

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект системи холодопостачання для супермаркету
у м. Одеса

Здобувача

Сініченко К.М.

4 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

31.05.2024 р.

протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
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.

«05» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Сініченко Костянтин Михайлович

1. Тема роботи Проект системи холодопостачання для супермаркету у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Висота камер 6 м, сітка колон 6 х 6 м. Камера №1 зберігання молочних продуктів із температурним режимом 0°C. У другій камері з температурним режимом 0 до -1,5°C та відносній вологості повітря 85-90% передбачається зберігання м'яса. Третя камера з температурним режимом -18 °C. призначена для заморожування продукту.

Камера №4 зберігання фруктів/овочів із температурним режимом від 0 до 4°C.

Теплове навантаження для середньотемпературного споживача = 65кВт та для низькотемпературного = 130 кВт.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1. Теоретична частина, Розділ 2. Аналітична частина.

2.1 Визначення основних параметрів низькотемпературних вітрин.

2.2 Визначення основних параметрів для середньотемпературного споживача.

2.3 Розрахунок холодопродуктивності. 2.4 Запропонована система. 2.5 Розрахунок повітроохолоджувача. Охорона праці. Висновки. Список використаної літератури.

ДОДАТОК А Аналіз системи холодопостачання.

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

Презентація PowerPoint.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	16.05.2024	20.05.2024

7. Дата видачі завдання _____ 05.03.2024 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Сініченко К.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	28.05-30.05.2024	виконано
2	Вступ	17.03-20.03.2024	виконано
3	Розділ 1. Теоретична частина	22.03-14.04.2024	виконано
4	Розділ 2. Аналітична частина	16.04-16.05.2024	виконано
5	Охорона праці	16.05-20.05.2024	виконано
6	Висновки	20.05-21.05.2024	виконано
7	Список використаної літератури	21.05-22.05.2024	виконано
8	ДОДАТОК А Аналіз системи холодопостачання	21.05-22.05.2024	виконано
9	Презентація в PowerPoint	22.05-27.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник _____ Сініченко К.М.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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 _____ Сініченко Костянтин Михайлович _____

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 60 сторінок тексту, 11 рисунків, 4 таблиць, 18 посилань на літературні джерела. Метою та завданням даного дослідження є розглянути особливості роботи транскритичної холодильної системи, проаналізувати особливості обладнання, яке входить до системи холодопостачання для супермаркету у м. Одеса.

Для досліджуваної системи були змодельовані та розраховані середньомісячні параметри, такі як: COP, енергоспоживання, температури газоохолоджувача та нагнітання та теплове навантаження на газоохолоджувач. Було визначено що робота холодильної системи можлива за даних температурних умов та розрахункових параметрах та дозволяє досягти підвищення енергоефективності порівняно з традиційними установками на синтетичних холодоагентах у помірному кліматі та знизити річне енергоспоживання на 15–20%.

Ключові слова: система холодопостачання, супермаркет, R744, екологічна безпека, енергоефективність.

ABSTRACT

The qualification work consists of: 60 pages of text, 11 figures, 4 tables, 18 references to literary sources. The purpose and objectives of this study are to consider the features of the transcritical refrigeration system, to analyse the features of the equipment that is part of the refrigeration system for a supermarket in Odesa.

Monthly average parameters such as: COP, energy consumption, gas cooler and discharge temperatures, and heat load on the gas cooler. It was determined that the operation of the refrigeration system is possible under these temperature conditions and design parameters and allows to achieve an increase in energy efficiency compared to traditional installations using synthetic refrigerants in a temperate climate and reduce annual energy consumption by 15-20%.

Key words: refrigeration system, supermarket, R744, environmental safety, energy efficiency.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Реферат.....	5
Вступ.....	6
Розділ 1. Теоретична частина.....	8
1.1. Холодильні системи та їх елементи.....	8
1.2. Робочі речовини.	10
1.2.1. Класифікація холодильних установок.....	11
1.3. Аналіз останніх досліджень і публікацій.	11
Розділ 2. Аналітична частина.....	22
2.1 Визначення основних параметрів низькотемпературних вітрин.....	22
2.2 Визначення основних параметрів для середньотемпературного споживача	26
2.3 Розрахунок холодопродуктивності	31
2.4 Запропонована система	32
2.5 Розрахунок повітроохолоджувача.....	34
ОХОРОНА ПРАЦІ.....	41
ВИСНОВКИ.....	53
Список використаної літератури.....	55
ДОДАТОК А Аналіз системи холодопостачання.....	57

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.15</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Сініченко К.М.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>			5	60	
<i>Реценз.</i>					<i>ОНТУ гр. ЕН-141</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>					
<i>Затверд.</i>							

*Проект системи
холодопостачання для
супермаркету у м. Одеса*

ВСТУП

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних під час проектування холодильного обладнання та вибору холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. Унаслідок цього останнім часом усе частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти. У зв'язку із заходами, що застосовуються світовим співтовариством для скорочення виробництва та споживання озоноруйнівних речовин і парникових газів, все більшого значення набувають природні холодоагенти: повітря, вода, вуглеводні, двоокис вуглецю та аміак.

За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зростає. Найважливіше при цьому те, що CO₂ – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах.

Ефективне використання матеріальних енергетичних ресурсів на промислових підприємствах стає все більш актуальним для України, оскільки енергоємність українського промислового виробництва та сфери соціальних послуг в 2-3 рази більші за світові показники.

Більшість промислових підприємств в Україні використовують енергію неефективно, оскільки стара система не приділяла належну увагу енергозбереженню чи хоча би обліку затрат на енергозбереження.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Метою та завданням даного дослідження розглянути особливості роботи транскритичної холодильної системи, проаналізувати особливості обладнання, яке входить до холодильної системи на CO₂.

Об'єктом дослідження є транскритична бустерна холодильна установка на R744. Транскритичні холодильні системи на CO₂ широко поширені в системах холодопостачання підприємств ритейлу (більше 7500 діючих об'єктів по всьому світу). Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%. Окремо необхідно відзначити високий потенціал рекуперації тепла, що в більшості випадків повністю забезпечує потребу магазину в опаленні та гарячому водопостачанні. Бустерні системи з транскритическим циклом CO₂ вважаються найбільш перспективним варіантом застосування природних холодоагентів в сегменті роздрібною торгівлі у всіх країнах, де клімат не дуже жаркий. Транскритичні системи практично не застосовуються в промислових холодильних установках.

Основним методом дослідження є аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, визначення переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств із застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Теоретична частина

1.1. Холодильні системи та їх елементи

Холодильна машина - пристрій, що служить для відводу теплоти від охолоджуваного тіла при температурі нижчій, ніж температура навколишнього середовища. Процеси, що відбуваються в холодильних машинах, є окремим випадком термодинамічних процесів. Таких, в яких відбувається послідовна зміна параметрів стану робочого речовини: температури, тиску, питомої обсягу, ентальпії. Холодильні машини працюють за принципом теплового насоса - віднімають теплоту від охолоджуваного тіла і з витратою енергії (механічної, теплової і т.п.) Передають її охолоджуючому середовищі (зазвичай воді або навколишньому повітрю), що має більш високу температуру, ніж охолоджуване тіло. Холодильні машини використовуються для отримання температур від 10°C до -150°C . Робота холодильної машини характеризується їх холодовиробництвом.

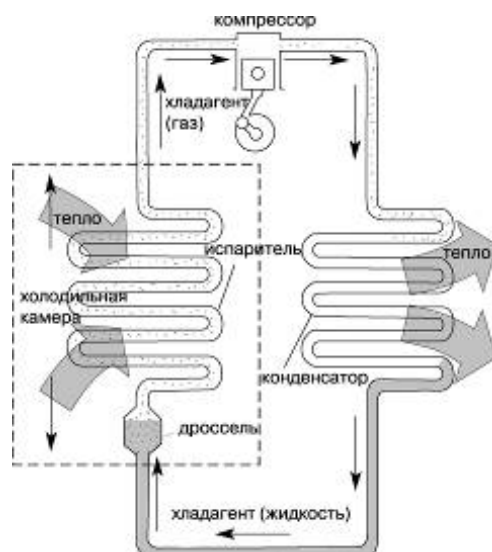
Холодильна установка може складатися з однієї або декількох холодильних машин, укомплектованих допоміжним обладнанням: системою енерго- і водопостачання, контрольно-вимірювальними приладами, приладами регулювання і управління, а також системою теплообміну з охолоджуваних об'єктом. Холодильна установка може бути встановлена в приміщенні, на відкритому повітрі, на транспорті і в різних пристроях, в яких необхідно підтримувати задану знижену температуру і видаляти зайву вологість повітря. Холодильна установка виконується за проектом в залежності від проектного завдання, що визначає охолоджуваний об'єкт, необхідного інтервалу температур охолодження, джерел енергії та видів охолоджуючої середовища (рідка або газоподібна)

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перші холодильна машина з'явилися в середині XIX в. Одна з найстаріших холодильних машин - абсорбційна. Її винахід і конструктивне оформлення пов'язане з іменами Дж. Леслі (Великобританія, 1810), Ф. Карре (Франція, 1850) і Ф. Віндхаузена (Німеччина, 1878). Перша парокомпресійна машина, яка працювала на ефірі, побудована Дж. Перкінс (Великобританія, 1834). Пізніше були створені аналогічні машини з використанням в якості холодоагенту метилового ефіру і сірчистого ангідриду. У 1874 К. Лінде (Німеччина) побудував аміачну парокомпрессионной холодильну машину, яка поклала початок холодильному машинобудуванню. В основі роботи холодильників лежить холодильний цикл. Простий парової цикл механічної холодильної машини реалізується за допомогою чотирьох елементів, що утворюють замкнутий контур циркуляції, - компресора, конденсатора, дросельного вентиля і випарника або охолоджувача (рис. 1). Пара з випарника надходить у компресор і стискується, внаслідок чого його температура підвищується. Після виходу з компресора пар, що має високі температури і тиск, надходить в конденсатор, де охолоджується і конденсується. У деяких конденсаторах використовується режим переохолодження, тобто подальше охолодження сконденсованої рідини нижче її температури кипіння. З конденсатора рідина проходить через дросельний вентиль. Оскільки температура кипіння (насичення) для даного тиску виявляється нижче температури рідини, починається її інтенсивне кипіння; при цьому частина рідини випаровується, а температура решти опускається до рівноважної температури насичення (тепло рідини витрачається на її перетворення в пару). Процес дроселювання іноді називають внутрішнім охолодженням або самоохолодженням, оскільки в цьому процесі температура рідкого холодоагенту знижується до потрібного рівня. Таким чином, з дросельного вентиля виходять насичена рідина і насичений пар. Насичена пара не може

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективно відводити тепло, тому він перепускається повз випарника і



подається прямо на вхід компресора. Між дроселем і випарником встановлений сепаратор, в якому пар і рідина поділяються.

Рис.1.1.1 Схема холодильного циклу

1.2. Робочі речовини.

В якості робочих тіл холодильних машин використовують різні рідини, при випарюванні яких можна відвести тепло від оточуючого їх середовища.

Розглянемо властивості холодильних агентів на прикладі R134a (CFC), R507 (HFC) та R290(HFC; Natural refrigerant)

R134a (CF₃CFH₂) (тетрафторетан)) ODR=0; GWP=1430 - Холодоагент R134a нетоксичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Пар R134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних і дратівливих сполук, таких, як фторводород. За класифікацією ASHRAE цей продукт відноситься до класу A1. У середнетемпературном обладнанні (температура кипіння -7 оС і вище) R134a має експлуатаційні характеристики, близькі до R12. Для R134a характерні невелика температура нагнітання (вона в середньому на 8 ... 10 °С нижче, ніж для R12) і невисокі значення тиску насичених парів.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

R507a(R-125 – 50%, R-143a – 50% (CHF₂CF₃ / CH₃CF₃)) ODP = 0; GWP=3985 - R507, який представляє собою азеотропну суміш гідрофторуглеродних (ДФУ) хладонов: R-125 і R-143a, розроблений як довгострокова заміна для ГХФУ / ДФУ суміші - холодоагенту R-502. Холодоагент R507 є запатентованим екологічно безпечнішим озоносберегаючим холодоагентом. Будучи сумішшю, близькою до азеотропної, R-507 зберігає дуже високу сталість складу, порівнянне з R-502, навіть при неодноразових витоках і перезарядки. Добре розчиняється в маслі.

Практично не розчиняється в воді.

R290(Propene) (C₃H₈) ODR=0; GWP=3 –R290, також відомий як CARE 40, - це пропан, що є холодоагентом, натуральний або "не натуральний", хладагент, придатний для застосування в для холодильному обладненні та кондиціонування повітря. Використання R290 зростає завдяки низькому впливу на навколишнє середовище та відмінній термодинамічній продуктивності. Він нетоксичний з нульовим значенням ODR (Ozone Depletion Potential) та дуже низьким рівнем GWP (Global Warming Potential).

R290 по своїм теплофізичним властивостям близький до R22, тому можна робити повну заміну хладогенту без зміни масла та обладнання.

1.2.1. Класифікація холодильних установок

Всі холодильні установки можна класифікувати по ряду подібних ознак. Кожен з них відображає тільки одну характерну особливість установки, тому в визначені холодильної установки може бути дві та більше ознаки. Холодильні установки або станції можуть відрізнятися по наступним показникам.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По призначенню: стаціонарні і пересувні з централізованим і децентралізованим охолодженням для холодозабезпечення, тепло забезпечення, змішаного тепло – та холодозабезпечення. Для акумулювання теплової енергії та її транспортування та утилізаційні енергоустановки.

