

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та аналіз режимів роботи каскадної  
холодильної установки для реконденсації супутнього нафтового газу  
при транспортуванні до Одеського морського порту

Здобувача Шевченко А.В.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівники к.т.н., доц., Когут В.О.

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

**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	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

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

«20» листопада 2023 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шевченко Артем Віталійович

1. Тема роботи Дослідження та аналіз режимів роботи каскадної холодильної установки для реконденсації супутнього нафтового газу при транспортуванні до Одеського морського порту

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Грузомісткість судна становить 7 000 м<sup>3</sup> рідкого Пропану. Температура: T = - 50°C

Об'єкт дослідження каскадна холодильна установка на R744/R290

Температура конденсації t<sub>к</sub> = 40°C;

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1. Холодильні установки для реконденсації супутнього

нафтового газу, Розділ 2. Аналіз робочих тіл і схем каскадних холодильних

установок, Розділ 3. Розрахунок каскадної холодильної установки

Розділ 4. Визначення оптимальних режимів роботи, Розділ 5. Аналіз каскадної

холодильної установки, Розділ 6. Охорона праці, Розділ 7. Економічна частина,

Висновки, Список використаної літератури

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

1. Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	22.05.2024	24.05.2024
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2024	22.05.2024

7. Дата видачі завдання 20.11.2023 р.

Керівники \_\_\_\_\_ Когут В.О.

\_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Шевченко А.В.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-31.05.2024	виконано
2	Вступ	20.11-20.12.2024	виконано
3	Розділ 1. Холодильні установки для реконденсації супутнього нафтового газу	10.01-25.01.2024	виконано
4	Розділ 2. Аналіз робочих тіл і схем каскадних холодильних	26.01-10.02.2024	виконано
5	Розділ 3. Розрахунок каскадної холодильної установки	10.02-17.03.2024	виконано
6	Розділ 4. Визначення оптимальних режимів роботи	17.03-22.04.2024	виконано
7	Розділ 5. Аналіз каскадної холодильної установки	22.04-12.05.2024	виконано
8	Розділ 6. Охорона праці	17.05-22.05.2024	виконано
9	Розділ 7. Економічна частина	22.05-24.05.2024	виконано
10	Висновок	24.05-25.05.2024	виконано
11	Список використаної літератури	25.05-26.05.2024	виконано
12	Підготовка презентації та доповіді	22.05-26.05.2024	виконано
13	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-30.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Шевченко А.В.

Керівники роботи \_\_\_\_\_ Когут В.О.

\_\_\_\_\_ 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 Шевченко Артем Віталійович

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 116 сторінок тексту, 47 рисунків, 32 таблиць, 17 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі проведено дослідження та аналіз режимів роботи каскадної холодильної установки з CO<sub>2</sub> для реконденсації супутнього нафтового газу при транспортуванні до Одеського морського порту, а також детально розглянуті основні напрями розробки спеціальної компресорної техніки і холодильних мастил для CO<sub>2</sub>. Крім того, викладені заходи експлуатаційної безпеки установок на CO<sub>2</sub>, а також їх характеристики продуктивності в порівнянні із звичайними установками.

Дослідження каскадної холодильної установки на R744/R290 показали, що коефіцієнт перетворення розробленої каскадної холодильної установки вищий більше ніж на 60% ніж у каскадних установках, що працює на систематичних фреонах R22 і R13 в якості холодильних агентів, і рівний відповідному двоступеневій фреоновій установці на R22.

Оптимальна температура конденсації холодильного агента R290 (пропан) верхнього каскаду становить 40°C, при температурі кипіння холодильного агента R744 (CO<sub>2</sub>) нижнього каскаду -50°C.

**Ключові слова:** каскадна холодильна установка – супутній нафтовий газ – пропан – газозов – термодинамічна досконалість.

## ABSTRACT

The qualification work consists of: 116 pages of text, 47 figures, 32 tables, 17 references to literature sources. The qualification work includes a study and analysis of the operation modes of a cascade refrigeration unit with CO<sub>2</sub> for the recondensation of associated petroleum gas during transportation to the Odesa seaport, as well as a detailed consideration of the main directions of development of special compressor equipment and refrigeration lubricants for CO<sub>2</sub>. In addition, the operational safety measures of CO<sub>2</sub> plants are outlined, as well as their performance characteristics in comparison with conventional plants.

The research of the cascade refrigeration unit on R744/R290 has shown that the conversion factor of the developed cascade refrigeration unit is more than 60% higher than that of cascade units operating on R22 and R13 systemic freons as refrigerants, and is equal to the corresponding two-stage R22 freon unit.

The optimum condensation temperature of the upper stage's R290 (propane) refrigerant is 40°C, while the boiling point of the lower stage's R744 (CO<sub>2</sub>) refrigerant is -50°C.

**Keywords:** cascade refrigeration unit - associated petroleum gas - propane - gas carrier - thermodynamic perfection.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Зміст

	Стор.
РЕФЕРАТ .....	4
ВСТУП .....	7
РОЗДІЛ 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ДЛЯ РЕКОНДЕНСАЦІЇ СУПУТНЬОГО НАФТОВОГО ГАЗУ.....	9
1.1. Енергетична стратегія раціонального використання ПЕР .....	9
1.2. Характеристика супутнього нафтового газу.....	16
1.3. Проблеми та перспективи ефективного використання СНГ.....	18
1.4. Морські перевезення скраплених нафтових газів .....	22
1.4.1. Види газозовів для транспортування СНГ.....	24
1.5. Особливості судових холодильних установок повторної реконденсації нафтового газу .....	27
1.5.1. Каскадна система скраплення СНГ.....	27
1.6. Постановка задачі дослідження.....	29
1.6.1. Тепловий розрахунок установки для повторної конденсації СНГ .....	29
РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ РОБОЧИХ ТІЛ І СХЕМ КАСКАДНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.....	32
2.1 Загальні положення.....	32
2.2 Глобальне потепління як чинник TEWI.....	35
2.3 Натуральні робочі тіла.....	39
2.4 Каскадні системи Бітцер.....	44

					<b>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12</b>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження та аналіз режимів роботи каскадної холодильної установки для реконденсації супутнього нафтового газу при транспортуванні до Одеського морського порту	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Шевченко А.В.				5	117	
Перевір.		Трандафілов В.В						
Реценз.								
Н. Контр.		Когут В.О.				<b>ОНТУ гр. ХМ-161МН</b>		

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ...	59
3.1 Теплове навантаження на цикл.....	59
3.2 Схема і цикл каскадної холодильної машини .....	60
3.3 Термодинамічні процеси каскадної холодильної машини.....	62
3.4 Тепловий розрахунок.....	63
3.5 Підбір устаткування.....	66
РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ.....	68
4.1 Температура конденсації.....	68
4.2 Температура кипіння.....	73
РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .....	80
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	89
РОЗДІЛ 7 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	104
ВИСНОВКИ.....	111
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	115

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

## ВСТУП

Найважливішим завданням промисловості розвинених країн світу є раціональне використання матеріалів та енергії. Першорядне значення надається питанням захисту навколишнього середовища. Зниження забруднення навколишнього повітря сприяє застосування більш чистих енергоносіїв. У зв'язку з цим, використання рідкого палива (нафта) та супутнього нафтового газу (СНГ) при виробництві електроенергії, в транспорті і інших галузях промисловості є перспективним.

**Актуальність роботи.** У світовій економіці значення СНГ неухильно зростає. Вони використовуються як в якості енергоносіїв в різних сферах діяльності людини, так і в якості сировини у хімічній промисловості. Основним способом транспортування газів від місця видобутку або виробництва до місця споживання є їх доставка морем спеціалізованими танкерами-газовозами. Ці судна є найбільш дорогими через високий ступінь технічної оснащеності і енергоспоживання холодильними установками, призначеними для підтримки необхідної температури і тиску вантажу, а також зростаючих вимог до безпеки перевезень, включаючи життя і здоров'я екіпажу, захист навколишнього середовища і збереження самого вантажу і судна.

У цих умовах важливо забезпечити високу ефективність установки повторної реконденсації газу (УПРГ) на всіх етапах від проектування до експлуатації. Одним з найважливіших факторів при виконанні цього завдання є вибір і підтримку найбільш раціонального режиму експлуатації установки. На судах-газовозах через їх універсальності, зумовленої необхідністю перевезення зріджених газів з різними теплофізичними властивостями, в більшості випадків пари вантажу, що перевозиться грають роль холодильних агентів (етилен, R 1150 і ін.). Ця обставина в значній мірі ускладнює вирішення поставленого завдання. Крім того, внаслідок озононебезпечності холодоагентів групи ГХФУ, з'явилася необхідність їх заміни на більш прийнятні.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В умовах морського транспортування низькотемпературних СНГ все більшого значення набувають холодильні машини, які в якості робочих тіл використовують природні речовини. З цієї причини актуальним стає застосування газової холодильної машини (ГХМ) яка працює за циклом Стірлінга. Робочими тіла ГХМ Стірлінга є екологічно чисті речовини (гелій, водень, азот), що повністю відповідають вимогам Монреальського протоколу по озоноруйнуючим речовин і Кіотського протоколу щодо викидів парникових газів [1].

**Метою та завданням даного дослідження** являється вивчення та удосконалення каскадної холодильної установки для реконденсації СНГ при транспортуванні.

**Об'єктом дослідження** є каскадна холодильна установка для реконденсації СНГ, яка працює на різних холодильних агентах, а також з додатковими елементами для підвищення холодопродуктивності установки, що впливає на енергомісткість штучного холоду та впливу на оточуюче середовище.

**Основним методом дослідження** є порівняння показників впливу системи на оточуюче середовище, а також показників енергоефективності при роботі установки на різних робочих речовинах та при модифікації циклу шляхом включення переохолоджувача рідкого агенту нижнього каскаду. Проведення термодинамічного аналізу для виявлення втрат енергії при різних робочих речовинах. В даній роботі було проведено тепловий розрахунок на природних робочих речовинах, що дозволило виявити робочу речовину, при якій отримуємо найбільшу економію енергоресурсів. Також було проведено порівняльні розрахунки з встановленими переохолоджувача та без нього. Дана модифікації дозволила збільшити енергоефективність холодильної установки та знизити вплив системи на оточуюче середовище, а також знизити вартість системи та її масогабаритні характеристики.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 1

### РОЗДІЛ 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ ДЛЯ РЕКОНДЕНСАЦІЇ СУПУТНЬОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

#### 1.1. Енергетична стратегія раціонального використання ПЕР

Одним з найголовніших чинників, який здійснює вплив на стан економіки країни, рівень життя та соціальні проблеми є рівень розвитку енергетики.

Україна, як соціальна держава повинна забезпечити гідні умови для життя громадян. Задля досягнення цієї мети, перш за все необхідно забезпечити країну електричною енергією та теплом. Адже це передбачено законодавством України, а тому держава зобов'язана задовольнити потреби населення та створити сприятливі умови для зростання економіки країни.

Щоб досягнути поставленої мети, було розроблено енергетичну стратегію України до 2030 року.

#### *Цілі Енергетичної стратегії*

Цілями Енергетичної стратегії є:

- постійне створення умов для якісного задоволення попиту на енергетичні ресурси; ефективного розвитку та сталого функціонування енергетики;
- забезпечення енергетичної безпеки держави;
- Забезпечення цивільного захисту у паливно-енергетичному комплексі та максимальне зниження техногенного впливу на оточуюче середовище;
- Впровадження енергозберігаючих технологій для раціонального використання енергоресурсів та зниження питомої ваги енергоємних технологій;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Послідовне збільшення обсягів експорту електричної енергії, що дозволить зміцнити позиції України як транзитної держави, а також інтегрує українську енергосистему в європейської.

### ***Завдання та напрями Енергетичної стратегії***

Основними завданнями та напрямками реалізації Енергетичної стратегії є:

1. Створення ефективної системи управління для регулювання та розвитку конкурентних відносин на енергетичному ринку.
2. Впровадження сучасних технологій та стандартів, а також нових систем контролю, управління та обліку на всіх етапах виробництва, транспортування та споживання енергоресурсів. Підвищення стимулювання енергозбереження в усіх секторах економіки.
3. Реалізація та розвиток потенціалу енергетичного сектору, переважно, за рахунок модернізації генеруючих потужностей, а також внутрішніх та міжнародних ліній електропередач.
4. Підвищення конкурентоспроможності вітчизняного енергомашинобудування на міжнародній арені.
5. Регулювання обсягів видобутку енергоресурсів, враховуючи попит на міжнародних ринках, а також цінову політику та геополітичну ситуацію. Підвищення видобутку енергії із нетрадиційних, відновлювальних джерел енергії.
6. Пошук альтернативних зовнішніх джерел постачання енергоресурсів, а також нових маршрутів для їх транспортування.
7. Впровадження єдиної державної системи контролю споживання енергоресурсів та моніторингу виробництва, а також стратегічне планування балансів.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Створення балансу цінової політики, для покриття витрат на виробництво енергетичних продуктів, що сприятиме сталому розвитку паливно-енергетичного сектору та його надійному функціонуванню.

9. Нормативно-правове забезпечення реалізації даної стратегії з врахуванням існуючих міжнародних протоколів, енергетичних актів та європейського енергетичного законодавства.

### ***Позиціонування України на міжнародних енергетичних ринках***

#### *Недоліки:*

- Обмежені розвіддані про власні енергоресурси, такі як нафта, природний газ та ядерне паливо;
- відсутність диверсифікації джерел постачання енергоресурсів;
- використання більшої частки власних гідроресурсів;
- високий техногенний вплив на оточуюче середовище;
- Незадовільний стан технічної частини енергетичних об'єктів, а також систем транспортування енергоресурсів.

#### *Переваги:*

- великі обсяги запасів вугілля, а також урану та цирконію;
- маються надлишкові потужності для систем транспортування енергоресурсів;
- сприятливе географічне та геополітичне становище;
- значною мірою розвинута інфраструктура енергетики;
- висококваліфікований кадровий склад.

До глобальних енергетичних процесів слід віднести географію та геополітичне становище України та її роль транзитної держави.

Складовою частиною енергетичної стратегії України є інтеграція до європейської енергосистеми та входження в ЄС. Україна відіграє важливу роль на енергетичному ринку, оскільки має потужні та розвинуті транспортні системи енергоресурсів, які поєднані з мережами ЄС та країн СНД.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також були розпочаті проекти щодо будівництва електростанцій, а також щодо видобутку вуглеводнів в інших країнах світу (Казахстан, Туркменістан, тощо).

Основною метою реалізації енергетичної стратегії є перетворення України у більш впливового учасника на міжнародній арені в енергетичній сфері. Для цього Україна повинна приймати участь у міжнародних проектах, для чого необхідно створити умови для імпорту-експорту енергоресурсів, розвитку транзитного потенціалу та участь у проектуванні енергооб'єктів за межами України.

### ***Прогнозування балансів паливно-енергетичних ресурсів***

Прогнози базуються на таких факторах:

- результати аналізу статистики;
- напрями розвитку паливно-енергетичного комплексу;
- структура та обсяги енергозбереження;
- показники, від яких залежать обсяги споживання енергоресурсів (технічний рівень виробництва, витрати на екологію, поліпшення соціальних умов праці та побуту тощо).

Попит на паливно-енергетичні ресурси прогнозується згідно з прогнозами росту обсягів ВВП та аналізу конкурентних можливостей паливно-енергетичних ресурсів згідно с коливанням цін на енергоресурси (внутрішніх та світових). Одним з основних завдань є визначення попиту на природний газ тому, що він конкурує з усіма іншими видами пального.

У країнах Європи сьогодні рівень цін становить 220 – 350 USD/тис. м<sup>3</sup> для промислових споживачів та 550 — 600 USD/тис. м<sup>3</sup> для побутових. В Україні настає етап лібералізації енергетичних ринків, а й тому рівень цін наближається до світових.

При зростанні ціни природного газу до світового рівня знизиться його конкурентоспроможність в виробництві певного спектру товарної продукції та послуг в Україні.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По прогнозами, подорожчання нафти та газу буде відбуватися при відносно стабільних цінах на ядерне паливо та вугілля, що говорить про те, що перевага буде віддаватися тепловим, атомним та гідравлічним електростанціям, які працюють на вугіллі, що буде стимулювати розвиток нетрадиційної енергетики. Все це говорить про те, що Україна буде використовувати переважно власні запаси вугілля та урану, що забезпечить високий рівень енергетичної безпеки та певну стабільність.

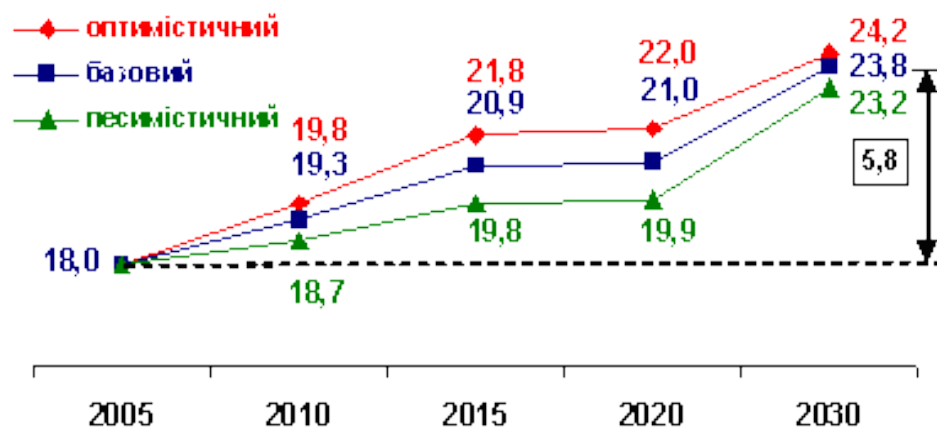
Також той факт, що відставання темпів зростання цін на електроенергію від цін на природний газ та нафту створює економічні умови для заміни природного газу та мазуту на електричну енергію у система теплозабезпечення.

З метою регулювання обсягів виробництва електроенергії та підвищення рівня використання потужностей атомних енергоблоків та збільшення споживання електричної енергії в нічні години слід зробити перехід із газового нагріву до нагріву акумуляційними системами електронагріву, які споживають та регулюють чим забезпечують управління зонними тарифами на електроенергію. Дані заходи дозволять знизити обсяги споживання природного газу на опалення. Також буде забезпечено використання електричних теплогенераторів та термотрансформаторів шляхом масштабного витіснення вуглеводневого палива із систем низько та середньотемпературного нагріву. Дані заходи можуть витіснити більше половини природного газу, що використовується для обігріву. Прогнозується регулювання нафтового ринку шляхом переробки нафти та побічних продуктів, а також заміна моторного палива стиснутим (метан) та скрапленим (пропан-бутан) газом, а також рідким органічним паливом, що отримується після переробки ріпаку, зерна, тощо.

