quad (3.3)$$

Для забезпечення хорошого розподілу повітря повинно бути виконано наступне співвідношення між площею вільного перетину апарата та площею прохідного перетину вентиляторів $1.8 < F_{\phi} / F_v < 2.6$ де $F_v = 0,785 \cdot D_v^{2*} \cdot n$, та дорівнює $F_v \equiv 0.785 \cdot D_v^2 \cdot n = 1.005$ – прохідний перетин вентиляторів,м²

$$\frac{F_f}{F_v} = \frac{1.933}{1.005} = 1.923$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінних секції повітроохолоджувача у фронтальному перерізі такі:

$$\text{ширина } H' \equiv \left(\frac{F_f}{n} \right)^{0.5} = 0.983 \text{ м} \quad (3.4)$$

$$\text{довжина } L' \equiv H' \cdot n = 1.966 \text{ м}$$

Орієнтовне число труб в фронтальному перетині пучка дорівнює :

$$Z_{p'} \equiv \frac{H'}{S_1} = 11.565 = 12 \text{ шт.} \quad (3.5)$$

Число труб поперек потоку повітря визначаємо округленням $Z_{п'}$ до цілого чіткого значення $Z_{п} = 12$, тоді дійсна ширина та довжина секції становить ,відносно :

$$H \equiv Z_{p'} \cdot S_1 = 0.983 \text{ м} \quad (3.6)$$

$$L \equiv \frac{F_f}{H} = 1.966 \text{ м} \quad (3.7)$$

Число ребристих елементів в фронтальному перетині повітроохолоджувача дорівнює :

$$n_g \equiv \frac{F_g}{f_g} = 1.895 \times 10^3 \text{ шт.} \quad (3.8)$$

Площа «сухої» зовнішньої поверхні одного ряду труб в фронтальному перетині повітроохолоджувача дорівнює :

$$F_{n1} \equiv f_n \cdot n_g = 9.296 \text{ м}^2 \quad (3.9)$$

де f_n – площа зовнішньої поверхні одного ребристого елемента, м^2 .

Орієнтовне число труб по ходу повітря в повітроохолоджувачі буде дорівнюватиме :

$$Z_{pr'} \equiv \frac{F_n}{F_{n1}} = 4.412 = 5 \text{ шт.} \quad (3.10)$$

де F_n – розрахункова площа «сухої» зовнішньої поверхні апарату, м^2

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число труб уздовж потоку повітря визначаємо округленням $Z_{пр}'$ до цілого значення в більшу сторону $Z_{пр} = 5$; тоді розрахункові параметри теплообмінної секції ПО становить:

сумарна довжина труб апарату :

$$\Sigma L \equiv L \cdot Z_p \cdot Z_{pr} = 117.963 \text{ м} \quad (3.11)$$

площа зовнішньої поверхні :

$$F_d \equiv \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{vn} \cdot \beta = 87.551 \text{ м}^2 \quad (3.12)$$

глибина секції :

$$B \equiv S_2 \cdot Z_{pr} = 0.425 \text{ м} \quad (3.13)$$

Число труб по ходу руху потоку повітря перебуває в межах рекомендованих значень $4 \leq Z_{пр} \leq 16$. Умова допустимого числа труб уздовж потоку повітря забезпечено і розрахунок закінчено.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок аеродинамічного опору пучка труб с округлими ребрами.

Число Ейлера знайдемо з виразу:

$$Eu \equiv 3.1 \cdot nb' \cdot \sigma_1^{0.58} \cdot \sigma_2^{0.3} \cdot Re^{-n} = 3.1 \cdot 5 \cdot 3.036^{0.58} \cdot 3.036^{0.3} \cdot (9.256 \times 10^3)^{-0.275} = 3.335$$

(4.1)

$$\text{де } \sigma_1 \equiv \frac{S_1}{dn} = \frac{0.085}{0.028} = 3.036 \quad (4.2)$$

$$\sigma_2 \equiv \frac{S_2}{dn} = \frac{0.085}{0.028} = 3.036$$

$$n \equiv 0.22 \cdot \text{фор}^{0.105} = 0.22 \cdot 8.4417^{0.105} = 0.275 \quad (4.3)$$