По продуктивності: великі – продуктивністю вище 3.0 МВт, середні – до 1.0 МВт, малі – до 60 кВт. По температурному режиму:

помірного холоду при

$T_{хол}=120K < T_{хол} < T_{нс}$,

глибокого холоду при

$T_{хол}=0K < T_{хол} < T_{хол}=120K$

По режиму роботи: стаціонарні, нестаціонарні, безперервні або циклічні, нестаціонарні з акумулятором теплової енергії.

По виду холодильного агента: аміачні, фреонові, етанові, пропанові, вуглекислотні, на сумішах холодильних агентів.

По виду охолодження: з безпосереднім, проміжним охолодженням.

По виду використаної енергії: з приводом від електродвигуна або газової турбіни, працююча на вторинних енергоресурсах (абсорбційні холодильні машини).

Стаціонарні холодильні установки с централізованим охолодженням використовуються для всіх видів розподільних та виробничих холодильників, в металургійній, хімічній та нафтохімічній промисловості.

Децентралізоване охолодження використовують для різних технологічних процесів хімічної промисловості, на деяких типах холодильників, в основному там, де необхідно створити локальні температурні умови або де використовують агрегатні холодильні машини в блоці з випарниками для створення потребуючого технологічного режиму.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стаціонарні холодильні установки з централізованим охолодженням можуть бути середньої та великої продуктивності, причому для хімічних комбінатів деколи досягати декількох десятків тисяч кВт. Установки децентралізованого охолодження по холодовидатності частіше всього відносяться до малих та середніх.

Високотемпературні холодильні установки малої та середньої холодопродуктивності працюють по одноступінчастому циклу, їх комплектують поршневіми або гвинтовими компресорами. Великі холодильні установки можливо компонувати також турбокомпресорами або абсорбційними холодильними машинами.

Низькотемпературні холодильні установки комплектують двохступінчатими або каскадними холодильними машинами, в хімічній промисловості – турбокомпресорами.

Розглядаючи режими роботи холодильних установок, слід вказати на умовність в визначені стаціонарного режиму. Практично режим роботи холодильної установки завжди нестаціонарний, так як спостерігаються коливання температури з заданою амплітудою біля середнього її значення. Такі режими характерні для холодильних установок розподільчих, виробничих холодильників. Нестаціонарні режими властиві установкам та системам, опрацьовуючим тіла, в яких протікають процеси з фазовими переходами та переміщенням зони проморожування. Температурний режим залежить від зміни теплової загрузки. Остання змінюється по різним законам, особливо при циклічних процесах загрузки апаратів або камер для заморожування. Для згладжування теплового навантаження та її стабілізації застосовують акумулятори холоду.

Розглядаючи особливості холодильних установок в залежності від використаного робочого тіла, слід позначити, що їх специфіка визначається

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

властивостями холодильних агентів. Однокомпонентні чисті холодоагенти які знаходяться в використанні в сучасних холодильних установках, гарно вивчені та мають достатню кількість рекомендацій відображаючих специфіку холодильних установок. В Монреалі підписана міжнародна угода (1986 р.), яка потребує поступового виключення застосування хлорофторуглеводнів в побуті та в промисловості через руйнування озонового шару в атмосфері Землі. Виконуючи цю угоду в нашій країні ведеться робота по заміні фреонів, сильно впливаючих на озоновий шар в атмосфері. Пропонуються альтернативні холодоагенти.

Широко застосовуються суміші холодоагентів для технологічних процесів двухтемпературних рівнів (домашні холодильники), а також процесів з змінною температурою підводу та відводу тепла.

Новим словом в здобутку холоду є використання систем на CO₂. На сьогоднішній день такі крупні компанії, як Danfoss починають широко використовувати CO₂ як холодильний агент в промисловому та в комерційному холодильному обладнанні

Промислові системи охолодження стали першою галуззю, в якій CO₂ повернулося в якості холодильного агента або як хладоносій. На сьогоднішній день системи на вуглекислоті активно розвиваються в сфері комерційного холоду в субкритичних та транскритичних режимах, с використанням ежекторних технологій. Їх використання дозволяє розширити географію використання транскритичних систем.

1.3. Аналіз останніх досліджень і публікацій.

До початку 1980-х років холодоагенти груп хлорофторвуглеців (ХФВ) і гідрохлорофторвуглеців (ГХФВ) займали домінуюче положення в холодильній промисловості та розглядалися як робочі речовини, яким

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

притаманні тільки переваги порівняно з іншими холодоагентами. Проте з середини 1980-х років, коли вчені почали вивчати вплив ХФВ та ГХФВ на навколишнє середовище, ці холодоагенти стали предметом уваги у зв'язку з глобальними проблемами: парниковим ефектом та руйнуванням озонового шару Землі.

Двоокис вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) – один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не горить, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (ПГП=1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищують 5% за об'ємом. R744 можна використовувати як робочу речовину в системах кондиціонування автомобілів і житлових приміщень, у теплових насосах, системах холодопостачання підприємств ритейлу та харчової індустрії, вендінг-торгівлі. CO₂ як холодоагент може використовуватися у холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритичних. У разі застосування CO₂ як холодоагенту для будь-яких типів холодильних систем необхідно враховувати як потрійну, так і критичну точку. За тиску 5,2 бар і температурі -56,6°C CO₂ досягає так званої потрійної точки. У цій точці всі три фази існують у рівноважному стані. За температури +31,1°C і тиску 73,6 бар CO₂ досягає своєї критичної точки. У цій точці густина CO₂ у рідинній і паровій фазі однакова. Отже, розходження між двома фазами 159 зникає, й CO₂ існує в транскритичній фазі, тобто CO₂ не може конденсуватися за температури вище 31°C. Властивості CO₂ дуже відрізняються від властивостей ГФВ. Основною проблемою для проектувальників є високий робочий тиск. Але з іншого боку, CO₂ притаманні високі термодинамічні показники та низькі втрати тиску, що дає можливість створення високоефективних холодильних систем. Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах, розроблених для промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків для

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цього випадку дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори та клапани), наявне в продажі. Як правило, на високотемпературному боці використовуються холодоагенти HC, HFC або NH₃, на низькотемпературному боці використовується CO₂. Відмінною рисою холодильних систем, які працюють за транскритичним циклом на CO₂, є те, що використовується тільки один холодоагент – CO₂. Особливістю транскритичної схеми в тому, що під час її роботи не відбувається конденсації холодоагенту, завдяки чому досягається мінімальна різниця між температурою навколишнього середовища та температурою холодильного агента, що використовується для перенесення тепла в системі рекуперації. Ця властивість дає можливість збільшити кількість тепла, що рекуперується за умов збільшення температури навколишнього середовища. Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%.

Низка компаній розробили та пропонують каскадні холодильні центральні на CO₂, що використовуються для систем холодопостачання супермаркетів. Поршневі напівгерметичні компресори для CO₂ як холодоагенту як для субкритичного, так і для транскритичного циклів пропонують багато виробників, зокрема, такі як Danfoss, Bitzer, GEA Bock, Dorin SpA.

Розглянемо особливості роботи транскритичної холодильної системи, принципова схема якої зображена на рис. 2. У теплий період року, за температури навколишнього середовища (T_{нс}) вище +25–27°C, CO₂ що нагнітається в газоохолоджувач (2), не може бути сконденсований, тому що за таких умов холодоагент перебуває в транскритичному стані. Відповідно в теплообмінному апараті відбувається тільки охолодження транскритичного CO₂ до температури на 3–5° вище T_{нс}. Далі, після розширення у вентилі

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високого тиску (3), транскритичний CO₂ розділяється на два фазових стани: рідина та газ. «Надлишковий» газ, що утворився в ресивері (4), відправляється по байпасній лінії через пропускний вентиль (5) у лінію усмоктування високого тиску. В іншу пору року, коли температура навколишнього середовища (Тнс) нижче +20°C, CO₂ конденсується в газоохолоджувачі та в рідкому вигляді направляється в ресивер. На сьогодні найбільш широко розповсюджені транскритичні бустерні холодильні системи. Бустерною називається така система, в якій є дві стадії стиску одного холодоагенту: CO₂ нагнітається компресором низького тиску на порт усмоктування компресора високого тиску (1). У цій холодильній системі можна виділити 4 рівні проектних тисків (рис. 2). Секція високого тиску починається з компресора високого тиску (1), проходить через газоохолоджувач (2), а закінчується вентилем регулювання високого тиску (3). Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар, робочий від 45 до 100 бар.

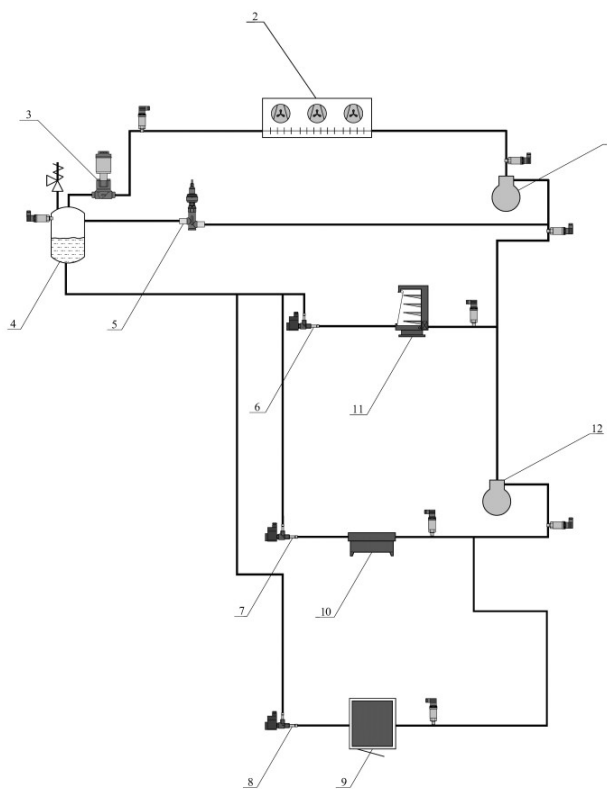


Рис. 1.3.1. Принципова схема транскритичної холодильної системи.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Секція проміжного тиску, яка йде від вентиля високого тиску (3), де потік розділяється на газ і рідину в ресивері (4). Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску через пропускний вентиль (5). Рідка фаза подається до розширювальних вентилів (6, 7, 8), де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний (9, 10) і середньотемпературний (11) випарники.

Розрахунковий тиск у цій секції становить 90 бар (за умови, що не потрібне охолодження ресивера в разі простою холодильної системи) або 60 бар (за наявності допоміжної системи охолодження ресивера), робочий тиск від 30 до 40 бар.

Секція середнього тиску починається від середньотемпературного випарника (11) до сторони усмоктування середньотемпературного компресора (1). Граничний тиск 60 бар, робочий від 20 до 30 бар.

Секція низького тиску йде від низькотемпературних випарників (9, 10) до вентилів регулювання тиску й до сторони усмоктування низькотемпературного компресора (12). Як видно з рисунку, газ із низькотемпературних випарників стискується в низькотемпературному компресорі (12) і змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника й байпасної лінії. Звідти газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Граничний тиск 45 бар, робочий від 10 до 16 бар.

Як видно з наведеного вище, існують деякі відмінності та конструктивні особливості транскритичної бустерної холодильної системи на CO₂ порівняно з традиційними холодильними системами, що в першу чергу пов'язано з високим тиском у системі. Розглянемо детально конструктивні особливості основних елементів транскритичної бустерної холодильної системи.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Головною відмінністю транскритичної бустерної холодильної системи є теплообмінний апарат – газоохолоджувач, призначений для охолодження стислого до високого тиску холодильного агента.

Конструкція газоохолоджувача, порівняно з існуючими традиційними конденсаторами, набагато складніша, у тому числі через підвищений робочий тиск, (до 150 бар), що майже в 4 рази вище, та в 2 рази вищу температуру (+150°C) і має низку особливостей.

Корпус газоохолоджувача повинен бути виготовлений з високоміцних матеріалів, трубки для охолодження CO₂ з міді та оребрення з алюмінію здатні витримувати тиск системи 120 бар. У той же час газоохолоджувач може забезпечити значно більш високий рівень відведення теплоти та малу витрату повітря за відповідно більш низької потужності вентилятора. Зниження витрати повітря дає значні переваги з погляду зниження фронтальної площі оребрення та зменшення витрат енергії на вентилятори. Це дає можливість використовувати один вентилятор замість декількох, зменшити габарити (на 50%) за рахунок зменшення в 2 рази фронтального перетину та подвоєння рядів трубок, при цьому поверхня теплообміну практично залишається незмінною, витрати енергії на вентилятори (на 66%) і рівень шуму (на 4,8 дБ).

Особливо важливий внутрішній об'єм газоохолоджувача, тому що від нього залежить розмір ресивера. У газоохолоджувачі відбувається радикальна зміна середньої густини газу CO₂, стан якого змінюється від транскритичного до субкритичного, визначаючи тим самим розмір ресивера.

У системах на CO₂ ресивер виконує ще й функцію віддільника рідини, де за допомогою сили тяжіння рідина відділяється від газу, у ньому підтримується певний рівень рідини, яка потім подається на випарники, а газ відсмоктується компресором.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потік CO₂ подається у випарник або завдяки різниці тисків (системи з безпосереднім кипінням), або за допомогою насоса. Оскільки CO₂ має більш високі робочі тиски, чим більшість інших холодоагентів за відповідних температур, то це необхідно враховувати під час визначення робочого тиску системи на стадії проектування.