Враховуючи наведені факти, за базовим сценарієм прогнозується таке споживання нафти до 2030 року:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Споживання нафти для внутрішніх потреб збільшиться на третину — до 23,8 млн. тон. рис.1.



**Рис.1 Баланс нафти в Україні**

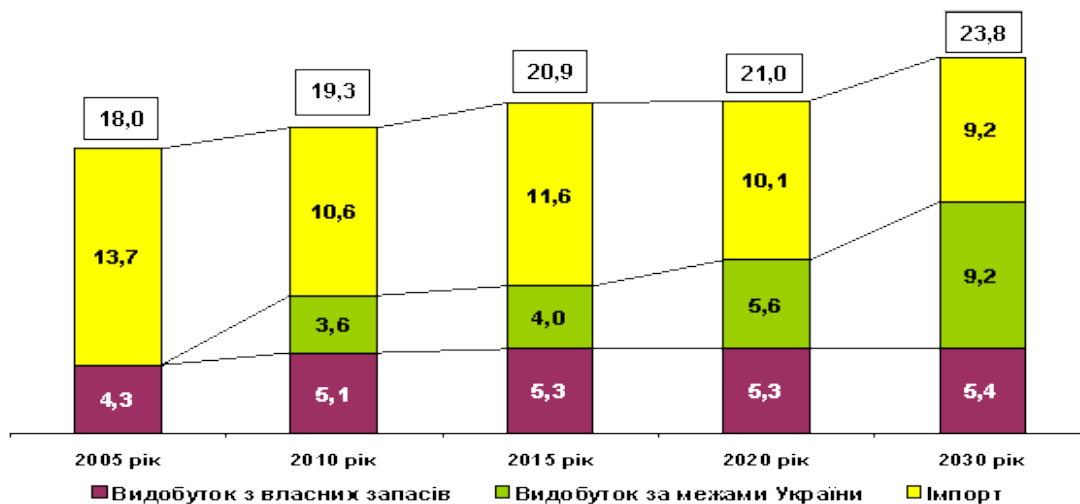
Обсяги нафти були спрогнозовані згідно с потребами українських нафтопереробних заводів з урахуванням збільшення глибини її переробки до 90+ % в 2030 р.

Споживання нафти разом з переробкою для експорту у 2005 р. становило 19,0 млн. тонн; у 2010 р. прогнозується на рівні 32 млн. тонн; 2015 р. — 36 млн. тонн; 2020 р. — 40 млн. тонн; 2030 р. — 45 млн. тонн, в т.ч. для внутрішніх потреб 23,8 млн. тонн.

Попит у нафтовій продукції планується задовольнити переважно за рахунок збільшення імпортних поставок нафти. рис.2.

	2005	2010	2015	2020	2030
I. Видобуток нафти, усього	4,3	8,7	9,3	10,9	14,6
у тому числі:					
1.1. Видобуток з власних запасів	4,3	5,1	5,3	5,3	5,4
1.2. За межами України*	0	3,6	4,0	5,6	9,2
II. Імпорт	14,7	23,3	26,7	29,1	30,4
III. Споживання (разом з переробкою для експорту)	19,0	32,0	36,0	40,0	45,0
3.1. Споживання для внутрішніх потреб	18,0	19,3	20,9	21,0	23,8

**Рис.2 Прогнозний баланс видобутку, імпорту та споживання нафти та газового конденсату до 2030 року, млн. тон (базовий сценарій)**



**Рис. 3 Прогнозна динаміка видобутку та імпорту сирової нафти і газового конденсату для забезпечення власного споживання, млн. тон**

Україні потрібно задовольнити зростаючі потреби в енергетичних ресурсах до 2030 року за умов:

- зменшення енергоємності ВВП та збільшення рівня енергозабезпеченості країни;
- збільшення власного видобутку вугілля, нафти, газу та урану;
- виробництва електричної енергії на атомних електростанціях на власному ядерному паливі;
- збільшення експорту нафтопродуктів за рахунок збільшення обсягів переробки нафти;
- реалізації програм енергозбереження в галузях економіки і в соціальній сфері;
- збільшення використання нетрадиційних і відновлювальних джерел енергії;
- зменшення рівня енергетичної залежності країни від зовнішніх поставок палива та збільшення обсягів споживання власних енергетичних продуктів.

## 1.2. Характеристика супутнього нафтового газу

В даний час все більшу актуальність набувають питання, що пов'язані із безвідходним виробництвом продуктів різного характеру в усіх можливих галузях. Особливо це має відношення й до енергетики та видобутку паливних енергетичних ресурсів таких як нафта, газ, тощо.

При видобутку нафти, вона містить в собі побічний продукт, такий як супутний нафтовий газ.

Супутний нафтовий газ (СНГ) – це суміш газів та газоподібних вуглеводневих та не вуглеводневих компонентів, що виділяються із нафтових свердловин та із пластової шапки нафти при її сепарації. Зазвичай СНГ розглядається як джерело сировини для виробництва ряду хімічних продуктів, дешевої електричної та теплової енергії.

За геологічними характеристиками розрізняють СНГ газових шапок та газу, що розчинені у нафті. Нафтовий газ відрізняється від природного газу, насамперед тим, що компонентний склад нафтового газу може дуже різнитися залежно від родовища. Табл. 1

Таблиця 1

Порівняльний аналіз компонентного складу газового і газонафтового родовищ

Компонент	Позначення	Газове родовище	Газонафтове родовище		
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
Метан	CH <sub>4</sub>	94.3442	88.3268	78.1036	68.0128
Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2.9114	4.0652	6.6898	9.9822
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.4312	2.7050	5.2149	9.3708
I - Бутан	iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0457	0.6432	2.7913	2.5916
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.0719	0.9803	2.0636	3.7911
I - Пентани	iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.0289	0.2769	0.8086	1.0854
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.0258	0.2720	0.7923	1.0583
I – Гексан	iC <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.0014	0.0665	0.0715	0.2711

Компонент	Позначення	Газове родовище	Газонафтове родовище		
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.0180	0.0797	0.0857	0.3133
I – Гептани	iC <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0.0082	0.0770	0.0827	0.2456
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	0.0261	0.0264	0.0484	0.0992
Гептан	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0.0092	0.0414	0.0446	0.1814
I – Октани	iC <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0.0017	0.0337	0.0362	0.0862
Толуол	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	0.0111	0.0032	0.0034	0.0040
Октан	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	0.0058	0.0058	0.0062	0.0033
I – Нонани	iC <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	0.0035	0.0101	0.0130	0.0232
Нонан	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	0.0052	0.0121	0.0094	0.0256
I – Декани	iC <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	0.0148	0.0032	0.0045	0.0129
Декани	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	0.0074	0.0067	0.0012	0.0104
Вуглекислота	CO <sub>2</sub>	0.7379	1.2296	1.7089	2.5362
Азот	N <sub>2</sub>	1.2906	1.1349	1.4199	0.2943
Сірководень	H <sub>2</sub> S	0.0000	0.0003	0.0003	0.0011
<b>Характеристика газу</b>					
Сума всіх компонентів, %		100.0000	100.0000	100.0000	100.0000
Молекулярна маса, г/моль		17.111	19.140	22.357	25.711
Густина газу, г/м <sup>3</sup>		711.339	795.677	929.423	1068.848
Вміст вуглеводнів C <sub>3+в</sub> , г/м <sup>3</sup>		17.215	120.073	277.104	440.631
Вміст вуглеводнів C <sub>5+в</sub> , г/м <sup>3</sup>		6.468	31.258	64.199	114.626

Аж до того, що його склад може бути абсолютно різним в одному і тому ж родовищі в різні проміжки часу і оскільки попутний нафтовий газ використовується не тільки як енергетичне паливо, а і як сировина, яка переробляється з метою отримання різних речовин, компонентний склад попутного нафтового газу за трьома сходами сепарації в порівнянні з

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

газонафтових родовищем і з газовим родовищем можна побачити з табл.1 видно, що вміст метану в нафтовому газі майже в 2 рази менше, ніж у природному газі. Необхідно відзначити, що з кожним наступним ступенем вміст метану зменшується, так як він є найлегшим вуглеводневим газом й виділяється з нафти простіше, ніж його гомологи, але об'ємний зміст гомологів з кожним ступенем зростає. Ці компоненти виділяються при високій температурі й низькому тиску в сепараторах. Варто звернути увагу і на той факт, що густина нафтового газу зростає з кожним ступенем сепарації, а якщо порівняти густини нафтового і природного газів, то бачимо різницю в більш ніж 1.5 рази, а на 2 і 3 ступені в 2 і 4 рази відповідно.

Головна цінність нафтового газу - сумарний вміст таких компонентів як пропан, бутан та ін. По даній таблиці видно що кількість вищеперелічених компонентів в 30 разів вище в нафтовому газі, ніж у природному газі, отже при переробці нафтового газу можна отримати більше пропану, бутану, метану та ін.

СНГ у великих обсягах транспортується в країни, які не мають власних достатніх енергетичних джерел. Переважно це країни азіатсько-тихоокеанських регіонів, які споживають третину від усього світового споживання СНГ. Росте попит в Західній та Східній Європі.

Для транспортування газу по всьому світу потрібні газовози у величезній кількості і при цьому потрібна доставка з мінімальними втратами продукту. Причиною цього, як згадувалося вище, служить невідновлювальність газу і той факт, що з кожним роком запасів газу стає все менше.

### **1.3. Проблеми та перспективи ефективного використання СНГ**

Проблема раціонального використання СНГ існує в усьому світі достатньо давно. За останні роки по всьому світу спалюється на факелах приблизно 140 млрд м<sup>3</sup> СНГ, що призвело до викиду в атмосферу близько 360 млн м<sup>3</sup> парникових газів. Ще 280 млрд м<sup>3</sup> продається нафтопереробним

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заводам, які перероблюють СНГ, та отримують з нього різноманітну сировину для хімічної промисловості, а також виділяють вуглеводні ( етан, етилен, метан, тощо). Вище перелічені факти показують те, що цінність СНГ набагато вища за цінність природного газу тому, що із нього можна отримувати продукти, які представляють більшу цінність ніж продукти природного газу, а це наголошує на тому, що й ціна даних продуктів набагато вища. Також ще 280 млрд м<sup>3</sup> використовується нафтовидобувними компаніями на власні потреби та спалювання в електростанціях.

Для нафтохімічної промисловості розвинутих країн характерні:

1. високий ступінь видобутку індивідуальних компонентів СНГ;
2. зріст виробництва етану (найбільш коштовна фракція);
3. зріст використання продукції газопереробних заводів для хімічної промисловості (пропан, бутани, пентани).

Незважаючи на всю привабливість використання СНГ в промислових або комерційних цілях, існують певні технологічні труднощі, що пов'язані з деякими особливостями даного виду сировини.

Газ, що був виділений при багатоступеневої сепарації нафти на родовищі, необхідно підготувати для транспортування до споживача.

Комплекс підготовки та транспортування СНГ:

1. видалення механічних домішок та осушка (видалення вологи із газової суміші) для забезпечення транспортних властивостей газу;
2. відбензинювання (видобуток частини вуглеводнів C<sub>3+</sub>) для запобігання «випадіння» скраплених фракцій в газопроводі та значного полегшення транспортування до споживача;
3. Очищення від сірки для запобігання корозії газопроводу та сприяння його безпечної експлуатації;
4. видалення негорючих компонентів газу для зменшення «марної» кількості газу;
5. Компримування газу (стиснення, підвищення тиску) для стабільної подачі газу до споживача на відстань більше ніж 50 км;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Створення інфраструктури (будування розгалужених газозбірних мереж та газопроводів) для сприяння ефективному збору, підготовці та транспортуванню СНГ та продуктів його переробки до одного або до кількох споживачів.

Впровадження всіх цих етапів, призводить до значного збільшення ціни СНГ та стає можливою нерентабельність виробництв даної сировини, які намагаються досягти рівня використання СНГ в 95%.

Також існують й проблеми іншого характеру, що не дозволяють знизити спалювання СНГ на факелах до 5%, (особливо ці проблеми торкаються Російської Федерації, як держави, яка спалює найбільшу кількість СНГ відносно всього світу):

1. відсутність прозорості та достовірності даних про кількість спаленого СНГ;
2. недосконалість нормативно-правової бази;
3. низький рівень оснащення факелів засобами виміру;
4. відсутність необхідної інфраструктури для досягнення цільового показника спалювання СНГ не більш 5%, головним чином на малих та віддалених родовищах, а також на родовищах в нових регіонах видобутку нафти.

Для вирішення проблеми спалювання СНГ необхідним є комплексний підхід, що дозволяє сформувати умови для реалізації таких інвестиційних проектів як оснащення нафтопромислів необхідними вимірювальними приладами, будівництво виробничих потужностей для переробки, зберігання та транспортування СНГ.

Серед факторів, що сприяють вирішенню проблеми є:

1. затвердження вимог до факельних установок в області екологічної безпеки: рівень спалювання СНГ; місце розташування; гранично –припустима концентрація шкідливих речовин, що викидаються в атмосферне повітря при спалюванні СНГ;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. затвердити положення по обов'язковому включенню рівня спалювання СНГ не більш ніж 5% по кожній ліцензійній ділянці надр в складі проектних документів по розробці родовищ вуглеводневої сировини та в умовах ліцензійних згод; також в технічній проект розробки родовищ повинні бути включені обов'язкові вимоги до термінів та рівню спалювання СНГ та обґрунтування рівня спалювання СНГ;

3. розробити та прийняти систему заходів, що будуть стимулювати переважний прийом СНГ, після доведення його до необхідних технічних умов, в систему магістральних трубопроводів;

4. розробити та затвердити регламент по процедурі виміру кількості СНГ, що видобувають та спалюють, визначенню втрат СНГ в системі видобутку, збору та підготовки вуглеводневої сировини, а також вимоги до проведення моніторингу за раціональним використанням СНГ;

5. сформувати базу даних по розробленому устаткуванню та технологіям переробки СНГ в цілях просування інноваційних рішень.

6. сформувати умови для використання міжнародних механізмів, що дозволяють отримувати додаткове фінансування проектів, що направлені на раціональне використання СНГ.

7. обов'язкове забезпечення моніторингу та контролю за рівнем видобутку, раціональним використанням та спалюванням СНГ, за здійсненням програм нафтогазовидобувних компаній в області раціонального використання СНГ та за виконання ліцензійних обов'язків надрокористувачів;

8. розширити практику грантової підтримки наукових напрямків, що забезпечують вирішення проблеми спалювання СНГ;

Підводячи підсумки, має сенс відмітити, те, що головною особливістю об'єктів підготовки нафти та газу на провідних промислах є їх органічний зв'язок з усім комплексом нафтового родовища. Практично в усіх розвинутих країнах застосовується сумісна обробка нафти та газу, що дозволяє значно зменшити територію об'єктів за рахунок скорочення та об'єднання багатьох

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вузлів загального призначення та знизити капіталовкладення та енергозатрати на 25-30 %, порівняно з варіантом роздільної підготовки нафти та газу на технологічно та організаційно автономних об'єктах. в США, Канаді, Франції та інших країнах. прийняті закони, які забороняють видобуток та підготовку нафти без утилізації супутного нафтового газу. Таким чином використання супутного нафтового газу в цих країнах досягає максимального рівня. Однак це не означає, що використовуватися повинен в обов'язковому порядку весь об'єм газу, що видобувається. Використовуються тільки економічно доцільні або промислові об'єми супутного газу.

#### 1.4. Морські перевезення скраплених нафтових газів

Кодекс для газозовів Міжнародної Морської Організації (ІМО) визначає зріджені гази як рідини, абсолютний тиск парів яких при температурі 310 К (37,8°C) вище 0,28 МПа. Для короткої характеристики скрапленого газу використовують також величини нормальної температури кипіння.

Рис. 4 ілюструє залежність тиску насичених парів деяких з перевезених зріджених газів від температури. Цими залежностями визначається спосіб транспортування тієї чи іншої речовини і температурні межі цього транспортування. Верхня точка кожної лінії являє критичну точку даного скрапленого газу. Так для метану, що має критичну температуру  $T_{кр} = 190,7$  К (-82,5°C), можливість перевезення при температурі навколишнього середовища повністю виключена. Він може ефективно перевозитися в зрідженому стані тільки при дуже низькій температурі. На практиці це близько 110 К, що відповідає нормальній температурі кипіння метану.

З огляду на властивості пропану, критичну температуру  $T_{кр} = 369,15$  К (96°C) в першу чергу, його можна перевозити в зрідженому стані при температурі навколишнього середовища під відповідним тиском. Таким

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чином, спосіб перевезення кожного з зріджених газів визначається його термодинамічними і теплофізичними властивостями.

Гази перевозяться в зрідженому стані через те, що при атмосферному тиску питома обсяг рідини в сотні разів менше ніж для газу. Незважаючи на це, щільності зріджених газів по відношенню до щільності води мають низькі значення і знаходяться в діапазоні від 0,42 (для метану) до 0,97 (для вініл хлориду). Щільність більшості з перевезених газів становить приблизно половину щільності води. З цієї причини газозови в порівнянні з іншими судами мають високий надводний борт і малу осадку, що, в сукупності з наявністю вільної поверхні вантажу підвищує вимоги до остійності судна. Через специфіку перевезення зріджених газів і в силу універсальності судів з точки зору перевезення різних видів газів оцінку вантажомісткості судна виробляють не в тоннах, а в кубічних метрах обсягу вантажних танків.