Аеродинамічний опір пучка труб отримаємо наступним чином :

$$\Delta P \equiv Eu \cdot \omega^2 \cdot \rho = 3.335 \cdot 4^2 \cdot 1.158 = 61.782 \quad \text{Па}$$

Розрахункова потужність двигунів вентиляторів апарату дорівнює :

$$N_p \equiv \frac{(V_b \cdot \Delta P)}{(\eta_v \cdot \eta_{dv})} = \frac{2.092 \cdot 61.782}{0.76 \cdot 0.71} = 239.506 \quad \text{Вт} = 0.24 \text{ кВт}$$

Обраний тип вентиляторів ВО 12-303-8 забезпечує розрахункове значення витрати V_b та натиску ΔP повітря при встановленій сумарній потужності двох електродвигунів $N = 1,5$ кВт, що перевищує розрахункове значення

$$N_p = 0,24 \text{ кВт.}$$

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Вуглекислота не токсична і не вибухонебезпечна, однак при її концентраціях в повітрі понад 5% (92г / м³) знижується частка кисню, що може привести до кисневої недостатності і задухи. Тому слід побоюватися її скупчування в погано провітрюваних приміщеннях. Для реєстрації концентрації вуглекислоти в повітрі виробничих приміщень застосовуються газоаналізатори - стаціонарні автоматичні або переносні.

При зменшенні тиску до атмосферного рідка вуглекислота перетворюється в газ і сніг з температурою -78,5 ° С і може призвести до ураження слизової оболонки очей та обмороженню шкіри. Тому при відборі проб рідкої вуглекислоти необхідно користуватися захисними окулярами і рукавицями.

Огляд внутрішньої ємності раніше експлуатованої цистерни для зберігання і транспортування рідкої вуглекислоти необхідно проводити у шланговому протигазі. Цистерну необхідно відігріти до температури навколишнього середовища, а внутрішню ємність продути повітрям або провентилувати. Протигаз дозволяється не використовувати тільки після того, як об'ємна частка вуглекислоти всередині обладнання стане нижче 0,5%.

Холодильні установки призначені для підтримання певної температури в холодильних камерах. У зв'язку з наявністю в холодильних установках холодоагентів – аміаку або хладонів, які знаходяться під великим тиском і мають небезпечні властивості, експлуатація їх вимагає суворого дотримання техніки безпеки і технічних умов.

У разі розгерметизації холодильної установки у навколишній простір може виділитися одночасно велика маса холодоагенту й мастила, які становлять реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища.

Конструкція апаратів (посудин) кожної холодильної установки експлуатація і технічний огляд підприємством-власником (обслуговуючою

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

організацією) повинні відповідати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок.

До обслуговування холодильних установок допускаються особи, не молодші 18 років, що пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- з експлуатації холодильних установок — для машиністів,
- з автоматизації холодильних установок — для слюсарів,
- з експлуатації і автоматизації холодильних установок — для електромеханіків.

Машиніст і електромеханік допускаються до самостійного обслуговування холодильних установок тільки після проходження стажування упродовж одного місяця і відповідної перевірки знань. Допуск їх до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Не рідше одного разу на рік комісія підприємства перевіряє знання обслуговуючим персоналом правил технічного обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, інструкцій з експлуатації устаткування і охорони праці, а також наявність навиків надання долікарської допомоги в разі нещасних випадків. Результати такої перевірки реєструються в журналі і в посвідченнях обслуговуючого персоналу.

Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, у яких встановлено технологічне устаткування з безпосереднім кипінням аміаку, повинен проходити інструктаж з охорони праці, пов'язаної із застосуванням аміачної системи безпосереднього охолодження.

На кожному підприємстві або в об'єднанні підприємств, де користуються холодильними установками, наказом призначаються з числа

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інженерно-технічних працівників відповідальні особи за справний стан, правильну і безпечну роботу апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки і для нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки.

Перевірка знань з питань охорони праці у керівних та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з експлуатацією холодильних установок, проводиться перед призначенням їх на посаду і періодично не рідше як один раз на три роки.