Тиск у ресивері повинен регулюватися клапаном із кроковим двигуном та бути вище величини, за якої відбувається випаровування в середньотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тисків на середньотемпературному розширювальному клапані. З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче величини, закладеної під час проектування.

Ще однією вагомою конструктивною відміною є необхідність підтримання проміжного тиску в ресивері транскритичної холодильної системи в разі простою.

Для більшості холодильних установок, що працюють на традиційних холодоагентах, зупинка не веде за собою підвищення максимального робочого значення тиску для компонентів системи. Для системи на CO₂ тиск під час простоювання може досягати величини 65–80 бар (що відповідає температурі 25–30°C). Це перевищує величину максимального робочого тиску більшості компонентів системи та вимагає додаткових заходів для зниження та підтримання тиску.

Існує два головних фактори, які визначають тиск CO₂ під час простоювання: температура навколишнього середовища, ступінь заправлення системи.

Поки CO₂ перебуває у вигляді рідини, тиск у системі буде дорівнювати тиску насичення, відповідаючи навколишній температурі (наприклад, якщо навколишня температура дорівнює 20°C, тиск відповідно буде приблизно 57 бар).

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо CO₂ перебуває у вигляді газу, то його тиск є ненасиченим і росте повільніше, хоча величина цього тиску буде вища, ніж у традиційних холодоагентів за тих самих умов. Наприклад, якщо весь рідкий CO₂ перетвориться на газ за температури 0°C, то відповідно його тиск буде дорівнювати 34,8 бар. Якщо потім навколишня температура зросте до 30°C, то величина тиску збільшиться тільки до 42,5 бар. Цей принцип може бути використаний для обмеження росту тиску в системі за умови заправлення обмеженої кількості холодоагенту, а для підтримання прийняттого рівня тиску необхідно передбачити додатковий окремий розширювальний ресивер для CO₂.

Коли тиск у системі збільшиться, холодоагент CO₂ пропускається в цей ресивер через спеціальний клапан. Головна умова – досить великі розміри розширювального ресивера, щоб прийняти кількість холодоагенту, достатню для підтримання постійного тиску в іншій частині системи. При запуску системи газ CO₂ повертається в усмоктувальну лінію через регулятор тиску, на якому встановлений спеціальний регулювальний пристрій.

Найбільш поширеними заходами для підтримання тиску під час зупинки транскритичної холодильної установки є допоміжна система охолодження ресивера та часткове викидання CO₂ в атмосферу.

За збільшення тиску в системі невелика кількість CO₂ може бути видалена в атмосферу, перш ніж він досягне гранично допустимої величини, передбаченої проектом. При цьому відбувається охолодження рідкого CO₂, що залишився в ресивері, завдяки закипанню.

Для комерційних холодильних систем (наприклад, систем супермаркетів або гіпермаркетів, розподільних складів тощо) для охолодження ресивера холодоагенту CO₂ використовується окремий

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресорно-конденсаторний агрегат невеликої холодопродуктивності. Коли тиск у системі, що простоює, починає зростати, запускається допоміжна холодильна установка для охолодження ресивера з холодоагентом CO₂, тим самим не даючи тиску перевищити максимально допустимий рівень.

Випарники транскритичних холодильних установок не зазнають дії особливо високих тисків. Звичайно максимальний робочий тиск знаходиться в межах 45–60 бар. Такий тиск не вимагає спеціальної конструкції випарника, а тільки деякого коректування товщини та діаметра труб. Завдяки ефективності CO₂ розміри трубопроводів установок можуть бути істотно зменшені. Звичайно діаметр становить від 3/8” до 5/8”, і для забезпечення необхідної продуктивності можна використовувати випарники менших розмірів.

Бустерні системи вимагають особливої конструкції трубопроводів для того, щоб компресор низького ступеня зміг стиснути холодоагент і подати його на усмоктування компресора високого ступеня, заощаджуючи енергію та роботу.

Розміри компонентів (труб, трубопроводної арматури та елементів автоматики) на газових лініях у холодильних установках на CO₂ менше порівняно з установками на традиційних холодоагентах, компоненти рідинних ліній не відрізняються за розмірами. Наприклад, для установки холодопродуктивністю 250 кВт за температури кипіння -40°C діаметр усмоктувальної труби на аміаку складає 125 мм, а на CO₂ – 65 мм. При цьому діаметри труб рідкого холодоагенту після лінійного ресивера будуть відповідно 32 і 65 мм.

Особливої уваги заслуговує питання запобігання потраплянню вологи в холодильну систему. Волога в системах із CO₂ може створювати досить серйозні проблеми. У разі взаємодії із CO₂ волога утворює вугільну кислоту,

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

яка піддає корозії трубопроводи. Незважаючи на те, що тиск у системах із CO₂ набагато вище атмосферного, волога може проникати усередину одним із таких способів:

- разом із холодоагентом під час заправлення (залежить від ступеня сухості CO₂);
- через сальники за рахунок різниці парціального тиску;
- під час заміни вставок фільтрів. Це особливо важливо враховувати, адже CO₂ вважається безпечним холодоагентом, тому під час проведення робіт із технічного обслуговування не передбачені суворі заходи безпеки;
- під час заправлення мастила в компресор.

Максимально припустима кількість вологи в системі CO₂ менша, ніж у системах з іншими традиційними холодоагентами. Якщо вміст вологи перевищить точку роси, і температура в системі буде нижче 0°C, волога буде замерзати, що приведе до ускладнень (зокрема, будуть забиватися пілотні канали регулюючих приладів, наприклад клапанів). Вода легко може бути вилучена із системи за допомогою стандартних адсорбційних фільтрів осушувачів, ефективність роботи яких на CO₂ дуже висока. Для контролю вологості також можна застосовувати стандартні оглядові стекла, розраховані на більш високий робочий тиск.

Необхідно відзначити ще одну важливу конструктивну особливість – можливість у транскритичних системах на CO₂ ефективно використовувати рекуперацію теплоти для одержання гарячої води для технологічних потреб і підігрівання теплоносія для опалення. На відміну від фреонових машин, де є проблеми, пов'язані з одержанням високопотенційної теплоти, на холодильних машинах, що працюють у транскритичному циклі на CO₂, таких проблем немає. Уся теплота є високо потенційною, тому фактично можна

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використовувати весь перегрів, відключаючи, за необхідності, газоохолоджувач.

Конструктивно це може бути реалізовано таким чином: перед газоохолоджувачем на лінії високого тиску встановлюють один або два теплообмінних апарати для відведення теплоти (рис. 3).

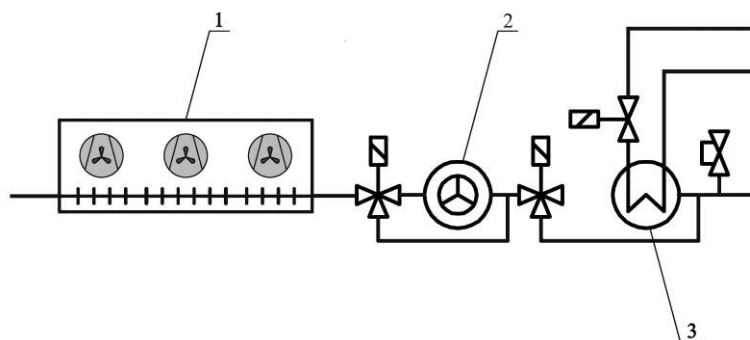


Рис. 1.3.2. Варіант конструктивної реалізації рекуперації теплоти: 1 – газоохолоджувач; 2 – теплообмінник повітряний; 3 – теплообмінник водяний

Триходові клапани направляють CO₂, що нагнітається компресорами у теплообмінники відповідно до потреби в опаленні та гарячому водопостачанні. Надлишкове тепло направляється в газоохолоджувач.

Розділ 2. Аналітична частина

2.1 Визначення основних параметрів низькотемпературних вітрин

За допомогою Microsoft Excel — програма для роботи з електронними таблицями, створення корпорацій та економічно-статистичних розрахунків, обчислимо сумарне теплове навантаження на певний тип вітрин. На низькотемпературну централь запропоновано використати 4 типа вітрин,

16	<u>Вихідні данні</u>	<u>Задати!</u>	<u>Заданні!</u>
17			
18	Кришка/Корона (1-6)	5	Корона U-подібна рівна
19	Поріг 1=Так; 0=Ні	0	Без порогу
20			<u>Вирахувані</u>
21	<u>Габарити</u>	<u>мм</u>	<u>м</u>
22	Ширина право	2300	2,3
23	Ширина ліво	2300	2,3
24	Довжина перед	3750	3,75
25	Довжина фронт	3750	3,75
26	Висота перед	721	0,721
27	Висота фронт	796	0,796
28	Висота корони з зовні	103	0,103
29	Висота корони з середини	168	0,168
30	Товщина ізоляції стінок	60	0,06
31	Товщина ізоляції дна	60	0,06
32			
33		250	0,25
34		250	0,25
35			
36	<u>Розрахунок</u>		
37			
38	<u>Зовнішні периметри</u>	<u>мм</u>	<u>м</u>
39	Зовнішній Р корпусу	12100	12,1
40			
41			

Площі зовнішні	мм2	м2
S Право	1744550	1,74455
S Ліво	1744550	1,74455
S Перед	2703750	2,70375
S Фронт	2985000	2,985
S дно	8625000	8,625
S Корпус	17802850	17,80285
S Кришка вертикаль	584267,5	0,5842675
S кришка горизонталь	8156961,812	8,156961812
S - скла	6933417,54	6,93341754
Σ Зовнішня площа	26544079,31	26,54407931

Габарити внутрішні	мм	м
Ширина право	2180	2,18
Ширина ліво	2180	2,18
Довжина перед	3630	3,63
Довжина фронт	3630	3,63
Висота перед	645,04	0,64504
Висота фронт	720,04	0,72004
Висота кришки	159,6	0,1596
Внутрішній R випарника	11620	11,62

Площі внутрішні	мм2	м2
S Право	1487937,2	1,4879372
S Ліво	1487937,2	1,4879372
S перед	2341495,2	2,3414952
S Фронт	2613745,2	2,6137452
S Дно	7913400	7,9134
S Корпус	15844514,8	15,8445148
S Кришки	857451	0,857451
Σ Внутрішня площа	16701965,8	16,7019658

Кліматичний клас	№ Г/П	Температу	Відносн	Точка роси	Маса
		°C	%	°C	g/kg
	3	25	60	16,7	12
Температура в камері	-24	°C			
Температура продукту	-20	°C			
час виходу на режим	1	год			
% Завантаження	0	%			
Швидкість повітря з зовні	0,2	м/с			
Швидкість повітря в камері	0,1	м/с			
	T _k ;°C	T _o ;°C			
Прийняті температури	35	-36			
Виносний КД 1=ТАК; 0=НІ.	1	Так			
Тара ТАК=1; НІ=0.	1	Так			
Теплоємність тари	0,5	кДж/(кг*К)			
Теплоємність продукту	1,93	кДж/(кг*К)			
ρ - Густина продукту	0,7	кг/м3			

F

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5

Арк.

26

Теплоємність продукту	1,93	кДж/(кг·К)		
ρ - Густина продукту	0,7	кг/м ³		
Ізоляція корпусу				
	і зовнішнього	яційний матеріал	і внутрішнього корпусу	
Товщини шарів теплоізоляції	0,0015	0,0555	0,003	ОК
Теплопровідність λ0, Вт/(м·К)	58	0,0235	221	
Ізоляція дна				
	і зовнішнього	яційний матеріал	і внутрішнього корпусу	
Товщини шарів теплоізоляції	0,001	0,056	0,003	ОК
Теплопровідність λ0, Вт/(м·К)	58	0,0235	221	
Ізоляція корони				
	матеріал корони			
Товщини шару матеріалу корони	0,003	0,054	0,003	
Теплопровідність λ0, Вт/(м·К)	0,163	0,0235	0,163	
Коефіцієнти тепловіддачі				
α _з - Коефіцієнт тепловіддачі зовнішній	11,6062039	Вт/(м ² ·К)		
α _{вн} - коефіцієнт тепловіддачі внутрішній	5,66	Вт/(м ² ·К)		
Ізоляція стінок				
	ізоляція в зоні КД		ізоляція корони	ізоляція скла
К - Коефіцієнт теплопередачі	0,38101538	0,42342342	0,3779527	0,375751076
К _г - з урахуванням лінійних теплопритоків	0,45721845	0,50810611	0,4535432	0,450901291
К _р - з урахуванням експлуатаційних теплопритоків	0,48465156	0,53859459	0,4807558	0,477955368

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

$$Q_1 = \kappa F (\Delta t + \Delta t_c) \quad (2.1)$$

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

κ – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огороження;

F – площа поверхні даного огороження;

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

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_3} \quad (2.2)$$

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

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 48,5

Так як у Магазині не має сонячного випромінювання, надлишковою різницею температур Δt_c можна знехтувати.