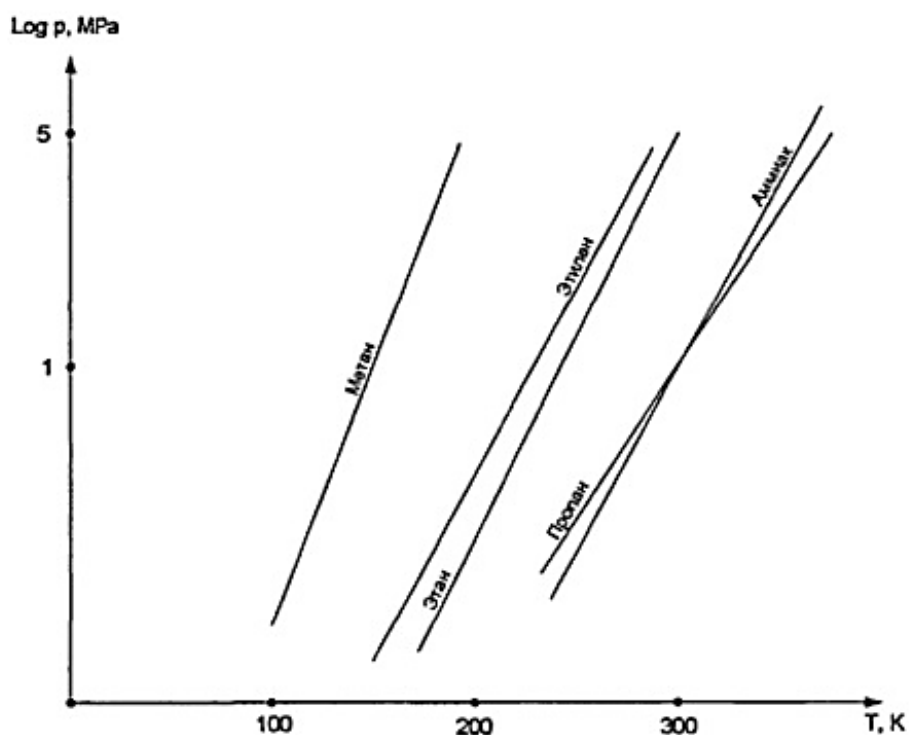


Рис. 4 Залежність тиску насичених парів зріджених газів від температури

Зріджені гази класифікують за різними ознаками. За хімічною будовою молекул до першої групи належать граничні або насичені вуглеводні: метан, етан, пропан і бутан. Другу групу складають ненасичені вуглеводні: етилен,

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

пропілен, бутилен і бутадієн. До третьої групи відносять зріджені гази, в молекулярну структуру яких крім вуглецю і водню (або замість них) входять інші елементи. До них відносяться метилхлорид, вінілхлорид мономер, оксид етилену, оксид пропілену, аміак, хлор і деякі інші.

Зріджені нафтові гази є попутним продуктом видобутку нафти. Вони являють собою суміші вуглеводнів, в основному пропану і бутану. За міжнародною класифікацією нафтовими прийнято вважати такі гази або їх суміші: пропан, пропілен, нормальний бутан, ізобутан і бутилен. Вони мають нормальні температури кипіння від 273,15 К (0°C) до 243,15 К (-50°C).

Етилен, маючи нормальну температуру 169,35 К (-103,8 °C), перевозиться спеціалізованими судами, оснащеними каскадних установками повторного скраплення газу. Наявність потужної холодильної установки і застосування нержавіючої сталі для виготовлення елементів вантажної системи роблять ці судна універсальними, здатними перевозити практично будь-які рідкі вантажі з нормальними температурами кипіння вище 169,15 К (-104 °C).

#### **1.4.1. Види газозовів для транспортування СНГ**

В результаті економічного аналізу було встановлено, що найбільшою економічною ефективністю володіє судно з максимальною вантажомісткістю. З урахуванням обмежень на головні розміри вантажомісткість такого судна становить бл. 7000 м<sup>3</sup>.

Основне призначення судна - цілорічна перевезення нафтового газу щільністю до 0,98 т/м<sup>3</sup> рефрежераторним способом з портів, розташованих на Атлантичному океані, в порти Європи і України. Судно може перевозити всю номенклатуру СНГ, передбачену для газозова класу 2G відповідно до Міжнародного газового кодексу (IGC Code). Також судно може бути використано для перевезення наливом рідких хімічних вантажів: спиртів, ефірів, різних масел (в т.ч. рослинних і тваринних) і ін. Рефрежераторний тип судна був обраний як найбільш універсальний при заданій місткості:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

грузообробки рефрижераторного газозова можлива як на напірних , так і на рефрижераторних терміналах СНГ. Загальний вигляд рефрижераторного газозова СНГ представлено на Рис. 5.

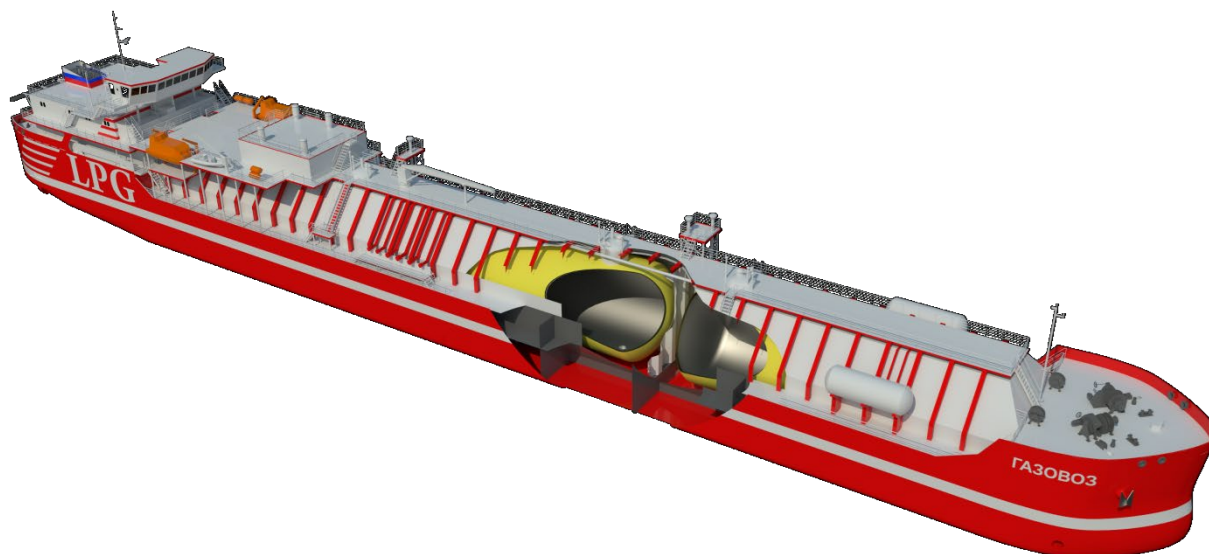


Рис. 5 - Загальний вигляд рефрижераторного газозова СНГ

Архітектурно-конструктивний тип судна (Рис. 6): однопалубне, з баком і ютом, з подвійними бортами в районі вантажної зони, зі скуластими цистернами, з кормовим розташуванням машинного відділення і надбудови, в якій розміщені всі житлові, громадські, службові приміщення і пости керування, з підйомної рульової рубки, з палубою тронка в районі вантажних танків, з приміщенням обладнання вантажообробки на палубі тронка, з перехідною площадкою уздовж судна в вантажній зоні.

Екіпаж судна становить 14 осіб. Капітан і старший механік розміщуються в блок-каютах, інші члени екіпажу - в одномісних каютах. Також на судні може бути додатково розміщено 6 осіб спецперсонала.

Як вантажних танків для зрідженого газу прийняті три вкладних циліндричних резервуари діаметром 9,9 м з еліптичними глухими піддонами, виконані зі сталі високої міцності. У верхній частині кожного резервуара передбачений купол, що забезпечує доступ людей всередину резервуара і розміщення необхідного обладнання. Резервуари покриті шаром високоефективної теплоізоляції, що забезпечує мінімальний рівень теплових втрат. Вся теплоізоляція вантажних танків доступна для огляду і контролю.

Вантажна система судна забезпечує проведення як вивантаження судна, так і його завантаження за час, що не перевищує 12 годин. Маніфольди розташовані побортно, кілька в корму від міделю.

Рух судна забезпечують два головні двигуни - чотиритактних середньооборотних дизеля номінальною потужністю 960 кВт кожен, що працюють через пряму передачу на дві азимутальні кутові колонки з гвинтами регульованого кроку.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12

Арк.

25



## 1.5. Особливості судових холодильних установок повторної реконденсації нафтового газу

Тип установки вибирається залежно від типу газу, його теплофізичних і хімічних властивостей, а також залежно від тоннажу судна по продукту, що перевозиться і спеціалізації судна за типом вантажу. Також при виборі велике значення відводять температурному режиму. Існує декілька основних систем для реконденсації СНГ, розглянемо їх і порівняємо.

### 1.5.1 Каскадна система скраплення СНГ

Дані установки комбінованого або каскадного типу (Рис.7) є найбільш складними і дорогими, проте їх застосовують на газовозах великої місткості.

Також на газовозах зустрічаються комбіновані схеми, в яких присутні двоступеневі закриті цикли і двоступеневі відкриті цикли. Зазвичай такі варіанти установок застосовуються на багатоцільових газовозах великої місткості.

Головною перевагою даної схеми, є те, що вона володіє гнучкістю в роботі і здатна швидко змінювати режим експлуатації під різні умови. З недоліків слід вказати її подорожчання за рахунок великої кількості додаткових елементів і значного споживання електроенергії.

Основним важкоконденсованим компонентом є Етан, тому при проектуванні розрахунок компресорів розраховується на максимальну кількість Етану = 7%, газів якщо транспортується суміш.

Присутні проблеми різного характеру, такі як осідання смолистих опадів від рідких фракцій важких компонентів і відбувається засмічення клапанів, арматури і виводиться з ладу автомата, підвищений тиск в системі, що може викликати витік газу в компресорному відділенні і утворення вибухонебезпечних сумішей. Також відбувається потрапляння мастила компресора в вантаж, що перевозиться, забруднюючи його, що в деяких випадках неприпустимо.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

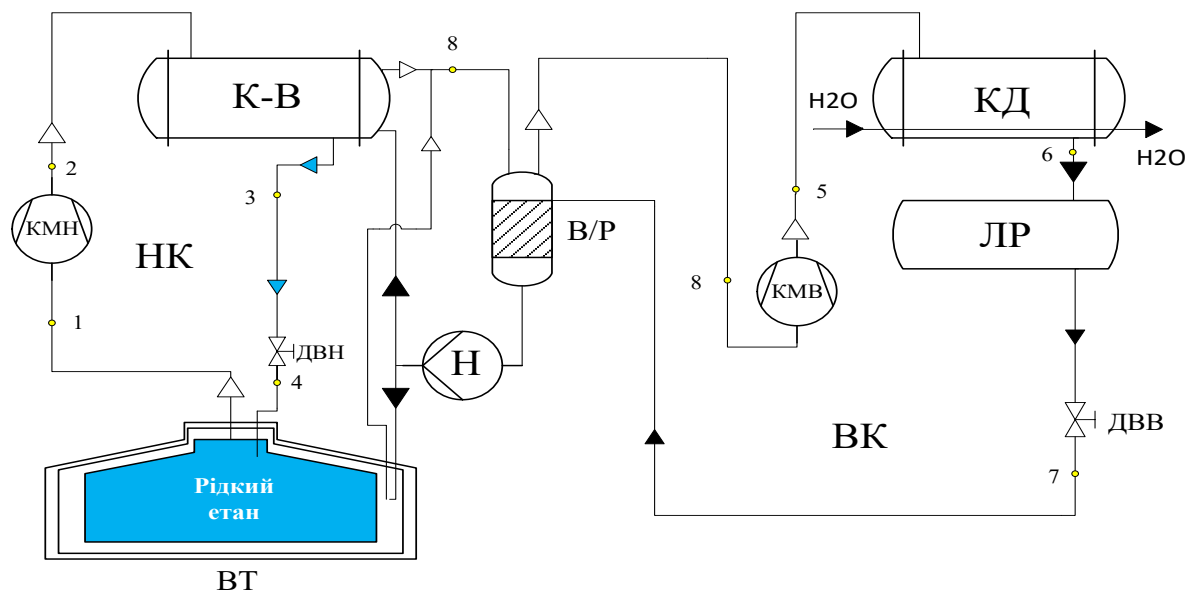


Рис.7 - Схема каскадної установки зрідження ЗНГ

КМН – компресор нижнього каскаду; К-В – конденсатор – випарник;  
 ДВН – дросельний вентиль нижнього каскаду; ВТ – вантажний танк ;  
 КМВ – компресор верхнього каскаду; КД – конденсатор;  
 ЛР – лінійний ресивер; ДВВ – дросельний вентиль верхнього каскаду;  
 В/Р – відокремлювач рідини верхнього каскаду; Н – насос;

Газ, що випаровується з вантажного танку ВТ під впливом теплоприливів із оточуючого середовища всмоктується компресором КМН та стискається до тиску конденсації, після чого потрапляє в конденсатор-випарник К-В та конденсується за рахунок теплообміну з робочою речовиною верхнього каскаду. Газ, що сконденсувався поступає в дросельний вентиль ДВН, де в процесі дроселювання знижується його тиск та температура й повертається в вантажний танк ВТ.

В верхньому каскаді рідкий холодильний агент з відокремлювача рідини В/Р подається насосом Н в конденсатор-випарник К-В, де частково випаровується та поступає в відокремлювач рідини В/Р, а пар, що виділився відсмоктується компресором КМВ, стискається до тиску конденсації та подається в конденсатор КД, де конденсується за рахунок теплообміну з забортною водою та поступає в лінійний ресивер ЛР, звідки направляється в дросельний вентиль ДВВ, де в процесі дроселювання знижується його тиск та температура й поступає в відокремлювач рідини В/Р.

Головною перевагою даної схеми, є той факт, що вона володіє гнучкістю в роботі і здатна швидко змінювати режим експлуатації під різні умови. З недоліків слід вказати її подорожчанню за рахунок великої кількості додаткових елементів і значного споживання електроенергії.

## 1.6. Постановка задачі дослідження

### 1.6.1. Тепловий розрахунок установки для повторної конденсації СНГ

Визначимо холодопродуктивність холодильної установки:

Грузомісткість судна становить 7 000 м<sup>3</sup> рідкого Пропану.

Вантажні танки проектуються з урахуванням запасу ємності 10-15 % згідно з морським реєстром.

На танкері встановлено 3 вантажних танки діаметром  $d=9.9$  м та довжиною циліндра  $L=30.3$ .

Визначення площі вантажних танків:

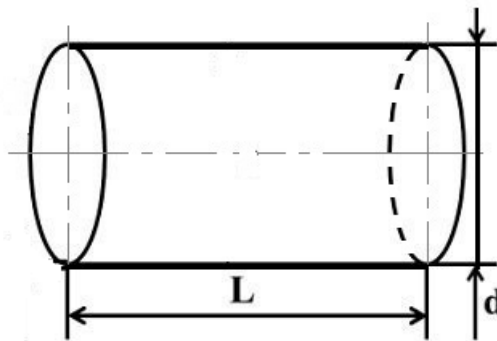


Рис.8 – вантажний танк

$$F = \left( \pi \cdot d \cdot L + 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot n \quad (1.1)$$

де  $d$  – діаметр вантажного танку

$L$  – довжина циліндра

$n$  – кількість танків

$$F = \left( 3.14 \cdot 9.9 \cdot 30.3 + 2 \cdot \frac{3.14 \cdot 9.9^2}{4} \right) \cdot 3 = 3016. \text{ м}^2$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вантажні танки виконані з 2 шарів хромнікелівої сталі з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda = 35 \text{ Вт/м}^*\text{К}$  і товщиною кожного шару  $\delta = 0,025 \text{ м}$  та 1 шару пінополіуретану з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda=0,041 \text{ Вт/м}^*\text{К}$  та товщиною шару  $\delta = 0,203 \text{ м}$ .

Разрахунковий коефіцієнт теплопередачі для танків даної конструкції  
 $K = 0,2 \text{ Вт/м}^2*\text{К}$

Умови зберігання рідкого пропану у сховищах:

Тиск:  $P = 0,2 \text{ МПа}$

Температура:  $T = - 50^\circ\text{C}$

Ентальпія:  $h = -29 \text{ кДж/кг}$

Умови транспортування рідкого пропану:

Тиск:  $P = 0,2 \text{ МПа}$

Температура:  $T = - 50^\circ\text{C}$

Ентальпія:  $h = -29 \text{ кДж/кг}$

Визначимо розрахункову холодопродуктивність на транспортування продукту:

$$Q_0 = K * F * \Delta t \quad (1.2)$$

де:  $\Delta t$  – різниця температур оточуючого середовища та продукту в танку

$$Q_0 = K * F * \Delta t = 0,2 * 3016 * (308 - 223) * 10^{-3} = 51,3 \text{ кВт}$$

Додаткова холодопродуктивність холодильної установки для скраплення продукту при навантажуванні відсутня в даному випадку, оскільки груз має однакові теплофізичні властивості в сховищах та при транспортуванні.

Приймаємо запас холодовидатності  $(3) = 15\%$  тоді:

$$3 = (Q_0 / 100) * 15 = (937,4 / 100) * 15 = 7,7 \text{ кВт} \quad (1.3)$$

Визначимо повну холодовидатність установки:

$$Q_0^{нов} = Q_0 + 3 = 51,3 + 7,7 = 59 \text{ кВт} \quad (1.4)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо температуру конденсації  $T_k$ :

$$T_k = T_w + 5..8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.5)$$

де:  $t_w$  – температура води району плавання

$$T_k = T_w + 5..8 = 300 + 8 = 308 \text{ } ^\circ\text{C}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

## РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ТІЛ І СХЕМ КАСКАДНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

### 2.1. Загальні положення.

Прийняті міжнародними комітетами заходи, по запобіганню руйнування шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері із-за викидів агентів привели, починаючи з початку 90-х років, до радикальних змін в технологіях кондиціонування повітря і штучного охолодження.

До недавнього часу в цих системах використовувалися в основному озоноруйнуючі холодильні агенти, а саме R12, R22 і R502; для особливих цілей застосовувалися R114, R12B1, R13B1, R13и R503.

Промислово розвинені країни віднині не дозволяють використовувати ці холодильні агенти, окрім R22, у країнах Європейського Союзу, проте, в теперішній час вже діє поетапна програма відмови також і від R22.

Таке положення справ призводить до колосальних наслідків для всієї галузі штучного охолодження і кондиціонування повітря.

Хоча вже міцно увійшли до практики такі холодильні агенти на основі гідрофторвуглеродів (ГФУ - HFC), які немістять хлору, як R134а, R404А, R507А, R407С, R410А, а також NH<sub>3</sub> і різні вуглеводневі, все ще потрібно зробити немало, особливо у відношенні дії на глобальне потепління. Метою є істотне зменшення прямих викидів, що визвані витоками холодильних агентів, за рахунок використання високоефективних установок, змонтованих з надійних компонентів з високою якістю з'єднань трубопроводів.

У зв'язку з цим виконано велике число розробок; вже доступний щонайширший діапазон компресорів і устаткування для різних альтернативних холодильних агентів.