На кожному підприємстві для обслуговуючого персоналу мають бути розроблені інструкції з експлуатації устаткування, що входить до складу холодильної установки, а також інструкції з охорони праці під час експлуатації цього обладнання, апаратів і пристроїв.

Апарати (посудини) холодильних установок підлягають технічному огляду до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації і, за необхідності, достроково. Технічний огляд апарата (посудини) полягає в попередньому зовнішньому і внутрішньому (у доступних місцях) огляді його, а також випробуванні тиском на міцність і щільність. Випробування апаратів (посудин) може бути *гідравлічним* або *пневматичним*.

Гідравлічне випробування апаратів хладонових установок проводиться тиском мастила. Заборонено використовувати для цього воду.

Пневматичне випробування апаратів аміачних холодильних установок проводиться тиском повітря, яке створюється спеціальним компресором, а апаратів хладонових холодильних установок – тиском інертного газу (азоту, діоксиду вуглецю) або повітря з точкою роси не більше -40°C .

У деяких випадках під час технічного огляду апарата до пуску в роботу дозволяється не проводити випробування його надмірним тиском. У холодильних агрегатах, що поставляються на місце монтажу повністю заповненими хладоном і мастилом, апарати тільки оглядаються зовні і перевіряються на наявність в них хладагенту. Випробовують їх на щільність разом з системою змонтованих трубопроводів. Якщо монтаж апарата

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(посудини) проводився із застосуванням зварювання або паяння елементів, що працюють під тиском, то випробування його до пуску в роботу обов'язкове.

У процесі експлуатації холодильних установок здійснюється періодичний огляд апаратів (посудин) в робочому стані та перевіряється відповідність їх інструкції з експлуатації, а також технічний огляд. Під час технічного огляду апаратів (посудин) їх піддають зовнішньому і (у доступних місцях) внутрішньому огляду не рідше одного разу на два роки і випробуванню надмірним тиском не рідше одного разу на вісім років.

У аміачних холодильних установках апарати, не доступні для внутрішнього огляду, піддають пневматичним випробуванням на міцність і щільність не рідше одного разу на два роки.

Достроковий технічний огляд апаратів (посудин) холодильних установок проводиться після реконструкції і ремонту з застосуванням зварювання і паяння частин, що працюють під тиском, а також у випадку бездіяльності їх в незаконсервованому вигляді більше одного року, демонтажу і установки на новому місці.

Результати технічного огляду апарата (посудини), дозвіл на пуск його в роботу з вказівкою терміну наступного огляду і випробування записуються в книгу обліку і огляду посудин, а також у паспорт апарата особою, що проводила це технічне обстеження.

Трубопроводи і теплообмінна апаратура з труб піддаються випробуванням на міцність і щільність.

Інженерно-технічний працівник, відповідальний за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодної установки, зобов'язаний забезпечувати утримання апаратів (посудин) в справному стані, підготовку їх до технічного огляду, а також обслуговування навченим і атестованим персоналом.

Інженерно-технічний працівник, що здійснює нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодної установки, зобов'язаний

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оглядати посудини в робочому стані і перевіряти дотримання встановлених режимів експлуатації, а також проводити їх технічний огляд.

Персонал, який обслуговує холодильну установку, повинен строго виконувати вимоги інструкцій щодо режиму роботи і безпечного обслуговування апаратів (посудин). Під час роботи холодильної установки контролюють її герметичність, стан запобіжних клапанів, покази контрольно-вимірювальних приладів.

Під час експлуатації холодильних установок необхідно оформляти такі документи:

- журнал машинного відділення;
- журнал перевірок запобіжних клапанів і контрольно-вимірювальних приладів;
- журнал обліку ремонту і обслуговування устаткування;
- журнал технічного огляду апаратів (посудин), що працюють під тиском.

Під час експлуатації холодильних установок слід керуватися «Правилами будови і безпечної експлуатації аміачних холодильних установок» або «Правилами будови і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок».

Адміністрація підприємства зобов'язана утримувати холодильні установки відповідно до вказаних правил і забезпечувати безпеку їх обслуговування.

Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання і усунення несправностей повинні проводитися з дотриманням вимог вказаних правил, керівництва з експлуатації (КЕ) холодильного устаткування, розроблених заводом-виробником а також «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

Вибухи при роботі компресорів можуть відбуватися внаслідок перевищення тиску стисненого повітря, підвищення його температури при

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стисненні та утворення вибухонебезпечних сумішей кисню з продуктами розкладу мастил, а також при порушенні вимог безпеки в процесі обслуговування, експлуатації та догляду за технічним станом компресорів. Вони призводять до руйнування обладнання, будівлі, а також можуть призвести до травмування обслуговуючого персоналу.

Холодильні установки небезпечні, тому що холодоагенти, які використовуються в них, можуть спричинити отруєння, а суміш холодоагента із повітрям може бути вибухонебезпечною.

Для безаварійної експлуатації компресорних і холодильних установок необхідно суворо дотримуватися правил безпеки

Компресорні установки є небезпечними, тому що при стисненні повітря від атмосферного тиску до 1 МПа його температура може підвищитись з 20 °С до 300 °С, мастила при цьому частково випаровуються, а при надмірному змащуванні розпилюються у вигляді туману, що може утворювати вибухонебезпечну суміш з повітрям. Дотримання вимог до мастил та режимів змащування у поєднанні з надійним охолодженням є основним заходом попередження вибухів парів мастила при його розкладі. У компресорах низького тиску і малої продуктивності достатньо повітряного охолодження, а в інших необхідно застосовувати водяне охолодження.

Кожна компресорна установка повинна бути оснащена системою автоматики та контролю, арматурою, манометрами, запобіжними клапанами, термометрами і термопарами, контактними пристроями та іншими приладами контролю, що забезпечують її надійну і безаварійну роботу. Компресори продуктивністю біля 50 м³/хв мають бути обладнані пристроями для автоматичного регулювання тиску нагнітання.

Компресорні станції з трьома і більше компресорами обладнуються системою дистанційного контролю, сигналізацією роботи установок і блокуючими пристроями, які автоматично вимикають привод компресора за перевищення температури і тиску стисненого повітря та температури води, що надходить з компресора після охолодження.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибухи та аварії холодильних установок інколи трапляються внаслідок гідравлічного удару, відмови запобіжних пристроїв і розриву нагнітального трубопроводу чи балонів з холодильним агентом та витоку холодоагента (аміаку або фреону) крізь нещільні з'єднання. Аміак утворює з повітрям вибухонебезпечну суміш, що особливо небезпечно при ремонтних роботах з відкритим полум'ям. Газоподібний аміак токсичний, його гранично допустима концентрація у повітрі робочої зони дорівнює 20 мг/м³. Рідкий аміак викликає тяжкі опіки шкіри та опіки очей, що може призвести до сліпоти.

Компресори, як правило, слід розміщувати в окремих одноповерхових будівлях. Допускається розміщення компресорів продуктивністю до 20 м³/хв у прилягаючих приміщеннях за умови відокремлення від суміжних приміщень перегородкою, висотою не менше як 3 м і товщиною не менше ніж 12,5 см. Окремі компресори продуктивністю до 10 м³/хв можуть встановлюватися на нижніх поверхах багатоповерхових виробничих будівель за умови їх відокремлення глухими вогнестійкими стінами.

Аміачні холодильні установки розміщують з дотриманням протипожежних норм. Машинне й апаратне відділення холодильних установок не слід з'єднувати проходом з виробничими приміщеннями. Вони обладнуються проточною вентиляцією з підігрівом повітря у холодний період року, яка забезпечує двократний повітрообмін, аварійною вентиляцію, аварійним освітленням та двома евакуаційними виходами.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження встановлено, що транскритична бустерна холодильна система на CO₂ із застосуванням мультиежекторного блоку є ефективним рішенням для забезпечення холодопостачання супермаркетів. На основі розрахункових даних (COP = 2,76; холодопродуктивність LT = 8,94 кВт, MT = 13,12 кВт, IT = 22,88 кВт; продуктивність газоохолоджувача = 51,8 кВт) доведено відповідність енергетичного балансу системи та підтверджено коректність моделі.