S - перед	1163493,9	1,1634939	MM2
S - фронт	1299101,4	1,2991014	MM2
Q - Теплове навантаження від бокових стін	88,916706		Вт
S - дно	8269200	8,2692	MM2
Q - Теплове навантаження від дна	214,67515		Вт
S - верхня площа порогу	0	0	MM2
S - задня площа порогу	0	0	MM2
S - порогу	0	0	MM2
Q - Теплове навантаження від порогу	0		Вт
S - скло	6933417,5	6,9334175	MM2
Q - Теплове навантаження від скла	95,961915		Вт
S - Корона	1332631,4	1,3326314	MM2
Q - Теплове навантаження від корони	31,209978		Вт
Q - Теплове навантаження від повітроробіт	26,985799		Вт
Q - Незраховані теплопритоки	28,335089		Вт
Теплове навантаження від тари та продукту	Грам	Кг	
Маса тари	19482,11	19,48211	
Маса продукту	0	0	
Q - Продукту, тари та вільного об'єму	52,088062		Вт
ΣQ - Сумарне теплове наванта	647,12		Вт

Аналогічним методом розраховуємо ряд інших вітрин. Результати якого зводимо в таблицю 2.1.1, та отримуємо що теплове навантаження на низькотемпературну централь дорівнює 64 кВт.

Таблиця 2.1.1 Теплове навантаження

	Вітрина 1	Вітрина 2	Вітрина 3	Вітрина 4	
Q, кВт	14,4	18,5	17,6	12,8	
					Σ 64

2.2 Визначення основних параметрів для середньотемпературного споживача

Розрахунок проводим тим самим аналогічним методом, за допомогою Microsoft Excel, за результатами якого теплове навантаження на середньотемпературну централь складає 130 кВт.

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

$$Q_{2s} = \frac{G_d \cdot \Delta h}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (2.3)$$

де G_d – добове надходження вантажу(т/добу). Зі спостережень працівників великих супермаркетів за день купляють приблизно половину кількості товару овочем та фруктів. Отже з цих спостережень можна прийняти, що добове надходження товару 0.222т.

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

Для плодів $\Delta h = 308,2 - 274,7 = 33,5$ кДж/кг

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

$$Q_{2m} = \frac{G_m \cdot C_{pm} \cdot \Delta t}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (2.4)$$

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

У вітрині знаходяться плоди у дерев'яній тарі.

$G_t = 0,2 \cdot 0,222 = 0,0052$ т/добу

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

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

$C_{pt} = 2,5$ кДж/кг·К - для дерева.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура продукта у вітрину складає +10 °С котре також обумовлюється попереднім охолодженням задля забезпечення товарного вигляду та довшого терміну зберігання .

$$G_d = 0,222 \text{ т/добу}$$

$$\Delta h = 308,2 - 274,7 = 33,5 \text{ кДж/кг.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5</i>	<i>Арк.</i>
						30
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.3 Розрахунок холодопродуктивності

За допомогою програмного забезпечення розраховали холодопродуктивність системи та підібрали необхідне обладнання.

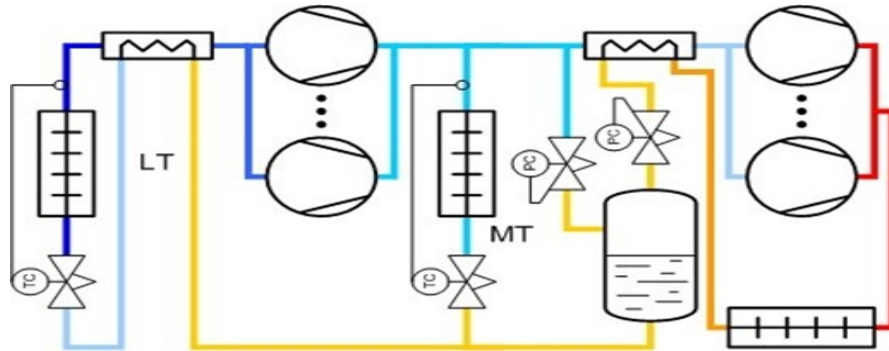


Рис.2.3.1 Система на R744

Результати аналізу місячного споживання електроенергії системою див. ДОДАТОК А

Данные

	System 1 (исходная)
Нагрузка по времени в %	
LT:	100.0
MT:	97.5
Общие:	97.5
Нагрузка по энергии в %	
LT:	100.0
MT:	99.8
Общие:	99.9
Средний COP	
LT [-]:	4.33
MT [-]:	2.67
Общие [-]:	2.10
Энергопотребление от насоса и вентилятора	
LT [kWh]:	0
MT [kWh]:	30,821
Общие [kWh]:	30,821
Энергопотребление от компрессора	
LT [kWh]:	77,728
MT [kWh]:	411,999
Общие [kWh]:	489,727
Общее энергопотребление	
LT [kWh]:	77,728
MT [kWh]:	442,820
Общие [kWh]:	520,548
Экономия	
Ежегодная экономия энергии [kWh]:	-
Ежегодная экономия энергии [%]:	-

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2.4 Запропонована система

Аналіз річного навантаження на газоохолоджувач залежно від середньої денної температури, зміну COP середньотемпературного та низькотемпературного контуру в залежності від температури навколишнього середовища, залежність нагнітання компресора від середньотемпературного контуру в залежності від температури о.с. разом з планом супермаркету та розтошуванням витрин див. ДОДАТОК А

System 1

Двуступенева транскритична

Конфігурація МТ	Тип системи
Холодоагент [-]	R744
Розрахункові умови[-]	Custom, MBP (Te/Pgc = -10.0 °C / 95.0 bar)
Потужність [-]	169.6 kW / 272.6 kW
Компр 1 [-]	4DTC-25K, R744, 50Hz
Компр 2 [-]	4DTC-25K, R744, 50Hz
Компр 3 [-]	4DTC-25K, R744, 50Hz
Компр 4 [-]	4DTC-25K, R744, 50Hz
Конфігурація LT	Вид системи
Холодоагент [-]	R744
Розрахункові умови [-]	Custom, LBP (Te/Tc = -35.0 / -10.0 °C)
Потужність [-]	93.8 kW / 114.9 kW
Компр 1 [-]	4FC-7.2K, R744, 50Hz
Компр 2 [-]	4FC-7.2K, R744, 50Hz
Компр 3 [-]	4FC-7.2K, R744, 50Hz
Лінія всмоктування МТ	
Необхідна продуктивність [kW]	130.00
Токр.ср [°C]	32.0
Зміна профіля [-]	1.0
Профіль постійний при Токр.ср нижче [°C]	20.0
Суші випарники	
Загальний перегрів [K]	21.0
Перегрів не використаний: [K]	10.0
Температура кіпіння	
Профіль температури кіпіння [-]	Supermarket. Medium temperature
Температура для постфного профвіля [°C]	-10.0

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатково

ККД регенеративного ТО [-] 0.4
Промежут.тиск [°C] -4.0

Лінія всмоктування LT

Холодопродуктивність

Профільнагрузки [-] Supermarket. Low temperature
Необхідна продуктивність [kW] 65.00
Токр.ср [°C] 32.0
Зміна профіля [-] 1.0
Профіль постійний при Токр.ср нижче 20.0

[°C]

Сухі випарники

Загальний перегрів [K] 20.0
Не використаний перегрів: [K] 10.0

Температура кіпіння

Профіль температури кіпіння[-] Supermarket. Low temperature
Температура для постійного профіля -10.0

[°C]

Додатково

ККД регенеративного ТО [-] 0.4

Лінія всмоктування MT

Тип конденсатора [-] Охлаждаемый воздухом

Контроль произв. конденсатора

Профіль Tс [-] -

Температура для постійного профіля -

[°C]

Пост. Tс [°C] -

$T_c = A * T_{окр.ср} + \Delta T$ [°C] $1.0 * T_{amb} + 10.0$

Вентилятор с компрессором [-] -

Мінімальна Tс [°C] 10.0

Переохолодження [K] 3.0

Вентилятори с ЧР [-] False

Насос с ЧР [-] -

Конденсатор

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.5 Розрахунок повітроохолоджувача

У розрахунку повітроохолоджувача використовуються наступні дані:

- холодопродуктивність апарату $Q_0=2300$ Вт;
- температура повітря вітрини $t_k=2$ °С;
- відносна вологість повітря камери $\varphi_k=0.9$;
- швидкість повітря в живому перетині $V_v=3$ м/с;
- форма ребра – кругле;
- матеріал труб сталь $\lambda_{тр}=50$ Вт/(м·К), $d_n=0.02$ м, $d_{вн}=0.016$ м;
- матеріал ребер алюміній $\lambda_p=150$ Вт/(м·К),
- крок ребер $u=0.008$ м, висота ребра $h_p=0.02$ м, товщина ребра у підставі $\delta_{ор}=0.002$ м, у вершини $\delta_{вр}=0.0006$ м діаметр ребра $D_p=0.063$ м;
- температура кипіння агента (R 744) $t_0= -12$ °С;
- товщина інею, що осів $\delta_i=0.0015$ м, $\lambda_i=0.2$ Вт/(м·К).

Розрахунок

приймаємо по графіку залежності від t_k підохолодження в апараті $\Delta t=2$.

Температура на виході з апарату:

$$t_6=t_k-\Delta t=2-2=0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Середня температура повітря:

$$t_c=0.5 \cdot (t_k + t_6)=0.5 \cdot (2+0)=1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємося середньою температурою поверхні ПО, покритою інеєм:

$$t_n=-2.9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По таблицях визначаємо вологовміст насиченого повітря при:

$$t_k- d_k''=0.0044 \text{ кг/кг}; t_n- d_n''=0.003 \text{ кг/кг}; t_6- d_6''=0.0038 \text{ кг/кг}.$$

Вологовміст повітря в камері при t_k по таблиці $d_k=0.0039$ кг/кг

Вологовміст на виході з повітроохолоджувача:

$$d_6= d_k-(d_k- d_n'') \cdot (t_k-t_6)/(t_k-t_n) \text{ [кг/кг]} \quad (2.5)$$

$$d_6=0.0039-(0.0039-0.003) \cdot (2+0)/(2+2.8)=0.0035 \text{ кг/кг}.$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

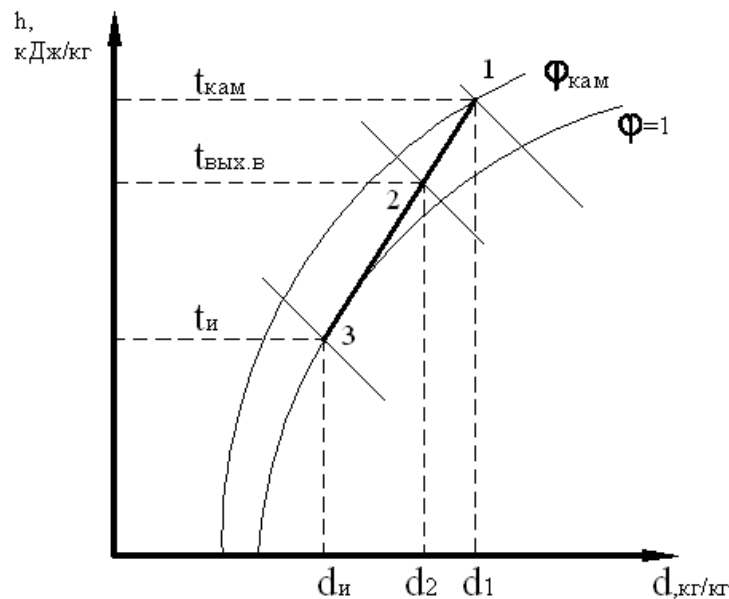


Рис. 2.5 – Процес обробки повітря у повітроохолоджувачі в h-d діаграмі.

Відносна вологість на виході з апарату:

$$\varphi_6 = d_6 / d_6'' = 0.0035 / 0.0038 = 0.93$$

Ентальпія повітря визначається по формулі:

$$h = 1.006 \cdot t + (2835 + 2.09 \cdot t) \cdot d \quad [\text{кДж/кг}] \quad (2.6)$$

$$h_k = 1.006 \cdot 2 + (2835 + 2.09 \cdot 2) \cdot 0.0039 = 13.08 \text{ кДж/кг}$$

$$h_6 = 1.006 \cdot 0 + (2835 + 2.09 \cdot 0) \cdot 0.0035 = 9.97 \text{ кДж/кг}$$

$$h_n = 1.006 \cdot (-2.8) + (2835 + 2.09 \cdot (-2.8)) \cdot 0.0038 = 5.61 \text{ кДж/кг}$$

Поперечний і подовжній крок труб при коридорній компоновці:

$$S_1 = S_2 = D_p + 2 \cdot \delta_i + 0.003 = 0.063 + 2 \cdot 0.0015 + 0.003 = 0.069 \text{ м}$$

Геометричні параметри прийнятого ребристого елемента.

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = 0.5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_{ep} = 0.5 \cdot \pi \cdot (0.063^2 - 0.02^2) + \pi \cdot 0.063 \cdot 0.0006 = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{mp} = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_{op}) = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.008 - 0.0002) = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u = 3.14 \cdot 0.016 \cdot 0.008 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_n = f_p + f_{mp} = (5.7 + 3.77) \cdot 10^{-3} = 6.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт обрєбрення:

$$\beta = f_n / f_{\text{вн}} = 6.1 / 0.4 = 15.2$$

Ступінь обрєбрення:

$$\phi = f_n / (\pi \cdot d_n \cdot u) = 6.1 / (\pi \cdot 0.02 \cdot 0.008) = 12.14$$

Умовний ступінь обрєбрення:

$$\beta_n = f_n / f_{\text{мп}} = 6.1 / 0.38 = 16.19$$

Геометричні характеристики поверхні інею.