Результати декількох досліджень підтверджують, що зазвичай застосування в промислових цілях паро-компресійних холодильних установок, значно перевершують по ефективності установки, принцип дії яких

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заснований на інших процесах, при температурах кипіння біля  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Сьогодні особливе значення має вибір альтернативних холодильних агентів і конструкцій системи охолодження. Окрім вимоги відсутності озono-руйнуючого потенціалу ( $\text{ODP}=0$ ) і потенціалу дії на глобальне потепління ( $\text{GWP}=0$ ) суттєвим критерієм вибору є величина енергоспоживання систем охолодження, як непрямого вкладу в створення парникового ефекту.

Тому був розроблений метод розрахунку систем охолодження, що дозволяє проаналізувати їх сумарну дію на парниковий ефект.

У зв'язку з цим введений так називається чинник "TEWI" (Total Equivalent Warming Impact - сумарна еквівалентна дія на потепління), хоча результат визначається головним чином викидами  $\text{CO}_2$  в залежності від використовуваного способу приводу або вироблення енергії. Тому, можливо в майбутньому оцінка дії холодильних агентів на навколишнє середовище буде різною в залежності від місця розташування установки і способу її приводу.

Детальніший розгляд ГФУ холодильних агентів - заміників (HFC) показує, проте, що можливості повністю порівняння однокомпонентних холодильних агентів обмежені. Відносно сприятлива ситуація із заміною R12 на R134a, так само як і R502, на альтернативні R404A і R507A. Гірше йде справа із заміниками для інших хлоровмісних CFC, а також HCFC-холодильних агентів, наприклад, для R22.

Холодильні агенти R32, R15 і R134a розглядаємо як прямі ГФУ - холодильні агенти - заміники (HFC). Проте із-за їх специфічних характеристик вони можуть застосовуватися в чистому вигляді лише у виняткових випадках. В цьому відношенні найбільш важливими критеріями є займистість, термодинамічні властивості і потенціал впливу на глобальне потепління. Ці речовини більш придатні як компоненти сумішей, в яких окремі характеристики шляхом варіювання пропорцій суміші можуть бути приведені у відповідність вимогам.

Окрім ГФУ – холодильних агентів, як заміники розглядаються також

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

аміак (NH<sub>3</sub>) і вуглеводневі. Їх промислове використання, проте, обмежується жорсткими вимогами безпеки.

Ілюстрації на наступних сторінках містять структурний огляд альтернативних холодильних агентів, а також інформацію про доступні в даний час однокомпонентні або сумішеві холодильні агенти.

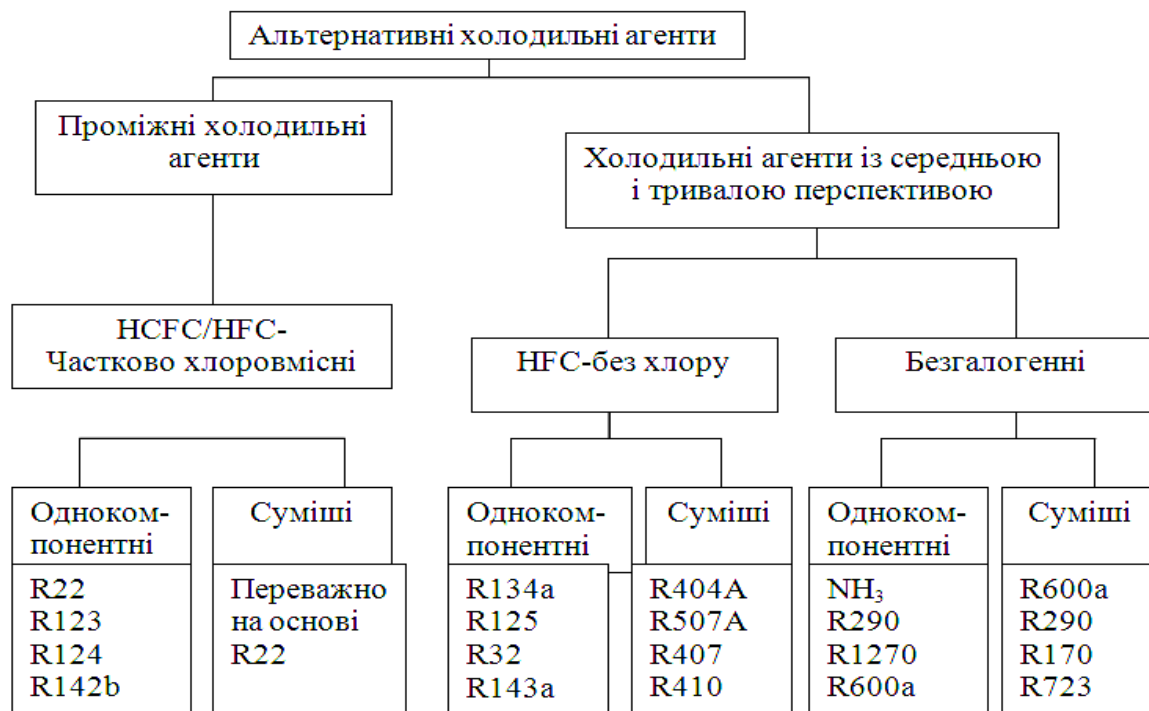


Рис.2.1 Альтернативні холодильні агенти

Попередні холодильні агенти	Альтернативи			
	Класифікація	Промислова назва	Фірми	Склад в сумішах
R12(R500)	R401A R401B R409A R409B R413A	MP39 MP66 FX56 FX57 ISCEON 49	DuPont DuPont Atofina/Solvay Atofina Rhodia	R22/152a/124 R22/152a/124 R22/124/142b R22/124/142b R134a/218/600a
R502	R22 R402A R402B R403A R403B R408A	- HP80 HP81 ISCEON 69S ISCEON 69L FZ10	- DuPont DuPont Rhodia Rhodia Atofina	- R22/125/290 R22/125/290 R22/218/290 R22/218/290 R22/143a/125
R114 R12B1	R124 R124		- -	

Рис.2.2 Альтернативи для CFC холодильних агентів (проміжні (перехідні) холодильні агенти)

## 2.2 Глобальне потепління як чинник TEWI.

Як вже згадувалося у вступі була розроблена методика оцінки дії окремих холодильних установок на ефект глобального потепління (TEWI = Total Equivalent Warming Impact - сумарна еквівалентна дія на потепління).

Всі галогеновуглеводневі холодильні агенти, включаючи гидрофторвуглероди (HFC), що не містять хлору відносяться до категорії парникових газів. Викиди цих речовин вносять вклад у глобальний парниковий ефект. Міра їх дії значно більше в порівнянні з CO<sub>2</sub>, що є, парниковим газом в атмосфері. Наприклад, якщо узяти тимчасовий інтервал в 100 років, викид 1 кг R134a приблизно еквівалентний викиду 1300 кг CO<sub>2</sub> (GWP100 = 1300). Вже з цих фактів ясно, що зменшення викидів холодильних агентів має бути одному з основних завдань в майбутньому.

З іншого боку, основний вклад в дію, зі сторони холодильних установок на глобальне потепління, вносять викиди (косвенні) CO<sub>2</sub> при виробленні енергії. З врахуванням високого відсотка використання викопного палива на електростанціях, середня величина викида CO<sub>2</sub> в Європі складає близько 0,6 кг на один кіловат електроенергії. В результаті установка за час її служби вносить істотний вклад до парникового ефекту.

Окрім вимоги використання альтернативних холодильних агентів з термодинамічно-сприятливим енергоспоживанням, необхідно також зробити акцент на необхідність використання високоефективних компресорів і супутнього устаткування, а також оптимізованих компонентів систем зважаючи на їх значиму долю в загальному балансі.

Порівнюючи різні конструкції компресорів, можна бачити, що непрямі викиди CO<sub>2</sub> унаслідок підвищеного енергоспоживання можуть надавати більшу сумарну дію на парниковий ефект, чим викиди холодильних агентів.

На рис. 2.3 показана зазвичай застосовувана формула розрахунку чинника TEWI з відповідним виділенням різних напрямів дії на глобальне потепління.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



R401B	-35	106	77	108(L)	98	+18
R409A	-34	107	75	109(M)	99	+7

Продовження таблиці 2.1

Суміші що не містять хлору HFC (тривала альтернатива)						
R404A	-47	73	55	99(L)	98	-9
R507A	-47	71	54	102(L)	98	-10
R407A	-46	83	56	78(L)	96	+11
R407B	-48	76	53	93(L)	98	-2
R422A	-49	72	56	-	-	-
R407C	-44	87	58	100(H)	95	-8
R417A	-43	90	68	97(H)	-	-25
R419A	-43	79	64	-	-	-
ISCEON29	-45	81	62	-	-	-
R410A	-51	72	43	142	95	-6
FX80	-51	70	44	-	-	-
ISCEON89	-55	70	50	-	-	-
R508A	-86	13	-3	-	-	-
1	2	3	4	5	6	7
R508B	-88	14	-3	-	-	-

Без галоїдні холодильні агенти (тривала альтернатива)						
R717	-33	133	60	100(M)	105	+60
R723	-37	131	58	105(M)	106	+35
R600a	-12	135	114	-	-	-
R290	-42	97	70	89(M)	102	-25
R1270	-48	92	61	112(M)	101	-20
R170	-89	32	3	-	-	-
R744	-57	31	-11	-	-	-
R409B	-35	105	73	100(M)	100	+6
R413A	-35	101	76	105(M)	100	-9
R402A	-49	75	53	109(L)	100	-0
R402B	-47	83	56	99(L)	98	+16
R403A	-50	93	57	105(L)	99	+17
R403B	-51	90	54	112(L)	100	-0
R408A	-44	83	58	98(L)	100	+10
Холодильні агенти без хлору HFC (тривала альтернатива)						
R134a	-26	101	80	97(M)	103	-8
R152a	-24	113	85	-	-	-
R125	-48	66	51	-	-	-
R143a	-48	73	56	-	-	-
R32	-52	78	42	-	-	-
R227ea	-16	102	96	-	-	-
R236fa	-16	120	117	-	-	-
R23	-82	26	1	-	-	-

H – висока температура (+7/55 °C),

M – середня температура (-10/40°C)

L – низька температура (-35/40°C)

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Приведенні технічні дані являють собою середні значення, що базуються на кало метричних дослідженнях.

### 2.3 Натуральні робочі тіла.

Холодильний агент NH<sub>3</sub> протягом більш ніж одного століття застосовувався в промислових і великих холодильних установках. У нього немає озоноруйнуючого потенціалу і прямого потенціалу дії на глобальне потепління. Його ефективність принаймі не менше, ніж в R22, а в деяких випадках навіть краще; тому його непрямий вклад в ефект глобального потепління малий. Крім того, його вартість незрівнянно нижче. Результуючи, можна задатися питанням: чи є він ідеальним холодильним агентом і оптимальною заміною для R22 або альтернативи гідрофторвуглеородам? Поза сумнівом, NH<sub>3</sub> володіє багатьма позитивними якостями, які можна використовувати також і у великих холодильних установках.

На жаль, мають місце і негативні риси, обмежуючі широке комерційне використання аміаку або вимагаючи споживання витратних, а інколи і нових технічних рішень.

Недоліком NH<sub>3</sub> є високий адіабатичний показник (NH<sub>3</sub> = 1,31 / R22= 1,18 / R12=1,14), що відбивається на температурі нагнітання, яка істотно вище, навіть чим в R22. Тому одноступінчатє стискування вже неможливе при роботі з температурою кипіння приблизно в 10°C і нижче. Слід застосовувати двоступінчатє стискування.

Проблемою при підборі відповідних масел є також і незадовільна їх розчинність в холодильних агентах в невеликих установках. Масла, що раніше застосовувалися, не розчинялися холодильним агентом. Вони вимагають відділення за допомогою витонченої технології і серйозне обмеження використання випаровувачів прямого випаровування із-за погіршення якості при теплопереносі.

Із-за високих температур нагнітання особливі вимоги пред'являються до термостабільності мастил. Це особливо критично для автоматичної роботи,

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коли масло роками повинне залишатися в контурі без погіршення своїх властивостей.

NH3 володіє надзвичайно високою різницею ентальпії при фазових переходах і в результаті порівняно малою масовою витратою при циркуляції (приблизно від 13 до 15% порівняно із R22). Ця властивість вважається перевагою для крупних установок, але ускладнює регулювання уприскування холодильного агента на малопотужних установках.

Наступним критерієм, який повинен бути розглянутий, є корозійна дія на мідні матеріали; тому трубопроводи мають бути виготовлені із сталі. Перешкодою є також вимога аміакостійкості обмоток двигунів. Ще однією трудностю являється електропровідність холодильного агента при підвищеному водовмісті.

До інших негативних рис можна віднести токсичність і легкозаймистість що вимагають особливих заходів безпеки при спорудженні і експлуатації таких установок.

При сучасному стані технологій промислові системи на NH3 вимагають абсолютно інші технології монтажу і експлуатації установок в порівнянні із звичайними промисловими системами.

Унаслідок нерозчиненості в мастилі і специфічних характеристик холодильного агента зазвичай застосовуються високоефективні масловідділювачі і випаровувачі затопленого типу з гравітаційною або примусовою циркуляцією. Із-за небезпеки для тих, хто оточує і охолоджує продукт випаровувач часто не може бути встановлений безпосередньо в зоні охолодження. Тому тепло-перенесення доводиться здійснювати через вторинний контур холодоносія.

Лінії холодильного агента, теплообмінники і арматура повинні виготовлятися із сталі; трубопровідні лінії зважаючи на їх більший розмір підлягають перевірці атестованим інспектором.

Зазвичай застосовують холодильний компресор відкритого типу, в якого привідний двигун є окремим від компресора агрегатом.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ці заходи істотно підвищують затрати, пов'язані з установками NH<sub>3</sub>, особливо при середній і малій продуктивності.

Тому додаються зусилля з метою розробки простіших систем, які могли б застосовуватися і в комерційній сфері.

Частиною програм дослідження являється випробовування частково розчинних мастил з метою поліпшення циркуляції мастила в системах. Як альтернативи розглядаються також упрощені способи автоматичного повернення нерозчинних мастил.

Отриманий до теперішнього часу досвід показав, що системи з частково розчинним мастилом важкі в управлінні. Вода, що міститься в системі, має серйозний вплив на хімічну стабільність контура і знос компресора. Крім того, високий вміст холодильного агента в мастилі призводить до сильного зносу підшипників і інших рухливих частин. Це відбувається із-за сильної зміни об'єму при випаровуванні NH<sub>3</sub> в зоні змащування.

Існують також рішення з герметизацією установок NH<sub>3</sub>. Компактний рідинний холодильник (заправка холодильним агентом менше 50 кг) встановлюється в закритий контейнер; аміак при витоках поглинається вбудованим водяним резервуаром. Такі компактні вузли можна встановлювати в місцях, які із-за вимог безпеки раніше були зарезервовані для установок з галогеновмісними холодильними агентами.

Виробнича програма включає сьогодні обширний вибір оптимізованих амиачних компресорів для різних типів мастил:

- Одноступінчаті поршневі компресори відкритого типу (подача від 19 до 152 м<sup>3</sup>/год при 1450 об/хв) для кондиціонування повітря, для середньотемпературного охолодження і бустер-компресорів.

- Гвинтові компресори відкритого типу (подача від 84 до 250 м<sup>3</sup>/год при паралельній роботі до 1500 м<sup>3</sup>/год при 2900 об/хв) для кондиціонування повітря, середньо- і низькотемпературного охолодження.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

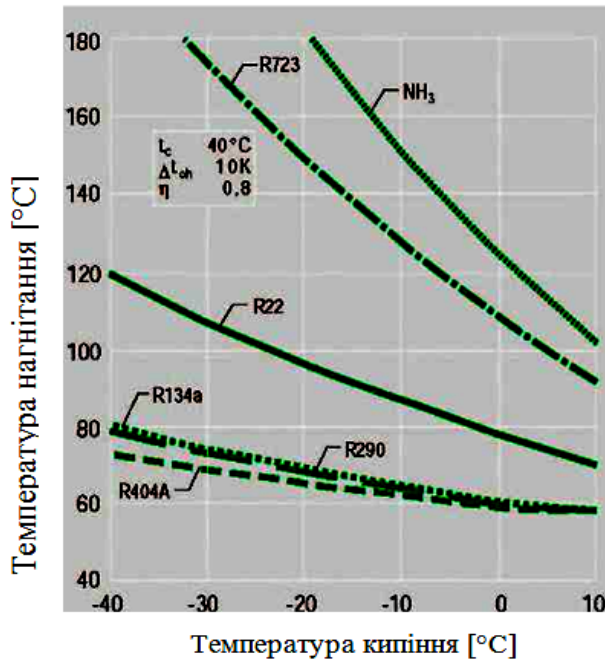


Рис.4 Порівняння температур нагнітання.

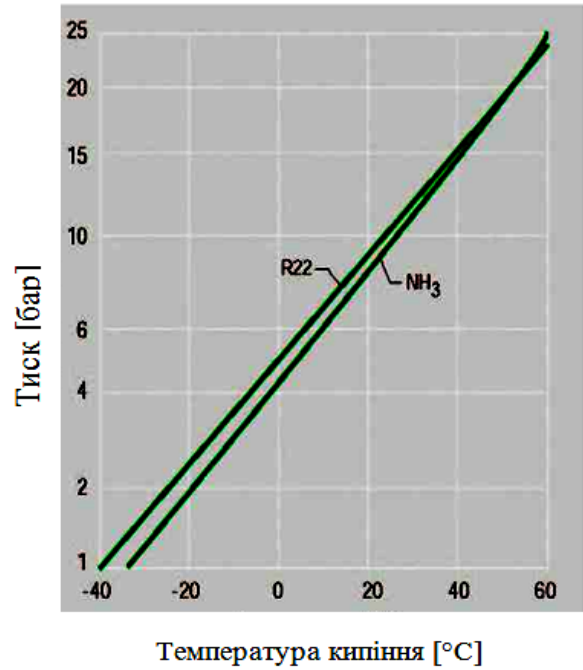


Рис.5 Порівняння рівнів тисків.