У процесі роботи:

- Встановлено, що застосування спеціалізованих CO₂-компресорів для LT, MT та паралельного контурів забезпечує необхідну холодопродуктивність при високих робочих тисках.
- Доведено ефективність використання газоохолоджувача з запасом по тепловій потужності та робочим тиском понад 120 бар, що гарантує стабільність функціонування системи при температурі навколишнього середовища 35 °C.
- Обґрунтовано доцільність застосування мультиежекторного блоку Danfoss CTM 6 HP, який забезпечує оптимальний розподіл масових потоків, зменшує навантаження на MT-компресори та сприяє підвищенню коефіцієнта енергетичної ефективності.
- Встановлено, що додаткове переохолодження після газоохолоджувача (8,95 кВт) сприяє зниженню ентальпії потоку перед дроселюванням та підвищенню загального COP системи.

Таким чином, доведено, що розроблена транскритична бустерна CO₂-система з мультиежекторним блоком відповідає сучасним вимогам енергоефективності та екологічної безпеки. Використання природного холодоагенту CO₂ забезпечує відповідність міжнародним стандартам та сприяє зниженню негативного впливу на довкілля. Отримані результати підтверджують перспективність впровадження таких систем у сфері комерційного холодопостачання, зокрема для супермаркетів, як технологічно та економічно обґрунтованого рішення.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік використаної літератури

1. Pearson, A. Carbon Dioxide as a Refrigerant. IIR Monograph, 2005.
2. Neksa, P. CO₂ Heat Pump Systems. Springer, 2010.
3. Kauf, F. Carbon Dioxide Refrigeration Technology. Wiley, 2012.
4. Arora, C.P. Refrigeration and Air Conditioning. Tata McGraw-Hill, 2013
(розділи про CO₂).
5. Cavallini, A., Zilio, C. CO₂ Refrigeration Systems: Design and Applications. Elsevier, 2015.
6. Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W. Fundamentals of CO₂ Refrigeration. ASHRAE, 2016.
7. Ding, G. Carbon Dioxide Refrigeration and Heat Pump Systems. Springer, 2017.
8. Hrnjak, P. Transcritical CO₂ Systems in Supermarkets. ASHRAE Technical Series, 2018.
9. Bansal, P. Natural Refrigerants: CO₂, Ammonia and Hydrocarbons. CRC Press, 2019.
10. Boupda, O.T. et al. A Review on Technologies for the Use of CO₂ as a Working Fluid in Refrigeration and Power Cycles. Energy and Power Engineering, 2024.
11. Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R. Experimental Evaluation of a CO₂ Transcritical Refrigeration Plant with Ejectors. Applied Thermal Engineering, 2015.
12. Hafner, A., Banasiak, K., Neksa, P. Ejector Refrigeration Systems with CO₂. International Journal of Refrigeration, 2016.
13. Girotto, S., Minetto, S. CO₂ Supermarket Refrigeration Systems: Field Experience and Energy Performance. Energy Procedia, 2017.
14. Cecchinato, L., Corradi, M. Energy Performance of CO₂ Refrigeration Systems with Parallel Compression. Applied Energy, 2018.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Фоменко Г.А. Всеукраїнська Науково-Технічна Конференція Молодих Вчених та Здобувачів Вищої Освіти «Стан і Перспективи Низькотемпературної Техніки Та Еколого-Енергетичні Проблеми Сучасності», 14-16 квітня 2026 року. – Одеса: ОНТУ.53-54с.
16. MDPI Review: CO₂ Refrigeration and Heat Pump Systems—A Comprehensive Review. *Energies*, 2020.
17. Springer Book Chapter: CO₂ Refrigeration Cycle and Systems. Springer Nature, 2021.
18. Sawalha, S. Investigation of CO₂ Refrigeration Systems in Supermarkets. *International Journal of Refrigeration*, 2021.
19. Minetto, S., Girotto, S. Field Measurements of CO₂ Booster Systems with Ejectors. *Energy Reports*, 2022.
20. Hafner, A., Banasiak, K. Multi-Ejector Concepts for CO₂ Refrigeration. *Applied Sciences*, 2023.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.4	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		