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$\begin{aligned} f_{pi} &= 0.5 \cdot \pi \cdot [(D_p + 2 \cdot \delta_i)^2 - (d_n + 2 \cdot \delta_i)^2] + \pi \cdot (D_p + 2 \cdot \delta_i) \cdot (\delta_{\text{вп}} + 2 \cdot \delta_i) = 0.5 \cdot \pi \cdot \\ &\cdot [(0.053 + 2 \cdot 0.0015)^2 - (0.02 + 2 \cdot 0.0015)^2] + \pi \cdot (0.063 + 0.003) \cdot (0.0006 + 0.003) = \\ &= 6.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Внутрішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$\begin{aligned} f_{\text{мп}i} &= \pi \cdot (d_n + 2 \cdot \delta_i) \cdot (u - \delta_{\text{ор}} - 2 \cdot \delta_i) = 3.14 \cdot (0.02 + 0.003) \cdot (0.008 - 0.0002 - 0.003) = \\ &= 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

$$f_i = f_{\text{мп}i} + f_{pi} = (6.8 + 0.22) \cdot 10^{-3} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт обрєбрення поверхні, покритої інеєм:

$$\beta_i = f_i / f_{\text{вн}} = 7 / 0.4 = 17.3$$

Площа `живого` перетину одного ребристого елемєнту з інеєм:

$$\begin{aligned} f_{\text{жс}} &= (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) \cdot u - 2 \cdot h_p \cdot [0.5 \cdot (\delta_{\text{вп}} + \delta_{\text{ор}}) + 2 \cdot \delta_i] = (0.069 - 0.02 - 0.003) \cdot 0.008 - \\ &- 2 \cdot [0.5 \cdot (0.0006 + 0.0002) + 0.003] = 4.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Теплообмін з боку повітря.

Теплофізичні властивості повітря при t_c :

- кінематична в'язкість $\nu_{\text{в}} = 13.28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{в}} = 0.0244 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $\text{Pr}_{\text{в}} = 0.707$;
- щільність $\rho_{\text{в}} = 1.293 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Коефіцієнт вляговывадеия визначається по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$\xi = 1 + (d_k \cdot \varphi_k - d_n) \cdot (2835 - 2.09 \cdot t_n) / [(1.006 + 1.87 \cdot d_n) \cdot (t_k - t_n)] \quad (2.7.)$$

$$\xi = 1 + (0.0044 \cdot 0.9 - 0.003) \cdot (2835 - 2.09 \cdot (-2.8)) / [(1.006 + 1.87 \cdot 0.003) \cdot (2 + 2.8)] = 1.073$$

По таблицях розрахункових залежностей для прийнятого типу трубного пучка ребристого елементу і відповідної сфери застосування вибираємо визначальний розмір і розрахункову залежність для визначення критерію Нуссельта.

Визначальний розмір:

$$L_0 = d_n / \beta_n + (1 - \beta_n^{-1}) [0.785 \cdot (D_p^2 - d_n^2)]^{0.5} \quad (2.8.)$$

$$L_0 = 0.2 / 16.19 + (1 - 16.19^{-1}) [0.785 \cdot (0.063^2 - 0.02^2)]^{0.5} = 0.051 \text{ м}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_\epsilon = w_\epsilon \cdot L_0 / \nu_\epsilon \quad (2.9.)$$

$$Re_\epsilon = 3 \cdot 0.051 / (13.28 \cdot 10^{-6}) = 11498$$

Число Нуссельта:

$$Nu_\epsilon = 0.18 \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_\epsilon^{0.65} \cdot \beta_n^{0.07} \cdot \beta_n^{-0.7} \quad (2.10)$$

Оскільки $S_2/d_n = 3.45 > 2$ і кількість труб по передумовах більше 4 шт, то коефіцієнти $C_s = C_z = 1$.

$$Nu_\epsilon = 0.18 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 11498^{0.65} \cdot 16.2^{0.07} \cdot 16.2^{-0.7} = 41.3$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітряохолоджувача до повітря:

$$\alpha_\epsilon = Nu_\epsilon \cdot \lambda_\epsilon / L_0 \quad (2.11)$$

$$\alpha_\epsilon = 41.3 \cdot 0.0244 / 0.051 = 19.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{\epsilon \text{ пр}} = [(\alpha_\epsilon \cdot \xi)^{-1} + \delta_i / \lambda_i]^{-1} \quad (2.12)$$

$$\alpha_{\epsilon \text{ пр}} = [(19.8 \cdot 1.073)^{-1} + 0.0015 / 0.2]^{-1} = 18.3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра:

$$h^* = h_p \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_p / d_n)] = 0.02 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.063 / 0.02)] = 0.028 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh^* = [4 \cdot \alpha_{\epsilon \text{ пр}} / ((\delta_{\text{сп}} + \delta_{\text{оп}}) \cdot \lambda_p)]^{0.5} \cdot h^* = 2 \cdot [18.3 / (0.008 \cdot 150)]^{0.5} = 0.384$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = [\tanh(mh')] / mh' \quad (2.13)$$

$$E = [\tanh(0.384)] / 0.384 = 0.953$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра: $\psi = 1 -$

$$0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.384 = 0.977$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елементу:

$$\alpha_{\text{внр}}' = \alpha_{\text{внр}} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi + f_{\text{мп}}) / f_n \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})] \quad (2.14)$$

$$\alpha_{\text{внр}}' = 18.3 \cdot (0.0057 \cdot 0.953 \cdot 0.977 + 0.0004) / 0.006 = 17.1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \zeta \cdot \beta_i \cdot (t_c - t_n) \quad [\text{Вт}/\text{м}^2] \quad (2.15)$$

$$q_{\text{в}} = 17.1 \cdot 1.073 \cdot 17.34 \cdot (1 + 2.9) = 1436 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі в трубах апарату:

$$\alpha_0 = 32 \cdot \omega\rho^{0.47} \cdot q_{\text{в}}^{0.15} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})] \quad (2.16)$$

де $\omega\rho$ – масова швидкість агента, по графіку залежності від щільності теплового потоку знаходимо $\omega\rho = 80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 80^{0.47} \cdot 1436^{0.15} = 747 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$K_{\text{ні}} = [\beta_i / \alpha_0 + 1 / \alpha_{\text{внр}}' + \phi \cdot (0.5 \cdot (d_n - d_{\text{вн}}) / \lambda_m)]^{-1} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})] \quad (2.17)$$

$$K_{\text{ні}} = [17.34 / 747 + 1 / 17.1 + 12.14 \cdot (0.5 \cdot (0.02 - 0.016) / 50)]^{-1} = 12.19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні сухої поверхні:

$$K_n = K_{\text{ні}} \cdot \beta / \beta_i = 12.19 \cdot 15.17 / 17.34 = 10.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Перевіряємо раніше прийняту температуру поверхні апарату:

- щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею:

$$q_n = K_{\text{ні}} \cdot (t_c - t_0) = 10.67 \cdot (1 + 6) = 85.3 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

- розрахункова різниця температур:

$$\Delta t_p = q_n / (\alpha_{\text{в}} \cdot \zeta) = 85.3 / (19.8 \cdot 1.073) = 4.02 \text{ }^\circ\text{C};$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

- відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур: ε
 $= |\Delta t_p - (t_c - t_n)| / \Delta t_p \cdot 100\% = |4.02 - (1 + 2.9)| / 4.02 \cdot 100\% = 3\%$

Оскільки відносна погрішність задовольняє необхідній погрішності розрахунку (<5%), тоді шукана зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_n = Q_0 / [K_n \cdot (t_c - t_0)] = 13000 / (10.67 \cdot 7) = 174 \text{ м}^2$$

Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача.

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_6 = Q_0 \cdot 10^{-3} / [\rho_6 \cdot (h_k - h_6)] \quad (2.18)$$

$$V_6 = 13 / [1.29 \cdot (13.08 - 9.99)] = 3.3 \text{ м}^3/\text{с}$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо вентилятор марки ВО-12-303-6.3 при орієнтовному натиску $H = 120$ Па з діаметром вентилятора

$$D_6 = 0.63 \text{ м.}$$

Мінімальний 'живий' перетин повітроохолоджувача:

$$F_{жс} = V_6 / w_6 = 3.3 / 3 = 1.1 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача:

$$F_\phi = F_{жс} \cdot S_1 \cdot u / f_{жс} = 1.1 \cdot 0.069 \cdot 0.008 / 0.00044 = 1.38 \text{ м}^2$$

Перевіряємо забезпечення хорошого розподілу повітря $1.8 < e < 2.6$:

$$e = F_\phi / (0.25 \cdot \pi \cdot D_6^2) = 1.38 / (0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.63^2) = 2.49$$

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінної секції повітроохолоджувача у фронтальному перетині:

- ширина і довжина $H' = L' = F_\phi^{0.5} = 1.38^{0.5} = 1.17 \text{ м}$;

Число труб у фронтальному перетині пучка з округленням до парного цілого:

$$z_1 = H' / S_1 = 1.17 / 0.069 = 16,9$$

Приймаємо дійсне число труб $z_1 = 17$ шт

Дійсна ширина і довжина секції:

$$H = z_1 \cdot S_1 = 17 \cdot 0.069 = 1.173 \text{ м}$$

$$L = F_\phi / H = 1.38 / 1.173 = 1.176 \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість труб по ходу повітря з округленням до найближчого більшого цілого: $z_2 = F_n / [f_n \cdot (F_{ж}/f_{ж})] = 174 / [0.0061 \cdot (1.1/0.00044)] = 12$ шт

Розрахункові параметри теплообмінної поверхні:

- сумарна довжина труб апарату:

$$\Sigma L = L \cdot z_1 \cdot z_2 = 1.176 \cdot 17 \cdot 12 = 240 \text{ м};$$

- площа зовнішньої поверхні:

$$F_{\partial} = \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 240 \cdot 3.14 \cdot 0.016 \cdot 15.17 = 182,9 \text{ м}^2;$$

- глибина секції:

$$B = S_2 \cdot z_2 = 0.069 \cdot 12 = 0.828 \text{ м}.$$

Перевірка по аеродинамічному опору.

Аеродинамічний опір пучків обребрених труб з круглими ребрами визначається по формулі:

$$\Delta P = 0.26 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t \cdot (\omega \rho)^{1.92} \quad (2.19)$$

Еквівалентний діаметр:

$$d_3 = 2 \cdot [u \cdot (S_1 - d_n) - 2 \cdot \delta_p \cdot h_p] / (2 \cdot h_p + u) = \\ = 2 \cdot [0.008 \cdot (0.069 - 0.02) - 2 \cdot 0.0013 \cdot 0.02] / (2 \cdot 0.02 + 0.008) = 0.014 \text{ м}$$

Коефіцієнт, що враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = L_0^{0.22} / d_3^{0.3} = 0.051^{0.22} / 0.014^{0.3} = 1.87$$

Коефіцієнт, що враховує фізичні властивості повітря:

$$C_t = v_6^{0.08} / \rho_6^{0.92} = (13.28 \cdot 10^{-6})^{0.08} / 1.293^{0.92} = 0.322$$

Коефіцієнт, що враховує режим течії $C_Z = z_2$, оскільки $z_2 > 6$

Т.ч.

$$\Delta P = 0.26 \cdot 1.87 \cdot 0.322 \cdot 14 \cdot (3 \cdot 1.293)^{1.92} = 60 \text{ Па}$$

При виборі вентилятора натиск був прийнятий 120 Па, звідки витікає, що вибраний тип вентилятора забезпечить нормальну циркуляцію повітря через теплообмінну поверхню.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ОХОРОНА ПРАЦІ

Оптимізація енергоспоживання і шкідливих викидів з урахуванням стану сучасної цивілізації. Сценарії розвитку людської спільноти до 2050 року мають багато аспектів, які переплетені між собою і впливають один на одного. Горезвісні концепції «суспільства споживання», «постіндустріального суспільства» і т.д. давно перестали бути маяками для людства, тому що вони розглядали проблеми однобоко. Сьогодні доречніше говорити про гармонізацію суспільства, про підвищення уваги до стану планети, про переоцінку цінностей. У цьому контексті на перше місце виходить проблема мінімізації обурень, які вносить людина в навколишнє середовище. Пропонується розглядати будь-який об'єкт, де присутня людина і здійснює будь-яку діяльність, як замкнуту термодинамічну систему, яка обмінюється з навколишнім середовищем потоками енергії, речовини, полями і т.п. Завдання цієї системи - звести до мінімуму результат цієї взаємодії, щоб сумарна зміна ентропії прагнуло або до 0, або навіть до негативної величиною.

Це досить складне завдання, до того ж і витратна, але виконання такої умови хоча б у першому наближенні веде до поліпшення стану, як окремих ділянок, так і планети в цілому.

Як приклад функціонування такої умовно замкнутої термодинамічної системи може служити будь-яке підприємство, цех, автомобіль, житло, селище, місто, агломерація і т.д. Скажімо, якщо об'єкт споживає паливо і при цьому виділяє надлишок CO₂, то це можна компенсувати, наприклад, посадивши певну кількість дерев або інших рослин, що дозволить відновити витрачений паливо і поглинути вуглекислоту. Для автомобіліста його діяльність компенсується грошовим внеском за виділення кожної тонни CO₂ в розмірі 231€, встановленому на сьогоднішній день, який повинен бути витрачений на здійснення заходів по відновленню наслідків даного обурення.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо розглянути гіпотетичний автономний геліокомплекс, до складу якого входять безліч елементів, властивих цьому поняттю, то можна конкретно для кожної наперед обраної конфігурації визначити всі компенсаційні потоки, які виробляються всередині самого об'єкта.