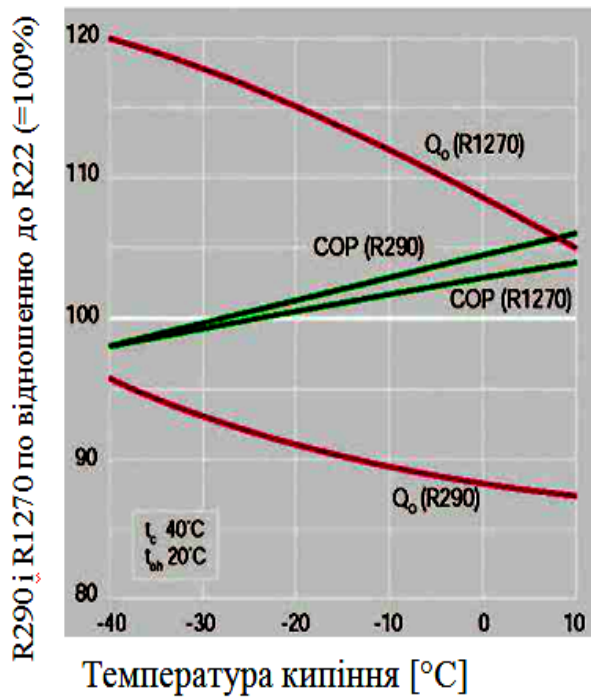


Рис.2.6 R290/R1270/R22 - порівняння холодопродуктивності напівгерметичних компресорів.

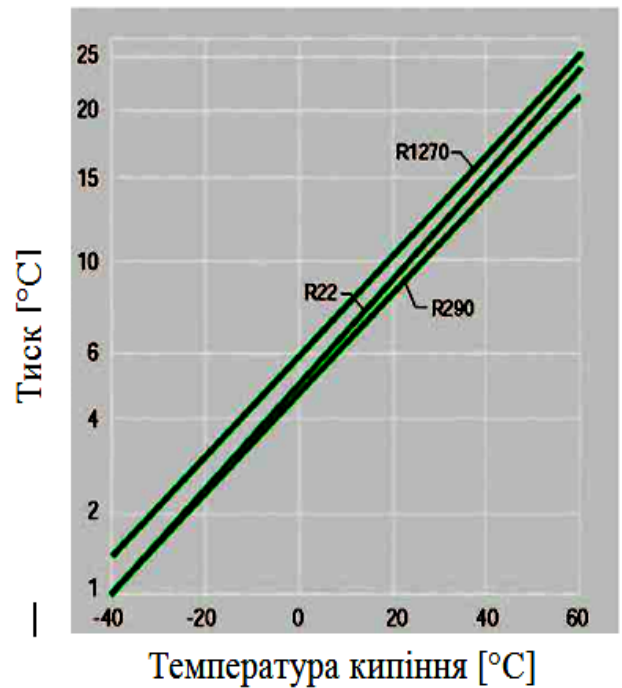


Рис. 2.7 R290/R1270/R22 - порівняння рівнів тиску.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

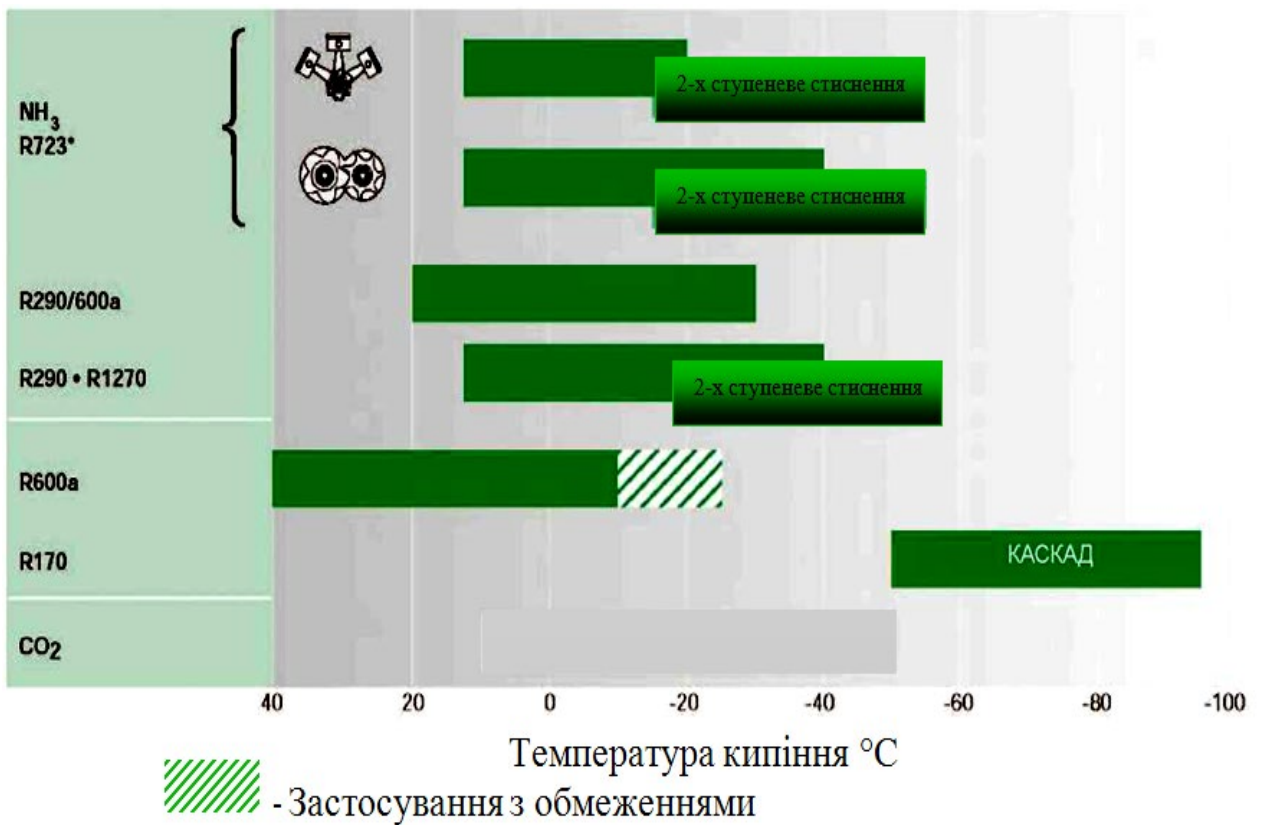


Рис.2.8 Области застосування холодильних агентів.

Масила/ холодильні агенти	Мінеральне мастило(MO) Алілбензол (AB) (MO + AB) Поліальфа-олефіні(PAO) Поліолефір (POE) Полівініл-фір (PVE) Полігліколь (PAG) Мінеральне масло с гід-роочисткою							
	Мінеральне мастило(MO)	Алілбензол (AB)	(MO + AB)	Поліальфа-олефіні(PAO)	Поліолефір (POE)	Полівініл-фір (PVE)	Полігліколь (PAG)	Мінеральне масло с гід-роочисткою
(H)CFC	■	■	■	▨	⚠-VG			
NH3 * R723	▨	■	■		⚠-VG			
Суміші		▨			■	ⓘ	▨	
HFC+суміші	VG	▨	▨	VG	VG		▨	
Вуглеводневі	■	▨	▨	■			▨	■

■ Хороша пригодність  
 ▨ Застосування з обмеженнями  
 □ Непридатне  
 ⚠ - Особливо критично при вологості  
 VG -Можлива підвищена основна вязкість  
 ⓘ -Розширена програма випробовувань

Рис.2.9 Масла для компресорів.

## 2.4 Каскадні системи Бігцер.

Завдяки сприятливим для довкілля характеристикам, низькій токсичності і привабливим фізико-хімічним властивостям, у випадку "докритичного" функціонування, вуглекислота (CO<sub>2</sub>) усе більш цікавить розробників як переважний холодоносіє для вторинного контуру, а також як холодильний агент для низькотемпературних каскадних систем. При звичайному низькотемпературному використанні видно особливо високу питому холодопродуктивність CO<sub>2</sub> порівняно із іншими холодильними агентами. Використання вуглекислоти дозволить значно знизити вартість холодильної установки, за рахунок економії на компресорі, трубопроводах і арматурі.

Навіть із врахуванням того, що каскадні системи володіють великою продуктивністю, вживання CO<sub>2</sub> дозволяє використовувати в них компресори, розраховані на комерційне або на мале індустріальне використання. Проте, високі робочі тиски визначають особливі вимоги до конструкції компресора і до систем безпеки.

У цій роботі приведені схемні рішення холодильних установок з CO<sub>2</sub>, а також детально розглянуті основні напрями розробки спеціальної компресорної техніки і холодильних масел для CO<sub>2</sub>. Крім того, викладені заходи експлуатаційної безпеки установок на CO<sub>2</sub>, а також їх характеристики продуктивності в порівнянні із звичайними установками.

Після багатолітнього періоду досить скромного інтересу до CO<sub>2</sub> у розробників холодильної техніки вуглекислота останніми роками привертає до себе особливу увагу, перш за все, із-за екологічних проблем, що загострилися. Разом з розробками проектів з "транс критичними" умовами функціонування останніми роками були успішно введені в експлуатацію багато "до критичних" каскадних систем для комерційного і промислового низькотемпературного охолодження з температурами випаровування нижче -50°C. Слід мати на увазі, що CO<sub>2</sub> в порівнянні з іншими холодильними агентами володіє сприятливішими термофізичними властивостями для даного діапазону температур. Вуглекислота також є

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хімічно інертною, пожаро- і вибухобезпечною речовиною, але шкідливим для здоров'я людини у великих концентраціях. Всі ці властивості визначають у багатьох випадках явну перевагу CO<sub>2</sub> над аміаком.

До цих пір у холодильних системах з CO<sub>2</sub> використовувалися поршневі і гвинтові компресори відкритого типу. Проте, високий рівень робочих тисків потребує особливих вимоги і, тим самим, підвищує вартість такого компресора. У зв'язку з цим останнім часом зріс інтерес до напівгерметичних компресорів, які є аналогічними до встановлюємих в холодильні агрегати, що випускаються серійно, вживання яких дозволило б значно здешевити перспективні установки.

На сьогоднішній день вже реалізовано багато проектів з напівгерметичними дослідними прототипами. У подальших розділах роботи описаний накопичений досвід по створенню надійних спеціалізованих для CO<sub>2</sub> компресорів, а також систем безпеки для них.

#### **2.4.1 Каскадні системи із CO<sub>2</sub>.**

На рис.10 показана спрощена схема холодильної установки, в якій CO<sub>2</sub> зріджується у випаровувачі первинного холодильного контуру (з холодильними агентами NH<sub>3</sub>, HC (пропан, пропилен) або HCFC/HFC) і транспортується циркуляційним насосом прямо у випаровувач системи середньотемпературного охолодження. У сучасних каскадних CO<sub>2</sub>-ступенях передбачений додатковий LT- ресивер низького тиску, який підтримується на рівні тиску випаровування CO<sub>2</sub> за рахунок відсмоктування пари одним або декількома одноступеневими компресорами. Компресор нагнітає пари CO<sub>2</sub> в каскадний охолоджувач (конденсатор) разом з газом з середньотемпературного випаровувача. У охолоджувачі сумарний газовий потік конденсується і потім поступає у відповідний MT- ресивер. З нього відбувається перепускання рідини в ресивер низького тиску за допомогою поплавкового клапана.

Циркуляційні насоси або системи гравітаційної циркуляції використовуються для подачі CO<sub>2</sub> до місця його охолодження фреоновими

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системами. Для виключно низькотемпературного охолодження компоненти середньотемпературного контуру не використовуються.

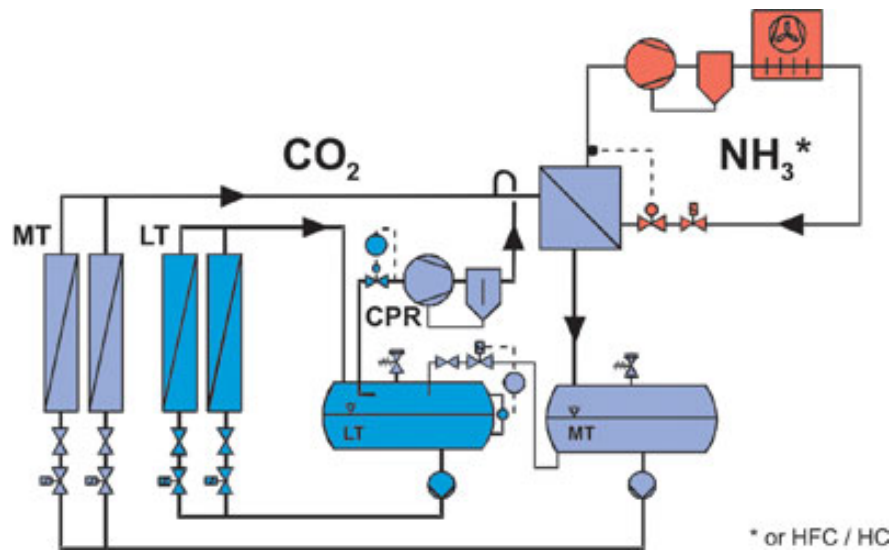
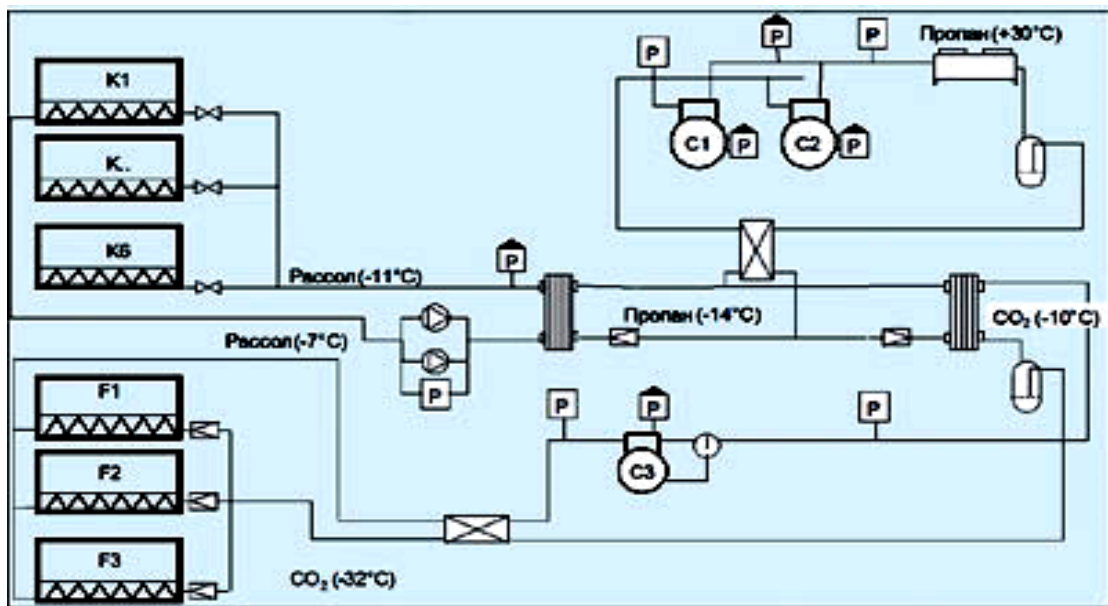


Рис.2.10. Каскадна система із CO<sub>2</sub> (спрощена схема).

На Рис 2.11 показана спрощена схема двох-каскадної системи, в якій CO<sub>2</sub> використовується якості звичайного холодильного агенту другого каскаду. Установки з такою схемою дуже поширені в країнах Скандинавії і вважаються дуже перспективними для комерційного вживання. У холодильних системах для типових супермаркетів в другому низькотемпературному каскаді CO<sub>2</sub> нагнітається в конденсатор-теплообмінник поршневими компресорами "Бітцер" серії Октагон: С-1К, С-2К, модифікованими для CO<sub>2</sub>



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Рис.2.11 Каскадна система з CO<sub>2</sub> (спрощена схема)

#### 2.4.2 Вимоги до компресора в каскаді CO<sub>2</sub>.

CO<sub>2</sub> набуває властивості рідини при досягненні порівняно високого рівня тисків при досить низьких температурах випаровування і конденсації. Ці тиски в деяких випадках значно перевищують допустимі робочі значення для типових стандартних компресорів (рис.2.11). При порівнянні робочого режиму установки з R22, з температурою випаровування -35°C (SST) і температурою конденсації -10°C (SCT) для CO<sub>2</sub> це відповідає "+30°C/+64°C". Такі робочі умови в реальних установках зустрічаються дуже рідко. Не дивлячись на низьку густину пари CO<sub>2</sub> порівняно із галогеновмісними холодильними агентами (рис. 2.10) такі термо-фізичні властивості виражаються в більш високому механічному навантаженню на привід компресора, а отже, в необхідності певного зростання потребуемого приводного моменту. Більш того, при проектуванні устаткування слід розглядати навіть ще більш екстремальні умови навантаження.

Інший критичний чинник пов'язаний з мастилом компресора. При досить високому тиску всмоктування деякі холодильні масла розчиняють в собі значний відсоток CO<sub>2</sub>. Внаслідок чого, кінематична в'язкість суміші, що утворилася, значно понижена. При використанні напівгерметичних компресорів слід також враховувати сумісність матеріалу ізоляції обмоток і суміші масла з CO<sub>2</sub>. Охолодження електромотора - це інший важливий аспект. На сьогодні він є особливо спірним і таким, що викликає багато сумнівів через те, що від мотора з невеликими розмірами потрібний високий приводний момент.

З врахуванням особливих властивостей CO<sub>2</sub>, вказаних вище стає ясно, що стандартні напівгерметичні компресори можуть використовуватися лише в дуже обмеженої сфері застосування. Останні досягнення фірми "Бітцер" в цьому напрямі показують, що при комбінуванні різних компонентів одного сімейства компресорів, а також при відповідній модифікації конструкції і

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використанні відповідного масла всі категоричні вимоги можуть бути виконані.