Здійснення зазначених заходів перетворює простір, займане цим об'єктом, в систему, яка якщо і вносить обурення в навколишнє середовище, то вони мінімальні.

Удосконалення енергоємних технологічних процесів.

За сучасною градацією, найбільший внесок в споживанні електроенергії в сукупності з паливом дає металургія. Відповідно, ця галузь є основним техногенним чинником по виділенню в атмосферу ПГ, зокрема, CO₂. У той же час, рівень рекуперативним в процесах виплавки, лиття, прокату або на нулі, або зачіпає тільки саму низькотемпературну частина використання вторинного тепла. Теоретично рекуперацію можна довести до 80-90%, реально сьогодні кращі схеми повертають в процес максимум 10% витраченої енергії. Природно, це вимагає чималих додаткових капітальних витрат, які почнуть окупатися в разі, коли запрацює механізм включення в собівартість продукції складової CO₂, тобто коли реально почне стягуватися плата за викиди ПГ. Тоді виробник, який використовує новітню технологію, виявиться в більш вигідному становищі. До металургії тісно примикає виробництво зріджених газів, особливо кисню та азоту. Кожна тонна виробленого кисню супроводжується щонайменше 10 тоннами викидів CO₂. З огляду на, що це виробництво вимірюється десятками мільйонів тонн на рік, рахунок викидів CO₂ йде на мільярди тонн. Якщо загальні викиди за рахунок діяльності людини сьогодні оцінюються в 50000 Гтонн, то в сукупності металургія вносить вклад в розмірі 25-30%. Для зменшення як абсолютної, так і відносної шкідливого впливу цієї галузі пропонуються інноваційні технології, що базуються на високотемпературної рекуперації, на

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

відтворенні електроенергії і на теплоиспользующих термотрансформаторах, зокрема, струменевих. Високотемпературна рекуперація дозволяє здійснити підготовку наступних партій сировини або заготовок, відбираючи тепло від виробленої продукції. Середньотемперату частина тепла можна пустити на виробництво пари високого тиску з метою подальшого виробництва електроенергії і повернення її в виробничий цикл. Низькопотенційне залишкове тепло слід використовувати для виробництва холоду, в тому числі і для зрідження газів. У підсумку перехід на таку технологію може привести до зниження викидів на 5-8 тисяч Гтонн в рік.

Другим за кількістю викидів CO₂ і першим за кількістю безпосереднього спалювання вуглеводнів є транспорт і паливні електрогенератори, в тому числі і когенераційні. Застосування парових силових пристроїв дозволяє збільшити COP системи майже на 50%, а утилізація низькопотенційної частини тепла для теплоиспользующих кондиціонерів - ще на 20-25%. В планетарних масштабах економія палива і скорочення викидів ПГ становлять величину, також вимірюється 4-7 тисячами Гтонн / рік. Зростання виробництва тільки автомобілів відбувається настільки швидко, що це відчувається на вулицях не тільки мегаполісів, а й порівняно невеликих міст. До сих пір існує критерій престижності держави за кількістю випущених автомобілів, що призвело до буму автомобілебудування в новій наддержаву - Китаї. Якщо це не буде компенсовано зниженням споживання палива хоча б удвічі в порівнянні з сучасним рівнем, то вже через десять найближчих років ми будемо свідками катастрофічних наслідків.

Наступний найбільше джерело викидів CO₂ є житлово-комунальний сектор. Сьогодні пряме спалювання невідновлюваної палива з метою опалення та гарячого водопостачання є недозволеною розкішшю, так само,

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

як і використання електроенергії для приводу кондиціонерів. У розвинених країнах протягом останніх десятиліть використовуються когенераційні установки, в тому числі і з паросиловими агрегатами. При цьому низькопотенційне тепло використовується для кондиціонування повітря. Однак і це не є оптимальним варіантом для трансформації тепла з джерела з дуже високими температурами горіння в тепло, практичне рівноважний з навколишнім середовищем. Викиди CO₂ залишаються надзвичайно високими, хоча існує альтернативна можливість звести їх до мінімуму. Тут в першу чергу доречним є використання відновлюваних джерел енергії, особливо сонячної радіації. Причому характерно, що максимум потреби в кондиціонуванні збігається з максимумом сонячної радіації, в той час, як максимальна потреба в теплі доводиться на мінімум інсоляції. Проте, в зоні помірного клімату вже сьогодні вдається покрити потреби в теплі на 40% за допомогою сонячних колекторів. А потреби в кондиціонуванні повітря можна повністю задовольнити за рахунок сонячної радіації за допомогою теплоіспльзующих генераторів холоду. При цьому перехід на двухстадийное кондиціонування саме по собі дає можливість знизити потрібну холодопродуктивність практично вдвічі. Таким чином, в житловокомунальній сфері використання інновацій дозволить скоротити викиди ПГ на 3-5 тис. Гтонн / рік.

Транспорт.

Найважче перейти на щадні технології в ВПК. Тому розраховувати на компенсацію викидів від цієї багатогалузевої потужної системи не доводиться. Більш того, досягнення в енергоємних галузях по зниженню викидів ПГ можуть звестися нанівець одним-двома витками гонки озброєнь. Напрошується висновок, що виходом з цієї ситуації є скорочення

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВПК, суворо регламентований на міжнародному рівні проведення випробувань і навчань, відмова від силового вирішення конфліктних ситуацій.

Повітряний транспорт, в тому числі і військова авіація, яка зараз переважно на реактивній тязі, має надзвичайно низькі СОР, близько 1% або навіть менше. Тому тут кожен відсоток підвищення СОР означає скорочення викидів і економію палива в рази. Авіація сьогодні стала масовим транспортом, в якому витрата пального на людино-кілометр перевищує такий на інших видах транспорту. Альтернативою Авіапольоти на короткі і середні відстані є сучасний залізничний транспорт, швидкість якого вже зараз досягає 400 км / год. З точки зору економічної доцільності, а, головне - екологічної, слід скасовувати у міру можливості польоти з дальністю менше 1000 км, оскільки сьогодні на них припадає більше половини всіх перельотів.

Оскільки космічні польоти ще не так часті, то у відносному вимірі ця галузь поки не вносить помітного вкладу в процес глобального потепління, але в подальшому вона також може вийти на лідируючі позиції по знищенню озонового шару, викиди ПГ. В цілому сьогодні викиди CO₂ від ВПК, авіації та космічних польотів імовірно досягають 2 тис.Гтонн / рік.

Таким чином, загальний викид від основних техногенних факторів коливається в межах 20-25 тис.Гтонн / рік. , Тобто становить приблизно половину всіх викидів. Це означає, що якщо до 2050 року можна буде скоротити ці викиди хоча б на 50%, то для незмінного рівня викидів на приріст потужності техногенного парку залишається 12 тис.Гтонн / рік, або близько 25%. Це досить оптимістичний прогноз, тому що річний приріст потужності в кращому випадку становить від 3 до 8% в період рецесії і

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подальшому прискоренні розвитку в межкризісний період, а також близько 0 або менш - в період кризи. Тому цілком можливо поступове скорочення викидів CO₂ від техногенних факторів при досить високих темпах економічного і соціального прогресу.

Природні джерела енергії та природні фактори викидів ПГ.

Огляд основних природних джерел енергії

Земля як планета Сонячної системи є джерелом колосальних енергетичних потоків, які на сьогоднішній день практично не використовуються.

Якби людство пішло більш складним шляхом забезпечення енергією саме з природних поновлюваних джерел, то сьогодні, як видно, не виникло б стільки проблем з енергетичним голодом і викидом CO₂ та інших шкідливих сполук. Вивільнення сконцентрованої за десятки мільйонів років енергії пального вуглеводневого палива за якісь 100-150 років призвела до спонтанного зростання ентропії ноосфери, наслідки чого ми відчуваємо сьогодні. Хоча б в наші дні людство повинно схаменутися і перестати або істотно скоротити хижацьке і по суті егоїстичне спалювання вуглеводневої фонду, що належить не тільки нинішньому, але також і майбутнім поколінням.

Одним з найдоступніших і практично невичерпних джерел енергії є планетарний Гідроресурс. Цей ресурс забезпечується опосередкованою сонячною енергією, яка виробляє круговорот води, а також за рахунок вітру і тектонічних зрушень призводить в рух маси води. Крім того, гравітаційна взаємодія з Місяцем також виробляє регулярне і ритмічне переміщення прибережних вод, яке можна без особливих проблем використовувати для вилучення механічної енергії. Навіть побудовані

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гідроелектростанції при всій своїй грандіозності використовують мізерно малий потенціал неравновесности в планетарних масштабах. Головний гідропотенціал зосереджений в океанічних і морських течіях, енергії хвиль, припливів і відливів. Пілотні пристрої вже успішно експлуатуються, проте не отримали належного застосування, як, втім, і інші інновації екологічно чистої енергетики. Досить уявити собі, що використання хоча б 1% готівкового гідроресурсу перекриє в десятки разів всі енергетичні потреби жителів Землі через 200 років при збереженні темпу зростання населення і рівня споживання енергоресурсів. За останні десятиліття напрацьовано безліч проектів - від фантастичних до цілком реальних -, які дозволяють вже найближчим часом приступити до освоєння досі незайманих енергоресурсів. Сучасні технології роблять можливим здійснення масштабних проектів перетворювачів гідравлічної енергії. Для деяких з них досить споруди глибоководних опор, на яких зміцнюються силові агрегати. У ряді випадків споруджуються мости через річки, протоки і затоки можуть служити такими опорами, де підводна частина використовує енергію потоків води, а надводна - енергію вітру. Кожен такий т.зв. «Енергомост» може забезпечити електроенергією прилеглі населені пункти або доповнити своїми потужностями енергомережі.

Основні кількості біомаси на твердій поверхні і в водах Світового океану в силу своєї диссипації і недоступності для реального застосування не надходять в енергетичний оборот, хоча їх запаси вимірюються тератоннами. Розкладання цієї маси тягне за собою виділення величезних кількостей метану, інших горючих газів, а також вуглекислоти. На жаль, поки вловлювати ці гази не навчилися, тому, говорячи про біомасі, мається на увазі та її частина, яка є результатом діяльності людини. Застосування

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

анаеробного зброджування біомаси для отримання горючих газів і добрив вже прищепилося, особливо в Індії та Китаї. Оскільки біомаса - поновлюване джерело, то її викиди компенсуються в процесі життєдіяльності нових рослин. Якщо налагодити регулярний збір біомаси, одержуваної в результаті загибелі живих організмів, а також каналізаційних мулів, твердих побутових відходів, що скидається листя і т.п. і направити її на отримання горючих субстратів і органічних добрив, то потреба в енергії, по крайній мере, житлово-комунальної сфери могла бути забезпечена практично повністю. При цьому набагато знизилася б викиди ПГ в атмосферу, що в якійсь мірі розвантажило б постачальників енергії і поліпшило стан навколишнього середовища.

У природі є багато джерел енергії, які не тільки не використовуються людиною, а й призводять до великих руйнівних наслідків, від яких доводиться позбуватися десятиліттями. Наприклад, величезні викиди шестифтористої сірки, водяної пари, CO₂, метану та інших ПГ відбуваються виверження вулканів, які служать джерелом регіональних або глобальних катастроф. Тому бажано навчитися використовувати енергію цих процесів і вловлювати при цьому ПГ, що дає подвійний ефект. Звичайно, використання вулканічних викидів - дуже далека перспектива, проте дослідження в цьому напрямку слід продовжувати, тому що постійний відбір енергії від діючих вулканів крім корисного ефекту служать чинниками запобігання серйозних катаклізмів, які можуть поставити під загрозу життя на Землі. Одне тільки виверження Кракатау в ХІХ справило стільки викидів, скільки не дає сьогодні вся промислова діяльність людини. На його місці зі швидкістю 6-7 м / рік зростає новий такий же вулкан, який періодично викидає потоки лави, гази і попіл. Якщо

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

його приборкати в доступному для огляду майбутньому, то Індонезія отримає надійне джерело енергії і буде гарантована від виверження, яке за оцінками геологів, може привести до загибелі вже не 36000 чоловік, як в 1883 році, а кількох мільйонів, не рахуючи жертв цунамі. Адже вулкан розташований всього в 50 км від Яви, самого населеного острова Індонезії

Геотермальні джерела, якими рясніють США, Японія, Камчатка, Ісландія, Нова Зеландія та інші регіони, Встановлена потужність геотермальних електростанцій в світі на початок 1990-х років становила близько 5 тисяч МВт, на початок 2000-х - близько 6 тисяч МВт. В кінці 2008 року сумарна потужність геотермальних електростанцій в усьому світі зросла до 10500 МВт. Це відносно небагато, але в сукупності з іншими поновлюваними джерелами геотермальний потенціал вносить свою лепту в загальну скарбничку чистої енергетики. Досить сказати, що на Філіппінах геотермальні електростанції виробляють 27% всієї споживаної електроенергії. Паралельно з електроенергією демінералізація відпрацьованих вод може стати джерелом виробництва цінних мінералів і з'єднань. Низький COP цих електростанцій дещо компенсується прямим використанням геотермального тепла для цілей опалення та кондиціонування.

Вивільнення механічної і хвильової енергії земної кори у вигляді землетрусів є одним з найбільших видів лих, що забрали багато життів, приносить практично щорічно колосальні матеріальні втрати, до сих пір не використовується як джерело енергії, який одночасно може запобігти в багатьох випадках великі тектонічні розломи і викликані ними наслідки. Відомі зони практично не згасаючих збурень земної кори, причому такі густонаселені, як, наприклад, Каліфорнія, всі японські острови, Китай,

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Туреччина, Індія тощо Використання сейсмічних хвиль і тектонічних зрушень принципово можливо і значно простіше багатьох технічних проблем, які на сьогоднішній день успішно вирішені. Не виключено, що вже зараз існують такі рішення, в усякому разі, їх важливість не повинна викликати сумнівів.

Енергія вітру на відкритих просторах використовується зараз практично повсюдно, хоч і в недостатніх масштабах. Часто вітродвигуни встановлюють там, де вітер значну частину часу має швидкість нижче 5 м / с, що неекономічно. У той же час є такі місця, де швидкість вітру не знижується нижче 20-30 м / с, наприклад, в різних гірських ущелинах, на мисах, далеко висунутих в море і т.п. Тут доречно встановлювати вітродвигуни великої одиничної потужності, вимірюваної сотнями і тисячами МВт. Такі пристрої можуть також локально впливати на зміни клімату, наприклад, в районі Новоросійська, жителі якого відчують дискомфорт від сильного вітру, який досягає швидкості 40-70 м/с і дує в осінньо-зимовий період, приносячи руйнування. Набагато складніше використовувати в досить повній мірі енергію ураганів, які проносяться протягом декількох діб уздовж свого фронту, а також торнадо і інших видів вихорів в силу їх випадкового виникнення і невизначеною траєкторії руху.

Одночасно з утворенням вуглеводневих горючих сполук в глибинах деяких морів за рахунок анаеробного розкладання різних організмів йшло нагромадження таких сполук як сірководень. Цей отруйний газ може служити джерелом чистого водню, тому що він хімічно нестійкий і при температурі понад 400С розкладається на складові елементи. Він горючий і сам по собі, проте одним з продуктів згорання є не менш отруйна двоокис сірки. Для сучасного рівня технології видобутку і зберігання отруйних

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сполук не представляє особливих труднощів освоїти і цей процес. Слід очікувати від цього цілий ряд позитивних моментів:

- Усунення загрози мимовільного викиду сірководню з морських глибин, яке може спричинити за собою глобальну катастрофу;
- Отримання водню, як самостійного чистого палива, так і як добавки до низькооктанових бензинів;
- Поява або відновлення життя на глибинах, що звільнилися від сірководню;
- Отримання дешевої сировини для хімічної промисловості та інших галузей.

Найвідомішим джерелом сірководню є Чорне море на глибинах від 200 м і до максимальної глибини 2210 м.

У зв'язку із заходами, що робляться світовою спільнотою для скорочення виробництва і споживання озоноруйнуючих речовин парникових газів, все більшого значення набувають природні хладагенти: повітря, вода, вуглеводні, діоксид вуглецю і аміак.

Діоксид вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) - один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не запалюється, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (GWP = 1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищуючих 5% за обсягом. R744 можна використовувати в якості робочої речовини в системах кондиціонування повітря для автомобілів і житлових приміщеннях, теплових насосах, комерційному холодильному обладнанні і торгових автоматах.

Основні властивості і переваги :

- Холодоагент R744 (CO₂)

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Діоксид вуглецю є безбарвний газ (рідина) зі злегка кислуватим запахом і смаком;
- Загальноприйнята назва: діоксид вуглецю, вуглекислий газ;
- Хімічна формула: CO₂;
- Позначення як холодоагенту: R744;
- Діоксид вуглецю не володіє озоноруйнівної здатністю (ОРС= 0), ПГП =1. Застосування в якості холодоагенту в замкнутих контурах надає пренебрежимо ризик вплив на клімат;
- Негорючий, хімічно неактивний, важчий за повітря, використовується в якості засобу пожежогасіння;
- Може надавати наркотичну і задушливе вплив на людей лише в досить високих концентраціях;
- Присутній в природі в дуже великих кількостях. Діоксид углерода в значній мірі доступний в усьому світі через те, що є побічним продуктом ряду виробництва і має низьку вартість;
- Відсутні обмеження відповідно до міжнародного і українського законодавством;
- Оскільки CO₂, як природний холодоагент, не забруднює навколишню середу, то його утилізація і вторинне використання не регламентуються законодавством.
- Володіє хорошою сумісністю з матеріалами і маслами, широко використовуваними в холодильній техніці.

Таким чином, на підставі вищевикладеного можна зробити висновок, що для проектування системи холодопостачання необхідні: наявність правильно складеного технічного завдання, прагнення до оптимізації по довжині трубопроводів і кількості поворотів і петель. Площі теплообмінних апаратів повинні експлуатуватися з максиміальною ефективністю при мінімальних різницях температури.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

ВИСНОВКИ

Зважаючи на зростання ролі природних холодоагентів, можна відзначити важливість розроблення холодильних систем на CO₂. В даному дипломному проекті розглянули особливості роботи транскритичної бустерної холодильної системи, проаналізували особливості обладнання, яке входить до холодильної системи на CO₂. Двоокис вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) – один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не горить, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (ПГП=1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищують 5% за об'ємом.

Розроблений проект супермаркету. За допомогою спеціалізованого програмного забезпечення розраховали холодопостачання, для середньотемпературного споживача = 65кВт та для низькотемпературного = 130 кВт.

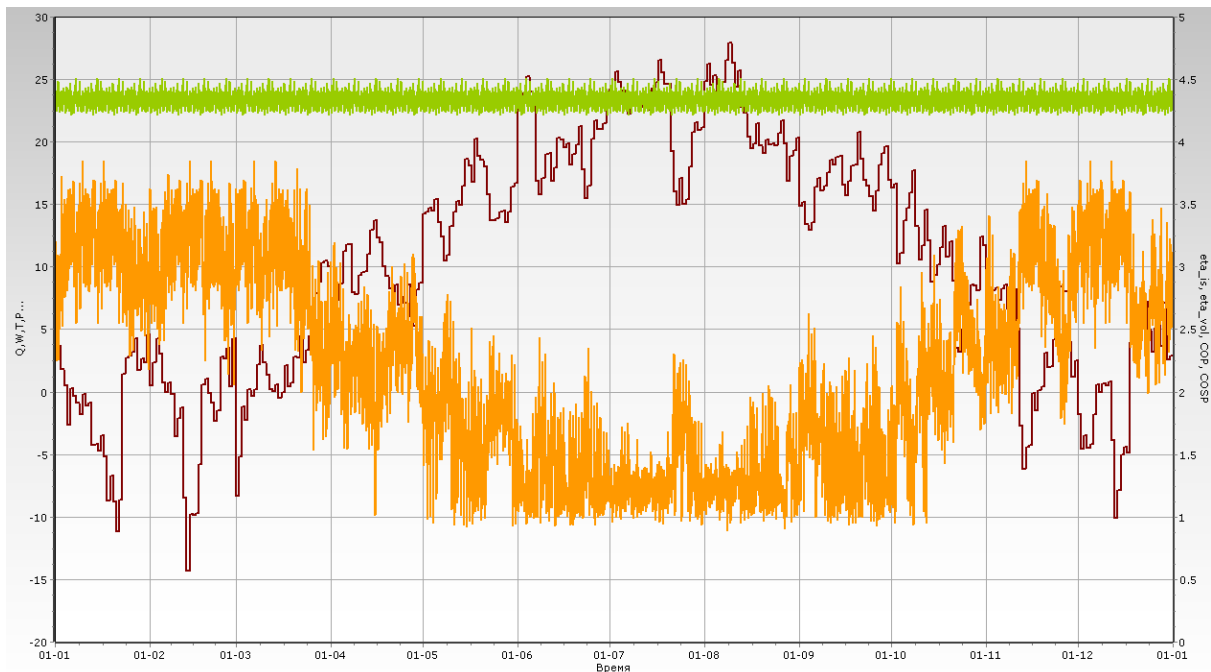


Рис. 1 Зміна COP низькотемпературного та високотемпературного контуру в залежності від температури навколишнього середовища. (зелений – COP

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

високотемпературного контуру, помаранчевий – COP низькотемпературного контуру, коричневий – температура н.р.)

Для досліджуваної системи були змодельовані та розраховані середньомісячні параметри, такі як: COP, енергоспоживання, температури газоохолоджувача та нагнітання та теплове навантаження на газоохолоджувач. Було визначено що робота холодильної системи можлива за даних температурних умов та розрахункових параметрах.

Ефективність холодильної системи значно знижується при збільшенні температури навколишнього середовища (період з травня по вересень) це пов'язано з термодинамічними параметрами робочого тіла.

При реалізації проектів на таких робочих речовинах як R744 та вуглеводнях слід суворо дотримуватися правил безпеки при експлуатації холодильного устаткування.

Подальші дослідження будуть направлені на впровадження конструктивних заходів із метою підвищення енергетичної ефективності транскритичних бустерних холодильних систем та вивчення особливостей їх правильної та безаварійної експлуатації.

Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.1.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Чумак І.Г. Холодильні установки. Проектування. Третє видання /І.Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'янівський та інш.//Вид. "Друк", 2007
2. Цуранов О. А., Крисін А. Г. Холодильна техніка і технологія./під ред.. проф.. В.А. Гуляєва // СПб Лідер, 2004-448 ст.
3. Морозюк Т. В. /Теорія холодильних машин і теплових насосів./ Морозюк
4. Т.В.//Одеса, Студія "Негоциант", 2006 – 712 ст http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants
5. Danfoss [on-line resources] Accessed by URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/refrigerants/industrialrefrigeration/co2/#/> at 2019
6. Heller L, Farago T Comptes Rendus du IX Congres du Refrigertion, v 1, p 3203, Paris 1955
7. Gay N.H., 1931, Refrigerating system, US Patent 1,836,318
8. Правила техники безопасности на фреоновых холодильных установках [on-line resources] Accessed by URL: <http://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-tehniki-bezopasnosti-na-freonovyhholodilnyh-ustanovkah.html> at 2019
9. Сильман А.С. Пароводяные эжекторные холодильные машины. [Текст]/ Сильман А.С., Шумелишский М.Г. // Лег. и пищ. промышленность. – М., 1984. – С.272.
10. Е. I. Sokolov, Zinger N M., 1989 Jet devices, Energia, Moskow, pp 352.
11. Kirillin V.A., i dr. Texnicheskaya termodinamika (4e izd., E'nergoatomizdat, 1983)
12. Badylkes, I.S., Danilov R.L., 1961, Cooling systems using steam-jet devices as a booster compressors, Energia, Moscow, pp 30.
13. Buyadgie, Dmytro; Sechenyh, Vitaliy; and Nichenko, Sergii, "Booster VaporCompression Refrigerating Systems" (2010). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1062
14. Elbel, Stefan and Hrnjak, Predrag, "Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications" (2008). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 884
15. D.I. Buyadgie, I. D. Buyadgie, I. C. Vavilov, S.Z. Zhadan, B.S. Lineckii, V.A. Petrenko, R. L. Snejnoi, 1976. The method of cooling the metal foundry forms. No: 531649, Patent of USSR.
16. D.I. Buyadgie. Conceptual design of Ejector Refrigeration Units. Report presented on EUROTHERM Seminar Nr.85, 7-9 September 2008.

					КРБ.ХУКП.1.487-03.15	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

17. Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов, А.Я. Ильин, В.И. Пекарев, А.К. Стукаленко, Л.С. Тимофеевский. — Под общ. ред. И.А. Сакуна. — Л.: Машиностроение, 1985. — 510 с.

18. Буяджи, О.Д. Підвищення ефективності процесів термотрансформації в автономних ежекторних холодильних машинах [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.14 "Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання" / Олексій Дмитрович Буяджи ; наук. кер. С.В. Артеменко; Одес. нац. акад. харч. технологій. – Одеса : ОНАХТ, 2016. – 21 с.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.15</i>	Арк.
						56
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Аналіз системи холодопостачання

Показано місячне споживання електроенергії змодельованої системи від компресора і від додаткового обладнання (вентилятори конденсатора і випарника, а також насоси, використувані в системі).