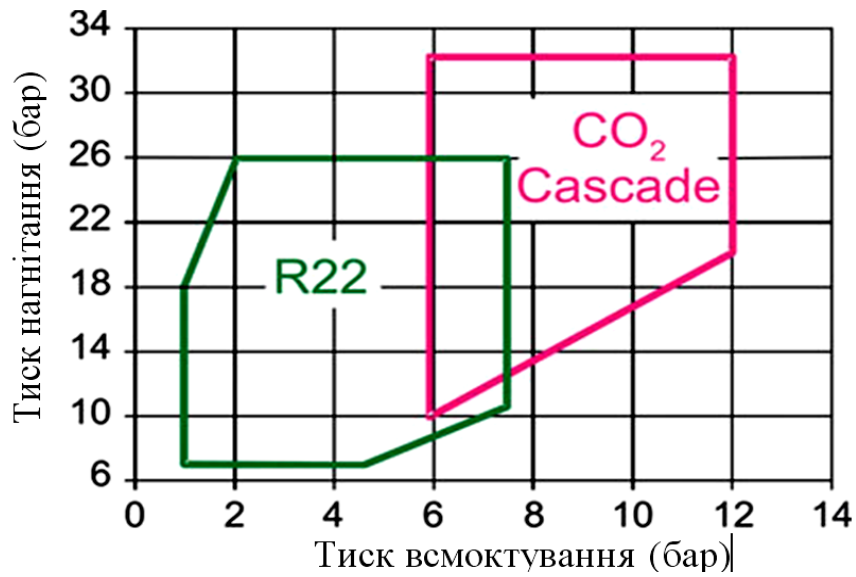


Рис.2.12 CO<sub>2</sub>/R22 - Порівняння значень тисків випаровування і конденсації в межах стандартної області функціонування

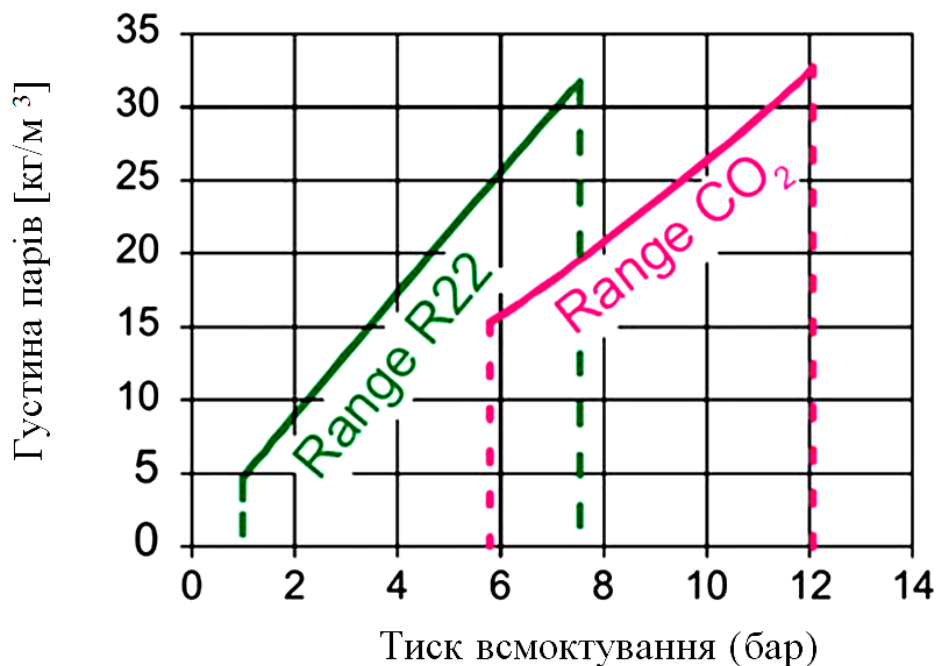


Рис.2.13 CO<sub>2</sub>/R22 - Порівняння значень густини пару в межах стандартних діапазонів тисків всмоктування.

### 2.4.3 Напрямки розробок/особливості конструкції.

Навантаження і тиски.

Сучасні напівгерметичні компресори проектуються з п'ятикратним запасом міцності по внутрішньому тиску, і це повинно підтверджуватися при проведенні регулярних перевірок. Навіть з врахуванням наявності внутрішнього запобіжного клапана тиску, типом зовнішніх запобіжних клапанів, а також з врахуванням індивідуальних випробувань згідно з відповідними розпорядженнями ЄС звичайні границі застосування (HP - високий тиск 28 бар/ LP - низький тиск 19 бар) можуть бути підведені ще вище.

При необхідності, рекомендується застосовувати прокладки з металевим посиленням або підтримуючі елементи в ущільненнях. Вживання чавуну з сферичною графітною структурою замість сірого чавуну для лиття корпусних деталей дозволяє підвищити їх механічну міцність при тій же товщині стінок.

Механічне навантаження / Необхідний приводний момент.

Порівнюючи максимальні робочі умови компресорів по діаграмі на Рис 2.12, ми бачимо, що тиски випаровування і конденсації CO<sub>2</sub> перевищують приблизно на 60 % і 20 % відповідно нормальні максимальні значення робочих тисків для R22. Самий простий шлях пристосування компресора для роботи на CO<sub>2</sub> - це комбінування в одному типовому корпусі певної серії компресорів найменшої об'ємної продуктивності з найбільшою потужністю мотора. Для поршневого компресора це означає використання найменшого діаметру поршнів, що приведе в результаті до зниження навантаження на підшипники і зменшення згинаючого зусилля на калінвал. Це також відноситься і для підшипників пальців шатунів, які також сприймають значні навантаження. У малих поршневих компресорах пальці, як правило, ковзають безпосередньо в деталях, що сполучаються, але з врахуванням специфічних навантажень при роботі на CO<sub>2</sub> необхідно на пальці встановлювати додаткові підшипники ковзання.

У зв'язку з більш високою масовою витратою конструкція клапанів компресора також має бути модифікована.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В разі використання гвинтових компресорів можливе застосування коротких роторів, а також, залежно від об'ємної продуктивності, великих підшипників. Тому що в каскадних системах при звичайних умовах функціонування на низьких співвідношеннях робочих тисків реалізація даної концепції не призводить до зниження ефективності (к.к.д.).

З метою оберегти компресор від надмірних механічних навантажень на найважчих режимах, а також мотор від перевантажень на лінію всмоктування, безпосередньо на вході в компресор, встановлюють регулятор тиску в картері. Його налаштовують так, щоб після пуску компресора тиск всмоктування стабілізувався нижче за допустимий максимум.

Охолодження мотора.

Зважаючи на високе питоме навантаження на мотор у поєднанні з його малим об'ємом, повітряне охолодження у багатьох випадках виявляється незадовільним із-за недостатньої площі зовнішньої поверхні моторної частини корпусу компресора. Вибір лише такого способу охолодження вимагав би розробки спеціальної конструкції компресора для CO<sub>2</sub> і, тим самим, істотно понизив би перевагу від використання стандартних вузлів, що виробляються серійно.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

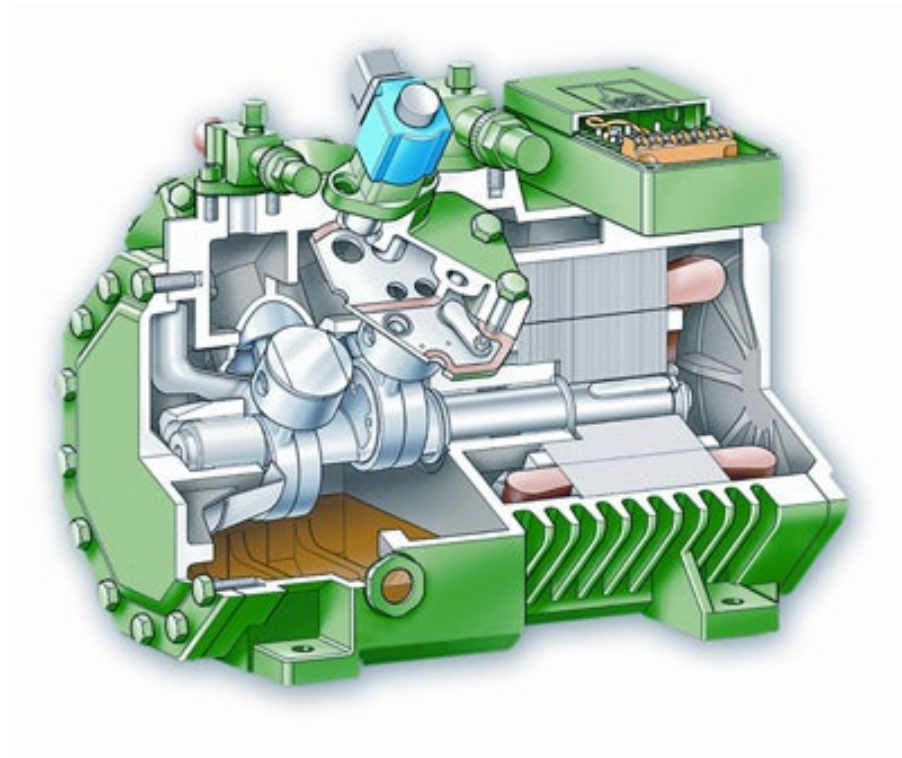


Рис.2.14 Розріз напівгерметичного поршневого компресора

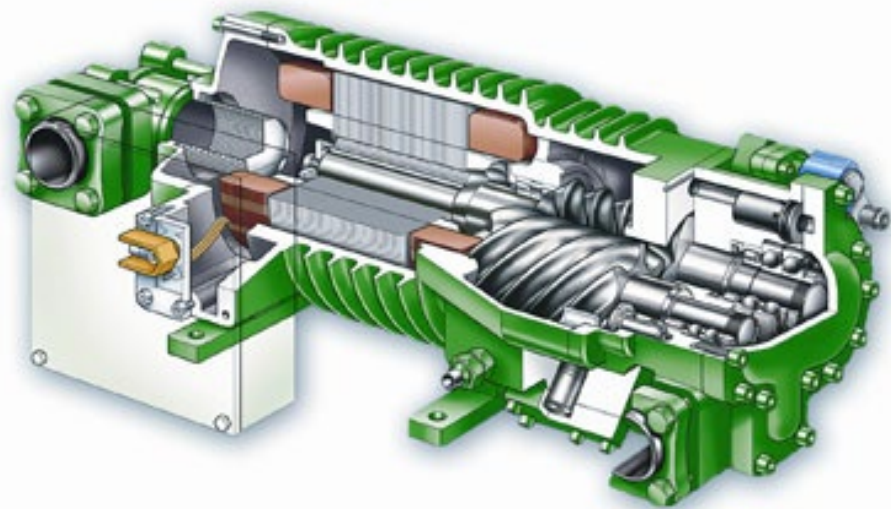


Рис.2.15 Розріз напівгерметичного гвинтового компресора (без масловідділювача)

Широко використовуване в напівгерметичних компресорах охолодження всмоктуваним газом обіцяє в цьому відношенні великі вигоди. Але при низькотемпературному охолодженні, а також при використанні холодильних агентів, що мають низьку питому ентальпію пари такий спосіб охолодження також неефективний, оскільки при цьому з'являється

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

додатковий перегрів газу при протіканні через мотор, внаслідок чого змінюється питомий об'єм (щільність) газу і знижується його масова витрата.

При детальнішому розгляді цього питання виявляється, що втрати від охолодження всмоктуваним газом досить низькі в допустимій області функціонування. Причинами тому є висока масова витрата CO<sub>2</sub> і низький перегрів газу на всмоктуванні при використанні затоплених випаровувачів. Це забезпечує особливо інтенсивне охолодження мотора і гарантує низьку температуру обмоток, що визначає мінімальні теплові втрати і високу ефективність мотора.

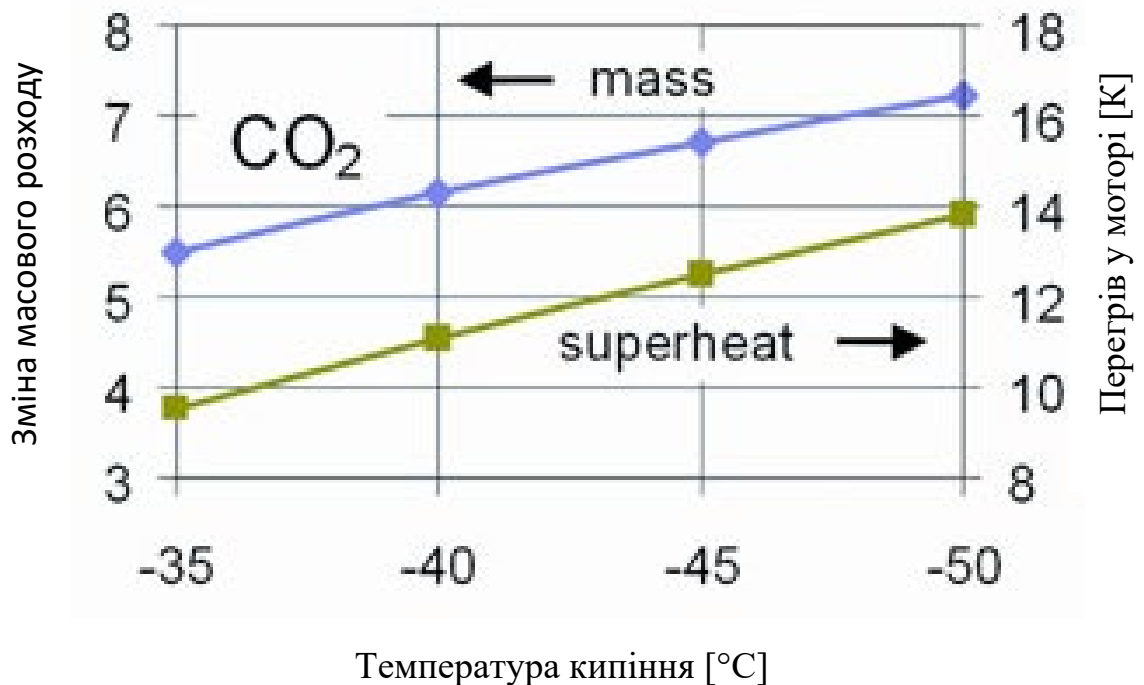


Рис.2.16 Зміна масової витрати CO<sub>2</sub> (%) залежно від значення перегріву всмоктуваного газу в моторі при різних температурах кипіння (SST, °C)

Кожна з обмоток мотора оснащується сполученими з електронним захисним пристроєм РТС - датчиками температури, що забезпечують надійний захист від перевантажень. За наявності достатнього охолодження мотор може працювати при дуже високих навантаженнях тривалий час.

Масило.

Досить високі механічні навантаження і висока розчинність газу у використовуваних холодильних маслах визначають особливі вимоги до вязкісних і трибологічних властивостей масла для CO<sub>2</sub>, а також до конструкції компресора. В той же час, для надійного повернення масла з системи масла повинні мати хорошу змішуємість з CO<sub>2</sub> навіть при температурах - 50 °С і нижче.

Поліалкілен-гліколеві (PAG) масла показують бажану низьку розчинність в собі CO<sub>2</sub> в картері компресора, а також в масловідділювачі, забезпечуючи при цьому необхідну товщину шару мастила із сприятливими вязкісними характеристиками. З іншого боку в результаті незадовільної змішуємісті з CO<sub>2</sub> спостерігаються відомі труднощі з циркуляцією масла по системі. Крім того, дуже висока гігроскопічність PAG-масел може привести до різкого зниження їх діелектричних властивостей, а також до підвищення потенціалу їх хімічної активності. Таким чином, використання цих масел в напівгерметичних компресорах на CO<sub>2</sub> не рекомендується.

Тим часом, різносторонні наукові дослідження, а також практичний досвід, показали, що спеціально модифіковані поліефірні мастила (POLAR-POE) є сповна придатними для використання в компресорах спеціального виконання, що функціонують у вищезгаданих умовах. Ці масла володіють високим індексом в'язкості, хорошими змащувальними характеристиками, прийнятною розчинністю в собі CO<sub>2</sub>, а також, на відміну від PAG-масел і неполярних мінеральних масел, добре змішуються з CO<sub>2</sub> /2/. Проте, з врахуванням їх гігроскопічності необхідно застосовувати дуже великий і дрібнопористий ("молекулярне сито") фільтр-осушувач.

Не дивлячись на те, що отримані результати досліджень в цілому доки сповна задовільні, аналіз стану роликів підшипників кочення і підшипників ковзання показує досить часто забивання поверхонь тертя при задовільній в'язкості суміші мастила і CO<sub>2</sub>. Однією з основних причин цього є утворення значної долі газової фази в суміші при випаровуванні вуглекислоти у випадках різкого падіння тиску і тепловиділення. Зі всього

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



навантаження і з покращеною формулою матеріалу поверхні тертя. Більш того, система мастила проектується так, щоб вона гарантувала особливо швидку подачу масла після пуску компресора і не допускала високої концентрації газу в маслі, що подається в підшипники.

На додаток до вже згаданих значно збільшених підшипників гвинтові компресори "Бітцер" для CO<sub>2</sub> (див. Рис 2.15) оснащуються особливо ефективною запатентованою системою внутрішньої циркуляції масла. Згідно з цим конструктивним рішенням насичення масла, що поступає в підшипники, газами, що витікають з профілів гвинтів, ефективно запобігає за допомогою ущільнень манжетів. Тиск в корпусі підшипникової камери сторони нагнітання знижується за рахунок цього практично до величини тиску всмоктування, що забезпечує мінімальний вміст CO<sub>2</sub>, розчиненого в маслі, і підтримує тим самим максимально можливу його в'язкість. Важливим додатковим ефектом функціонування цієї системи є значне зниження реального навантаження на підшипники.

#### 2.4.4. Характеристики продуктивності.

При використанні в каскадних установках особливо висока питома холодопродуктивність CO<sub>2</sub>, залежність якої від зміни температур кипіння є дуже пологою кривою, дозволяє використовувати невеликі компресори для комерційного і малого промислового використання, навіть в установках з високим рівнем холодопродуктивності. На діаграмі (Мал 2.19) показано порівняння характеристик продуктивності гвинтового компресора з об'ємною продуктивністю 220 м<sup>3</sup>/г на холодильних агентах CO<sub>2</sub>, R22 і NH<sub>3</sub> при температурах всмоктування (SST) від -35 до -50 °C і температур конденсації (SCT) -10 °C. Дані по CO<sub>2</sub> і R22 були отримані на напівгерметичному компресорі, дані з NH<sub>3</sub> - на компресорі відкритого типу. Значна відмінність значень об'ємної продуктивності є очевидною, при цьому крива CO<sub>2</sub> значно пологіша уздовж всього діапазону температур випаровування (рис 2.11). Масова витрата CO<sub>2</sub> (рис 2.12), при рівній об'ємній продуктивності також

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

набагато вище чим в R22, не дивлячись на те, що концентрація пари CO<sub>2</sub> при ідентичному R22 рівні тисків складає близько 60% (рис 2.14) при використанні в каскадних установках, причиною цих відмінностей є рівень тисків CO<sub>2</sub>, який в описаному діапазоні температур випаровування приблизно в 7...10 разів вищий, ніж в інших холодильних агентах. Як було вже вказано вище, це властивість дуже добре вписується в конструктивний принцип охолодження компресора всмоктуваним газом.