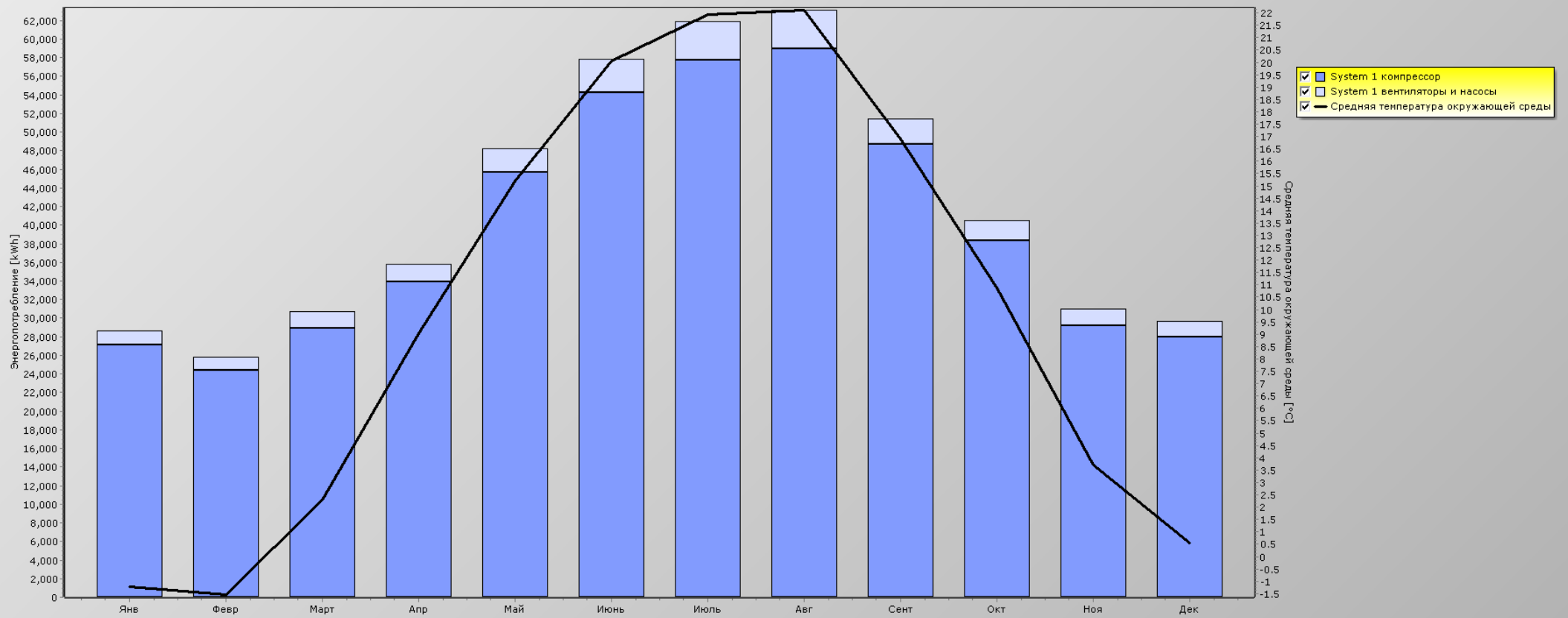


Рис. А.1. Місячне споживання енергії

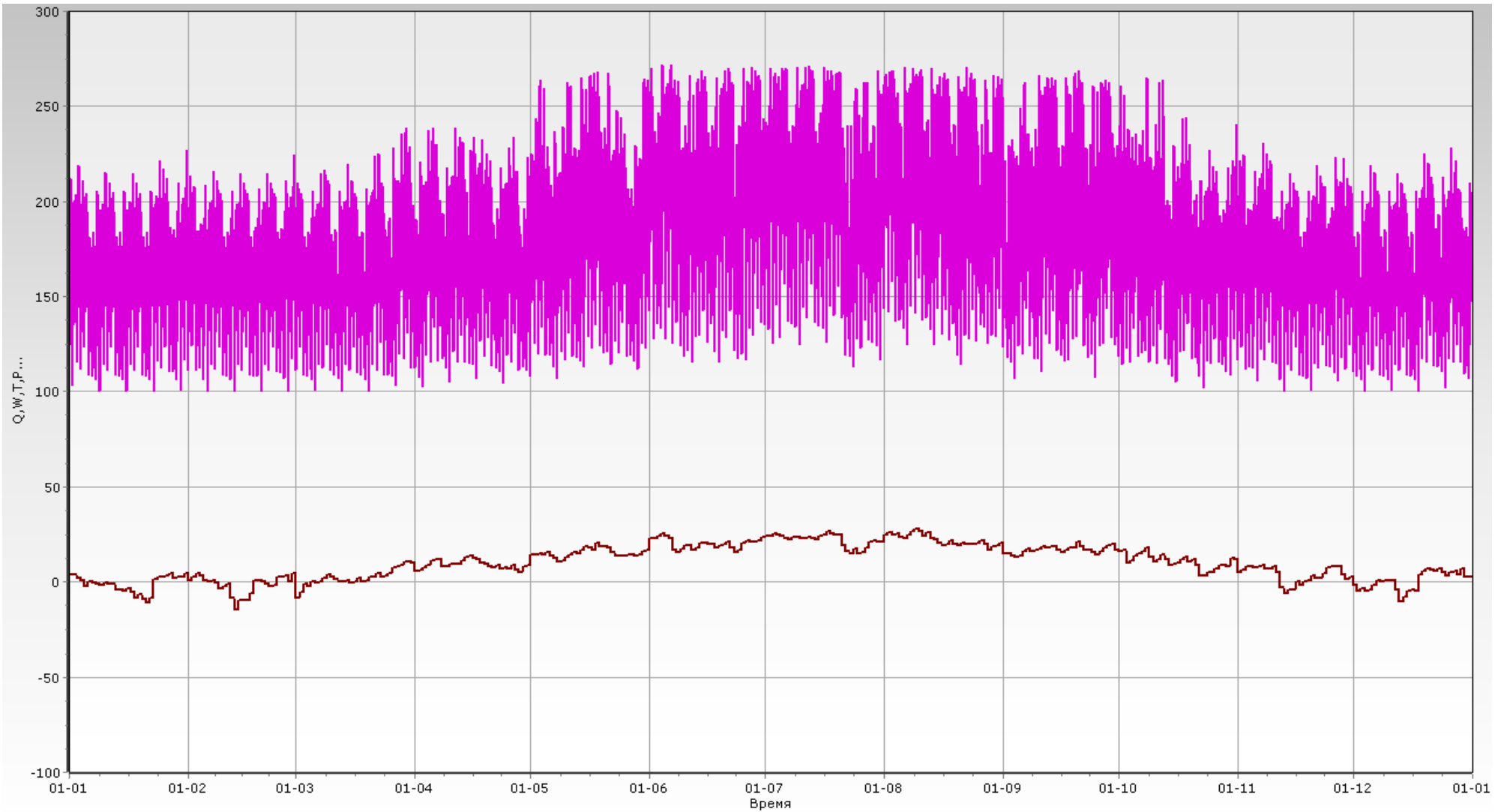


Рис. А.2. Річне навантаження на газоохолоджувач залежно від середньої денної температури

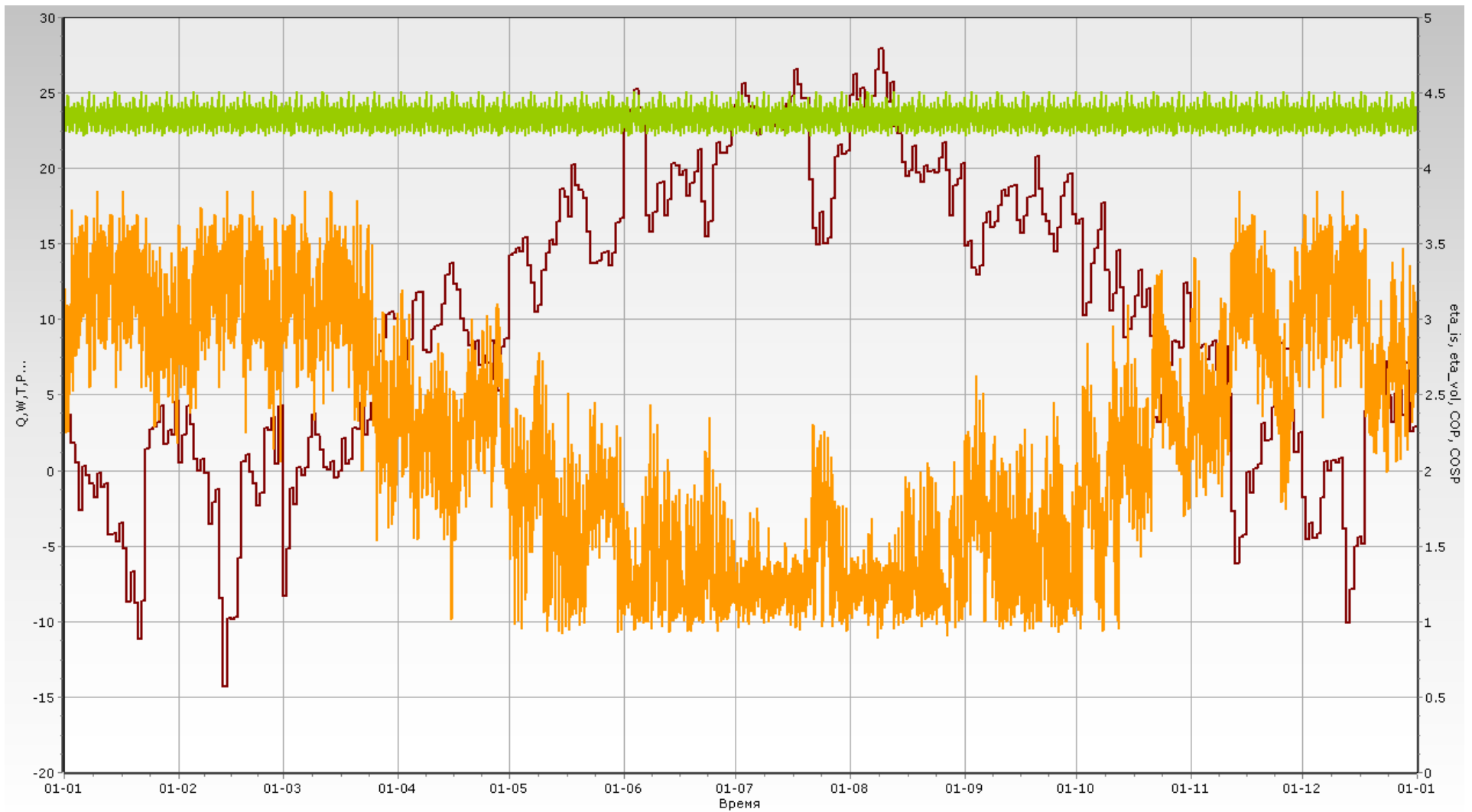


Рис. А.3. Зміна COP середньотемпературного та низькотемпературного контуру в залежності від температури навколишнього середовища

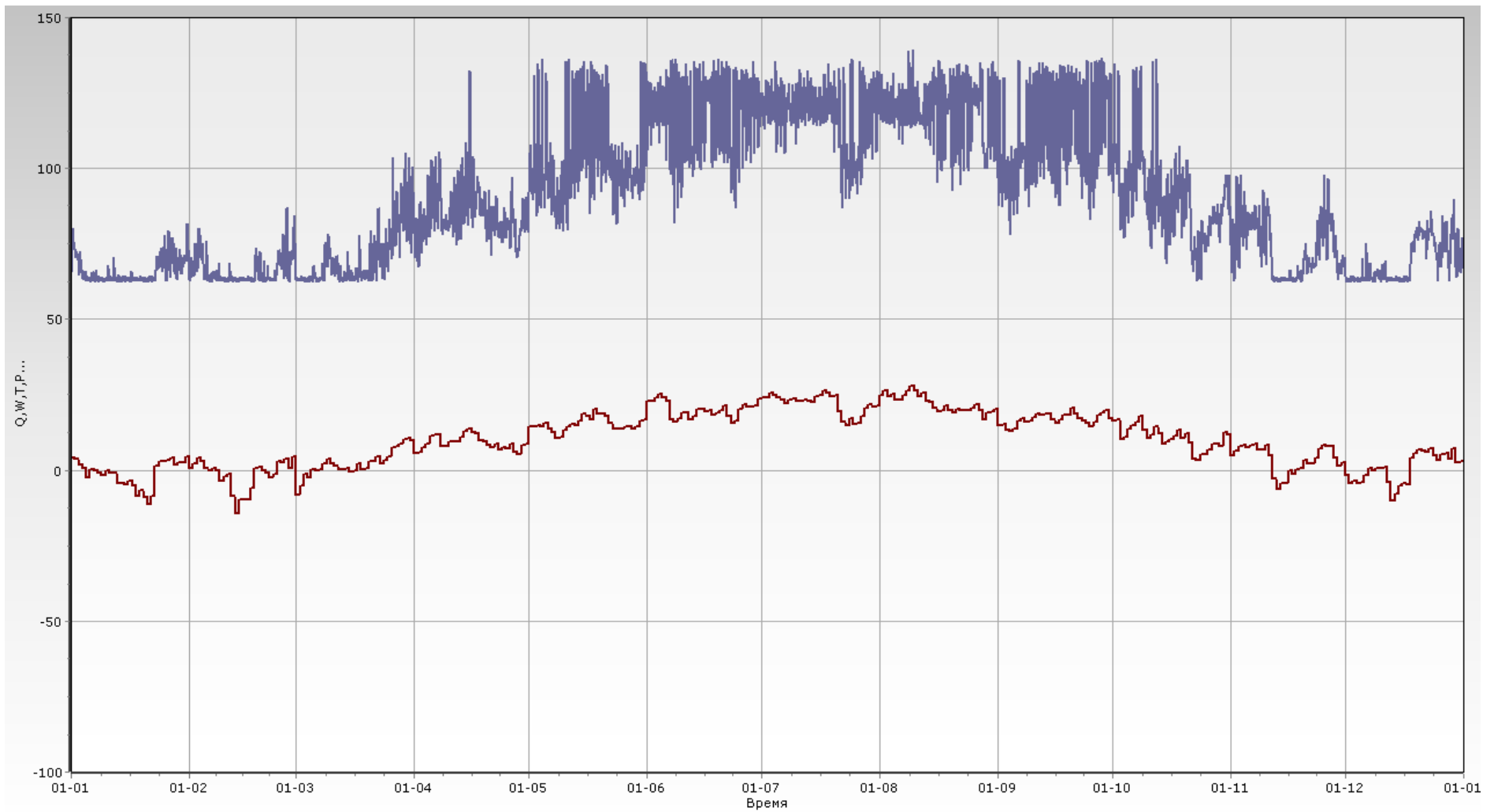


Рис. А.4. Залежність температури нагнітання компресора середньотемпературного контуру в залежності від температури навколишнього середовища