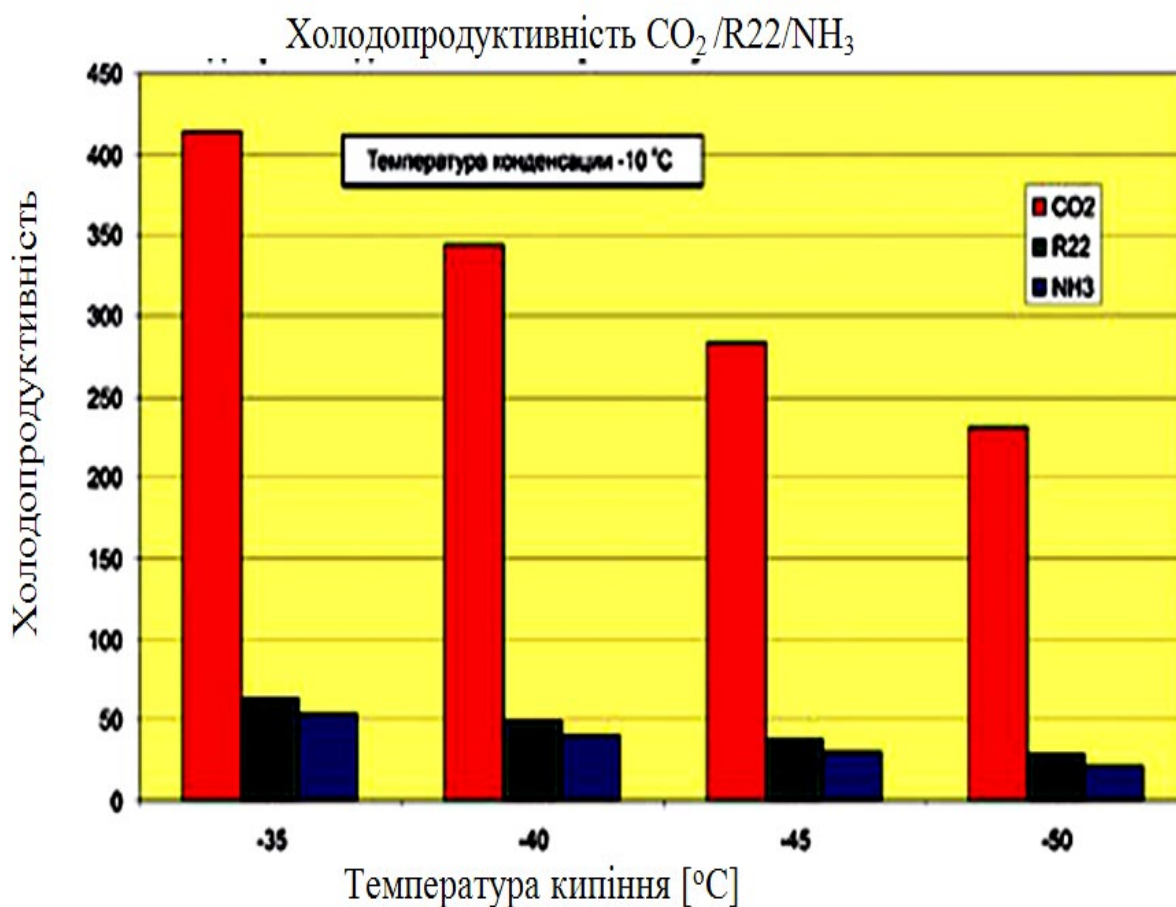


Рис.2.19. Характеристик продуктивності гвинтового компресора "Бітцер" з об'ємною продуктивністю 220 м<sup>3</sup> / г

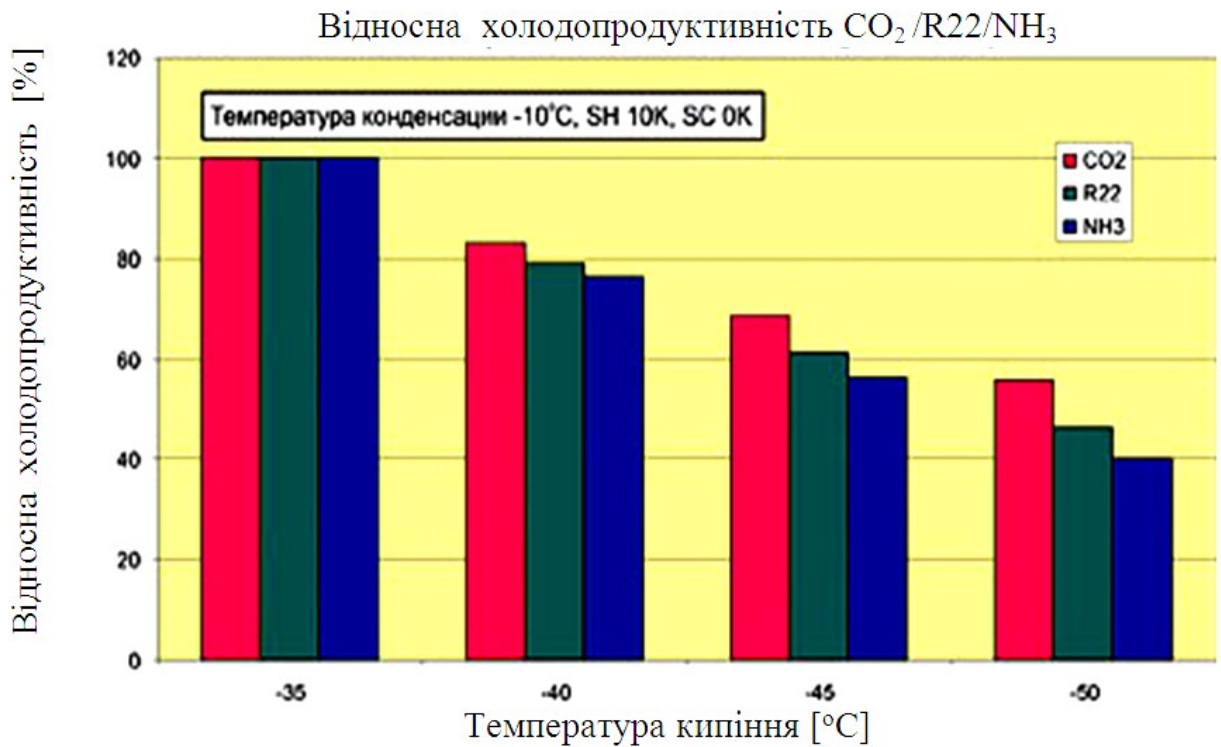


Рис.2.20. Відносна зміна холодопродуктивності в порівнянні із значенням при температурі кипіння (SST) - 35 °C і температурі конденсації (SCT) -10 °C

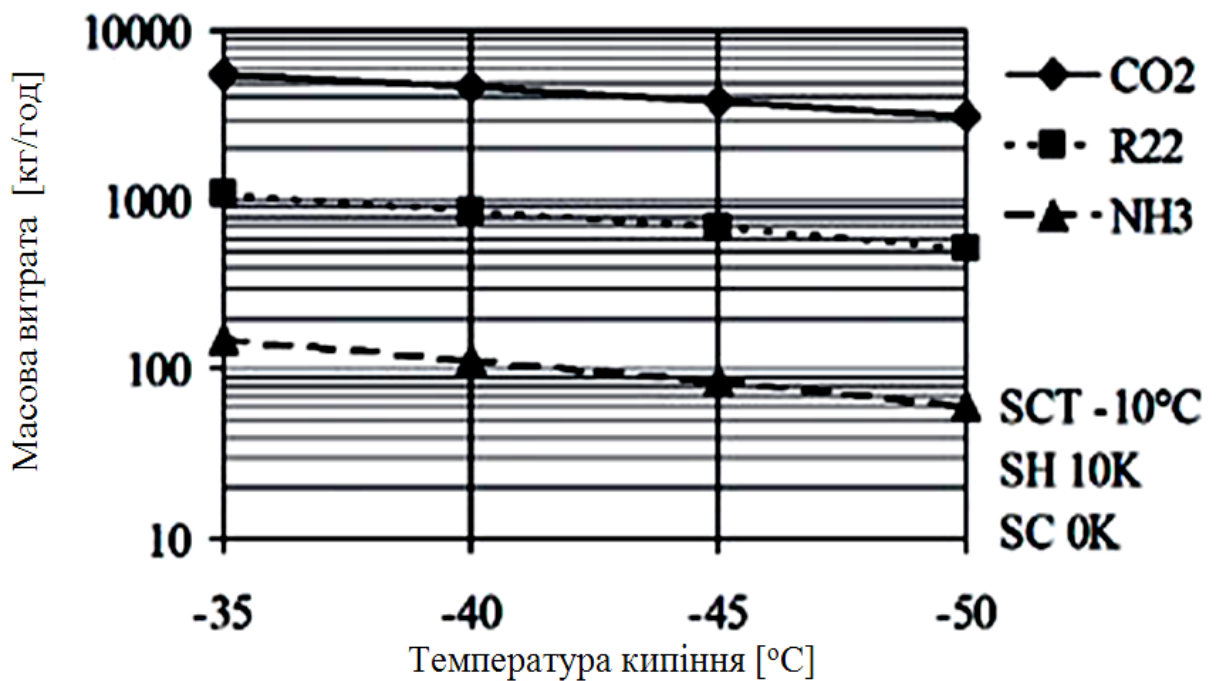


Рис 2.21. Порівняння масових витрат різних холодильних агентів (кг/год) при різних температурах кипіння (SST) (дані отримані на гвинтовому компресорі "Бітцер" з об'ємною продуктивністю 220 м<sup>3</sup>/год )

Висновки.

Результати досліджень показують, що перспективи подальших розробок в області застосування напівгерметичних поршневих і гвинтових компресорів в каскадних системах на CO<sub>2</sub> дуже сприятливі, особливо з урахуванням того, що ці дослідження базуються на вже апробованих стандартних агрегатах "Бітцер".

Сучасна базова конструкція компресорів з додатковими засобами безпеки сповна допускає функціонування при вищих значеннях допустимого робочого тиску. Більш того, з оптимальною адаптацією компонентів усередині одного модельного ряду компресорів спеціальні для CO<sub>2</sub> вимоги по механічному навантаженню, потужності і охолодження мотора можуть бути виконані.

Спеціально пристосовані поліефірні (POE) масла забезпечують задовільну циркуляцію і повернення з системи, є вже досить випробуваними і сповна придатними для мастила компресорів. Проте потрібні додаткові дослідження для надійнішого пристосування цих масел для роботи з CO<sub>2</sub>.

Завдяки високій об'ємною холодопродуктивності, а також досить рівній характеристиці продуктивності CO<sub>2</sub> реалізуються дуже компактні і маловитратні схемні і конструктивні рішення холодильних установок, які визначають перспективи майбутнього широкого і економічного використання CO<sub>2</sub> в низькотемпературних каскадних системах.

Експериментальні дослідження таких систем проводяться при рівні тисків, який знаходиться в допустимому сучасним досвідом діапазоні, і у зв'язку з цим ризик аварій залишається порівняно низьким. Проте перед широким поширенням каскадних систем на CO<sub>2</sub> необхідно провести довготривалі випробування дослідних зразків з метою накопити достатній досвід по експлуатації компресорів і інших системних компонентів.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

### 3.1 Теплове навантаження на систему та вихідні дані до розрахунку.

Підбір компонентів системи охолодження є дуже важливим. Тиск конденсації змінюється в залежності від зовнішньої температури точки роси.

Тиск конденсації, або тиск нагнітання, змінюється за рахунок використання змінного ступеня стиснення гвинтового компресора. Інша причина використовувати гвинтовий компресор проти поршневого компресора, є перевага в адіабатній ефективності. Гвинтові компресори мають середній адіабатний ККД на 7% вище, ніж їх альтернативи. Зовнішній датчик температури посилає інформацію в контролер системи, який, в свою чергу, контролює золотник компресора, змінюючи ступінь стиснення і, таким чином, тиск на виході. Вибір способу управління ступенем стиснення стояв між частотно-регульованим приводом (VFD) і золотником. Так як компресори працюватимуть на повному навантаженні вибір став на золотнику, оскільки VFD має 4% штраф в цих умовах.

Для циклу R290 максимальне миттєве навантаження холодильної системи за нормальних умов становить 310 кВт. Для досягнення цього ефекту об'єднані два компресори з продуктивністю 160 кВт, 160 кВт.

Для циклу R744 максимальне миттєве навантаження холодильної протягом нормального року становить 230 кВт. Для досягнення цього ефекту об'єднані два компресори з продуктивністю 130 кВт

Потреба в холоді змінюється з плином часу і для досягнення правильного навантаження компресори секвенували. Це означає, що вони включаються і вимикаються таким чином, щоб відповідати потребі в холодильному ефекті. Для того, щоб уникнути необхідності запуску деяких компресорів на частковому навантаженні з більш низькою ефективністю, системf акумуляції теплоти входить в конструкцію системи.

Вихідні дані:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура конденсації  $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура кипіння  $t_o = -50 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- верхній каскад R290, R744.

### 3.2 Схема і цикл каскадної холодильної установки.

Схема дійсної холодильної установки показана на Рис. 3.1.

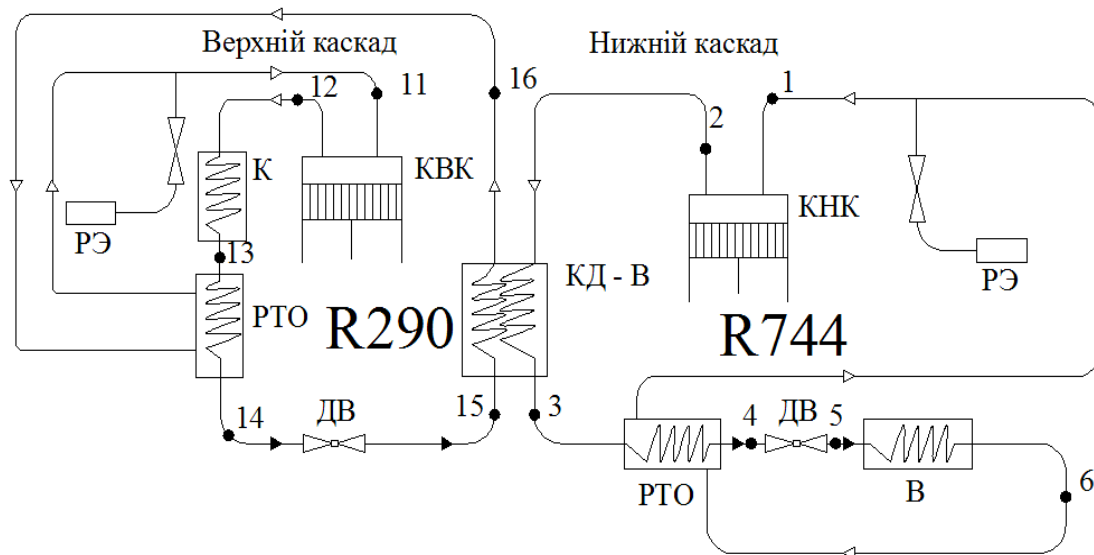


Рис. 3.1.Схема дійсної каскадної холодильної установки.

КВК, КНК – компресори верхнього і нижнього каскаду відповідно; КД-В – конденсатор – випаровувач; К – конденсатор, типу “ПАР - РІДИНА”; РЭ – розширювальна ємкість; В – випаровувач; ДВ – дросельний вентиль.

Каскадна холодильна установка працює як дві незалежні одноступеневі холодильні машини, які пов’язані між собою одним елементом – конденсатор – випаровувачем, в якому здійснюються процеси конденсації  $\text{CO}_2$ , як холодильного агента (ХА) нижнього каскаду і кипіння R290, як ХА верхнього каскаду. У високотемпературному басейні пари пропану стискаються у КВК і нагнітаються у К, де охолоджуються, конденсуються і переохолоджуються до температури  $T_{13}$ . Далі рідкий ХА потрапляє у РТО де вони переохолоджуються за рахунок теплообміну із паром низькотемпературного потенціалу КД-В. ХА із температурою  $T_{14}$  дроселюється у

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12				

ДВ потім паро - рідинна суміш кипить у КД-В і через РТО всмоктується КВК. Цикл повторюється.

У низькотемпературному басейні пари вуглекислоти стискаються у КНК і нагнітаються у КД-В, де конденсуються. Рідкий ХА переохолоджується у РТО і потрапляє у В де кипить забираючи тепло від охолоджуємого об'єкта. Далі пар із низькою температурою підігрівається в РТО до температури всмоктування  $T_1$  і всмоктується КНК. Цикл повторюється.

Під час стоянки машини температура робочої речовини стає рівною температурі навколишнього середовища. Рідкий ХА випаровується. Звичайно, що із ростом температури росте і тиск. Таким чином в машині встановлюється високий тиск насичення, що відповідає температурі навколишнього середовища. Цей тиск досить високий і може привести до серйозних проблем при пуску компресора. У зв'язку з цим на всмоктуючій лінії компресора встановлюється розширювальна ємкість (балон), яка включається тільки під час стоянки машини.

Побудова циклу каскадної холодильної машини здійснюється по наступному алгоритмові:

- проміжна температура в КД-В визначається як:

$$T_{\text{пр}} := \sqrt{T_{\text{кв}} \cdot T_{\text{он}}}$$

Де:  $T_{\text{кв}}$  – абсолютна температура конденсації верхнього каскаду,  
 $T_{\text{кв}}=313 \text{ K}$ ,

$T_{\text{он}}$  – абсолютна температура кипіння нижнього каскаду,  
 $T_{\text{он}}=223 \text{ K}$ ,  $T_{\text{пр}}=264 \text{ K}$ ;

- температура кипіння верхнього каскаду:

$$T_{\text{ов}} := T_{\text{пр}} - \Delta T$$

Де:  $\Delta T=5 \text{ K}$ ,  $T_{\text{ов}}=259 \text{ K}$ ;

- температура конденсації нижнього каскаду

$$T_{\text{кн}} := T_{\text{пр}} + \Delta T$$

$T_{\text{кн}}=269 \text{ K}$ ;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температурний перегрів на виході із компресора становить  $5^{\circ}\text{C}$ ;
- переохолодження ХА в конденсаторі становить  $5^{\circ}\text{C}$ ;
- температуру недорекуперації приймаємо рівною  $15^{\circ}\text{C}$ ;
- коефіцієнт корисної дії РТО  $\eta=0,8$ .

Будуємо цикл в діаграмі logP-h для визначення параметрів вузлових точок.

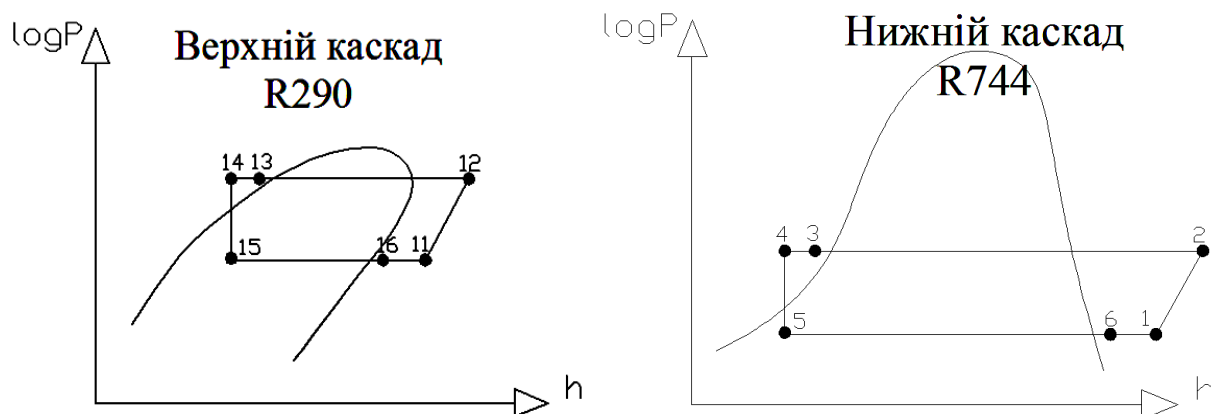


Рис3.2 Зображення циклу каскадної холодильної установки в діаграмі logP-h.

### 3.3 Термодинамічні процеси каскадної холодильної машини:

- ✓ 11 – 12 адіабатне стиснення парів ХА компресором нижнього каскаду;
- ✓ 12 – 13 ізобарна конденсація парів ХА у конденсаторі;
- ✓ 13 – 14 ізобарне переохолодження рідкого R290 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- ✓ 14 – 15 ізентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- ✓ 15 – 16 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсатор - випаровувачі;
- ✓ 1 – 1 адіабатне стиснення парів ХА компресором верхнього каскаду;
- ✓ 2 – 3 ізобарна конденсація парів ХА у конденсатор - випаровувачі;
- ✓ 3 – 4 ізобарне переохолодження рідкого R744 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- ✓ 4 – 5 ізентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- ✓ 5 – 6 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсатор - випаровувачі.

Таблиця3.1

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	Температура, °С	Тиск, бар	Об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
1	-19	6	0,07	1,29	679
2	80	32	0,0196	1,29	758
3	-9	32	-	-	406
4	-20	32	-	-	377
5	-50	6	-	-	368
6	-45	6	0,06	1,27	675
11	6	2,99	0,1644	2,51	592
12	66	13,7	0,0389	2,51	670
13	35	13,7	0,00209	1,307	291
14	20	13,7	-	-	250
15	-14	2,99	-	-	250
16	-9	2,99	0,153	2,419	567

### 3.4 Тепловий розрахунок.

3.4.1 Розраховуємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_{он} := h_6 - h_5 \quad q_{ов} := h_{16} - h_{15}$$

Де: h – ентальпія відповідних точок (Табл.2.1)

3.4.2 Визначаємо питому теплоту конденсації:

$$q_{кн} := h_2 - h_3 \quad q_{кв} := h_{12} - h_{13}$$

3.4.3 Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v := q_{он} \div V_1$$

Де: v<sub>1</sub> – об'єм ХА у відповідних точках циклу.

3.4.4 Масова витрата ХА через нижній каскад:

$$M_{ан} := Q_{он} \div q_{он}$$

Де: Q<sub>он</sub> – холодопродуктивність установки.

Масову витрату через верхній каскад визначимо із рівняння теплового балансу конденсатор – випаровувача:

$$M_{ав} := (M_{ан} \cdot q_{кн}) \div q_{ов}$$

3.4.5 Адіабатна робота стиснення у компресорі:

$$l_{кмн} := h_2 - h_1 \quad l_{кмв} := h_{12} - h_{11}$$

3.4.6 Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$V_{дн} := M_{ан} \cdot V_1 \qquad V_{дв} := M_{ав} \cdot V_{11}$$

3.4.7 Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_{н} := \lambda_{сн} \cdot \lambda_{wn} \qquad \lambda_{в} := \lambda_{св} \cdot \lambda_{wb}$$

Де:  $\lambda_c$  – коефіцієнт подачі, що враховує наявність мертвого простору:

$$\lambda_{сн} := 1 - c \cdot \left[ (P_2 \div P_1)^{1 \div m_{н}} - 1 \right] \qquad \lambda_{св} := 1 - c \cdot \left[ (P_{12} \div P_{11})^{1 \div m_{в}} - 1 \right]$$

де  $P$  – тиск у відповідних точках (Табл.2.1)

$m$  – показник адіабати (1,13 для R290, 1,3 для R744)

$\lambda_w$  – коефіцієнт подачі що враховує об'ємні втрати:

$$\lambda_{wn} := T_{он} \div T_{кн} \qquad \lambda_{wb} := T_{ов} \div T_{кв}$$

Де:  $T$  – абсолютна температура відповідних точок циклу (Табл.2.1)

3.4.8 Теоретичний об'єм описаний поршнем:

$$V_{нн} := V_{дн} \div \lambda_{н} \qquad V_{нв} := V_{дв} \div \lambda_{в}$$

3.4.9 Визначаємо потужність необхідну для привода компресора:

➤ Адіабатна:

$$N_{ан} := M_{ан} \cdot i_{кмн} \qquad N_{ав} := M_{ав} \cdot i_{кмв}$$

➤ Індикаторна :

$$N_{ін} := N_{ан} \div \eta_{ін} \qquad N_{ів} := N_{ав} \div \eta_{ів}$$

Де:  $\eta_{ін}$  – індикаторний коефіцієнт,

$$\eta_{ін} := \lambda_{wn} + v \cdot t_{он} \qquad \eta_{ів} := \lambda_{wb} + v \cdot t_{ов}$$

Де:  $v$  – коефіцієнт ( $v=0,001$ ).

➤ Потужність, що затрачається на тертя:

$$N_{трн} := V_{нн} \cdot P_{тр} \qquad N_{трв} := V_{нв} \cdot P_{тр}$$

➤ Ефективна:

$$N_{ен} := N_{трн} + N_{ін} \qquad N_{ев} := N_{трв} + N_{ів}$$

3.4.10 Коефіцієнт перетворення (COP):

а) циклу Карно:

$$COP_k := T_{он} \div (T_{кв} - T_{он})$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) теоретичний:

$$COP_T := q_{OH} \div (I_{KMV} + I_{KMN})$$

в) дійсний:

$$COP_D := Q_{OH} \div (N_{eN} + N_{eV})$$

3.4.11 Степінь термодинамічної досконалості (СТС):

а) теоретична:

$$\eta_{СТСТ} := COP_T \div COP_K$$

б) дійсна:

$$\eta_{СТСД} := COP_D \div COP_K$$

3.4.12 Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\epsilon_T := Q_{OH} \div (N_{aN} + N_{aV})$$

*Примітка: індекс n – нижній каскад, v – верхній каскад.*

Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2

Позначення	q <sub>o.n.</sub>	q <sub>o.v.</sub>	q <sub>k.n.</sub>	q <sub>k.v.</sub>	q <sub>v.</sub>	M <sub>a.n.</sub>	M <sub>a.v.</sub>	I <sub>км.н.</sub>	I <sub>км.в.</sub>
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/м <sup>3</sup>	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
Величина	307	317	352	379	4386	0,749	0,86	79	78

Продовження таблиці 3.2

Позначення	V <sub>д.н.</sub>	V <sub>д.в.</sub>	λ <sub>n</sub>	λ <sub>v</sub>	V <sub>h.n.</sub>	V <sub>h.v.</sub>	N <sub>a.n.</sub>	N <sub>a.v.</sub>	N <sub>i.n.</sub>
Розмірність	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /с	-	-	м <sup>2</sup> /с	м <sup>2</sup> /с	кВт	кВт	кВт
Величина	0,052	0,141	0,763	0,757	0,069	0,187	59,2	67,1	76,1

Продовження таблиці 3.2

Позначення	N <sub>i.v.</sub>	N <sub>гр.н.</sub>	N <sub>гр.в.</sub>	N <sub>e.n.</sub>	N <sub>e.v.</sub>	COP <sub>k</sub>	COP <sub>T</sub>	COP <sub>D</sub>	η <sub>СТСТ</sub>	η <sub>СТСД</sub>	ε
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-	-	-
Величина	81,4	4,2	11,2	80,2	92,6	2,48	1,96	1,33	0,789	0,537	1,83

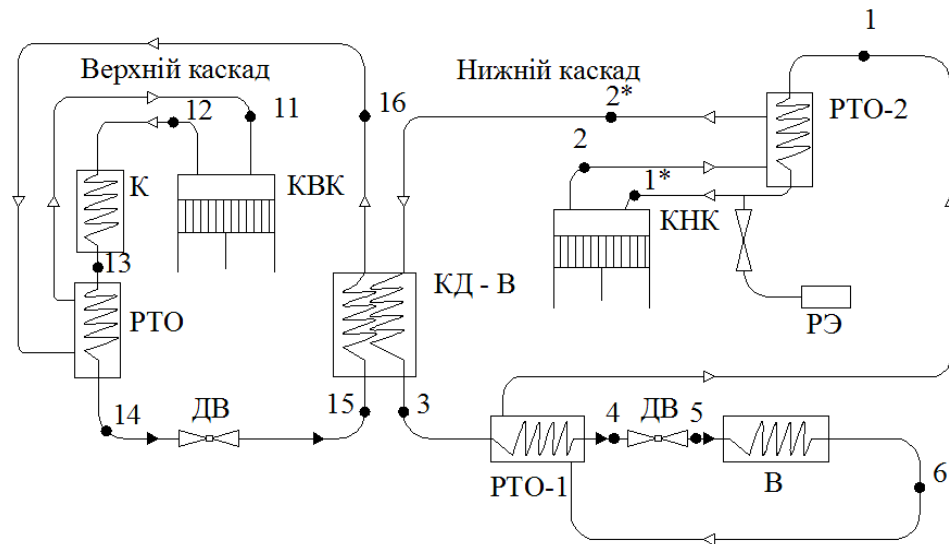


Рис.3.3 Каскадна холодильна схема із двома РТО на нижньому каскаді.

### 3.5 Підбір устаткування.

За даними розрахунків для циклу на R290 підбираємо 2 гвинтові компресори компанії Мауекава марки 170JL з об'ємною продуктивністю  $V^{KM} = 210 - 1030 \text{ м}^3/\text{год}$  та вартістю 25 000 євро.

За даними розрахунків для циклу на R744 підбираємо 2 гвинтові компресори компанії Мауекава марки 170JM з об'ємною продуктивністю  $V^{KM} = 130 - 790 \text{ м}^3/\text{год}$  та вартістю 30 000 євро.

Зведемо результати підбору компресорів модифікованої установки в таблицю 3.3

Таблиця 3.3 Результат підбору компресорів

Агент	Об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{год}$	Марка компресору	Кількість компресорів шт	Вартість за 1 шт, євро	Вартість сумарна, євро
R744	285	Муcom JM170	2	30 000	60 000
R290	690	Муcom JL170	2	35 000	70 000

Знаючи теплове навантаження на конденсатор обираємо із каталогу для R290 ООО «ИЖЕВСКХИММАШ» 2 конденсатори марки 1AK-8.50/8, які мають

$F_{\text{зовн}} = 131,9 \text{ м}^2$  кожний, що в сумі дає  $\sum F_{\text{зовн}} = 263,8 \text{ м}^2$  та забезпечує запас теплообмінної поверхні.

Зведемо результати підбору конденсаторів для установки в таблицю 3,4.

Таблиця 3,4 Результати підбору конденсаторів верхнього каскаду

Агент	Теплове навантаження, кВт	Марка конденсатора	Кількість К-В, шт	Вартість за 1 шт, євро	Вартість сумарна, євро
R290	330.9	1AK-8.50/8	2	9250	18 500

\*Примітка: хладонові конденсатори обираються по каталогу виробника по показнику теплового навантаження  $Q_{\text{к}^{\text{BK}}} = (Ma^{\text{BK}} + y^{\text{Mac}}) * q_{\text{к}^{\text{BK}}}$ , кВт. Конденсатори для аміаку та вуглеводнів обираються по зовнішній площі теплообміну після повного розрахунку апарата.

Отже, з усього вище зазначеного можна зробити наступні висновки:

- Схемне рішення, яке було прийняте цілком допустиме, про що свідчать результати розрахунків. Схема, що має широке поширення серед машин що працюють на хладачах (Рис.3.3) застосовувати у нашому випадку недоцільно, оскільки встановлення РТО-2 призведе до значного збільшення роботи КНК, що працює на вуглекислоті (іза своїх специфічних властивостей в області ненасиченого пару);
- Холодильний коефіцієнт ( $\epsilon_{\text{T}}$ ) вищий на 64% ніж у каскадній машині, що працює на R22 і R13 в якості холодильних агентів, і рівний відповідному  $\epsilon_{\text{T}}$  двоступеневій холодильній машині на R22;
- Степінь термодинамічної досконалості ( $\eta_{\text{стс.д}}$ ) лежить в традиційних межах (0,5...0,7) для каскадних машин. Це свідчить про те, що робота, що затрачується на виробництво холоду більша чим величина виробленого холоду. Із точки зору термодинаміки це недоцільно, однак холодильні машини не мають альтернативи, тому для отримання таких низьких температур необхідно “платити” дорого.
- Температурний рівень (+40 ÷ -50 ) цілком допустимий, але необхідно провести додаткові розрахунки для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

## РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

### 4.1 Температура конденсації $T_{кв}$ .

Діапазон температур каскадної машини ми можемо змінювати в широких межах в залежності від заданих умов. Будемо поступово змінювати температуру конденсації верхнього каскаду і температуру кипіння нижнього в діапазоні:  $t_{кв}=(60...35^{\circ}\text{C})$ ;  $t_{об}=(-30...-55^{\circ}\text{C})$  для встановлення графічної залежності термодинамічних характеристик холодительної машини при даних температурах згідно із методикою описаною в розділі 3. Для більшої достовірності отриманих результатів будемо використовувати програми Cool Pack і Mathcad. Значення вузлових точок (необхідних для розрахунку) зводимо в таблицю 4.1. Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.2.

Для визначення оптимальної температури конденсації верхнього каскаду зафіксуємо температуру кипіння нижнього на рівні  $t_{он} = -50^{\circ}\text{C}$ .

Таблиця 4.1.

	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Тиск, бар	Об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$	Ентропія, $\text{кДж}/\text{кг К}$	Ентальпія, $\text{кДж}/\text{кг}$
$t_{кв}=60^{\circ}\text{C}, \quad t_{кх}=4^{\circ}\text{C}, \quad t_{об}=-6^{\circ}\text{C}$					
1	-16	6,123	0,07	1,3	687.16
2	110	40	-	-	787.72
3	-1	40	-	-	419
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	-	675
11	14	3,9	0,1270	2,5	602
12	85	21,2	-	-	690
13	55	21,2	-	-	349
15	-6	3,9	-	-	305
16	-1	3,9	-	-	575

Продовження таблиці 4.1

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
$t_{\text{кв}}=55\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{кн}}=2\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{об}}=-8\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-18	6,123	0,0699	1,298	682,97
2	103	37	-	-	779,34
3	-3	37	-	-	415
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	-	675
11	12	3,65	0,1360	2,5	599
12	80	19,1	-	2,5	685
13	50	19,1	-	-	336
15	-8	3,65	-	-	291
16	-3	3,65	-	2,5	573
$t_{\text{кв}}=50\text{ }^{\circ}\text{C} \quad t_{\text{кн}}=0\text{ }^{\circ}\text{C}, t_{\text{об}}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-20	6,123	0,0698	1,29	678,5
2	96	35,86	-	-	770,96
3	-5	35,86	-	-	410,6
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	1,29	675
11	10	3,425	0,1448	2,5	597
12	75	17,114	-	-	680
13	45	17,114	-	-	320
15	-10	3,425	-	-	277
16	-5	3,425	-	-	570
$t_{\text{кв}}45\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{кн}}=-2\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{об}}=-12\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-22	6,123	0,0697	1,29	678,78
2	85	34,0	-	-	764,67
3	-7	34,0	-	-	402,24
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	-	675
11	8	3,204	0,1542	2,5	594
12	71	15,315	-	-	675
13	40	15,315	-	-	305
15	-12	15,315	-	-	264
16	-7	3,204	-	2,5	568

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12

Арк.

69

Продовження таблиці 4.1

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
$t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{кн}=-4\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{об}=-14\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-24	6,123	0,0696	1,29	674,59
2	85	32	-	-	762,58
3	-9	32	-	-	399
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	-	675
11	6	2,993	0,1644	2,51	592
12	66	13,659	-	2,51	670
13	35	13,659	-	-	293
15	-14	13,659	-	-	250
16	-9	2,993	-	2,51	566
$t_{кв}=35\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{кн}=-6\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{об}=-16\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-26	6,123	0,0695	1,29	672,34
2	78	30	-	-	754,2
3	-11	30	-	-	394
5	-50	6,123	-	-	349
6	-45	6,123	-	-	675
11	4	2,793	0,1755	2,514	589
12	61	12,14	-	2,514	665
13	30	12,14	-	-	264
15	-16	12,14	-	-	238
16	-11	2,793	-	2,514	563

Таблиця 4.2

Позначення	Q <sub>о.н</sub>	Q <sub>о.в</sub>	Q <sub>к.н</sub>	Q <sub>к.в</sub>	q <sub>v</sub>	Ma.н	Ma.в	l <sub>км.н</sub>	l <sub>км.в</sub>
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг * 10 <sup>3</sup>	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
t <sub>кв</sub> =60 °С	326	270	368.72	341	4.657	0.70552	0.96348	100.56	88
t <sub>кв</sub> =55 °С	326	282	364.34	349	4.664	0.70552	0.91152	96.37	86
t <sub>кв</sub> =50 °С	326	293	360.36	360	4.67	0.70552	0.86772	92.46	83
t <sub>кв</sub> =45 °С	326	304	362.43	370	4.677	0.70552	0.84113	85.89	81
t <sub>кв</sub> =40 °С	326	316	363.58	377	4.684	0.70552	0.81175	87.99	78
t <sub>кв</sub> =35 °С	326	325	360.2	401	4.691	0.70552	0.78193	81.86	76

Продовження таблиці 4.2

Позначення	V <sub>д.н</sub>	V <sub>д.в</sub>	λ <sub>н</sub>	λ <sub>в</sub>	V <sub>н.н</sub>	V <sub>н.в</sub>	Na.н	Na.в	Ni.н
Розмірність	м <sup>3</sup> /кг * 10 <sup>3</sup>	м <sup>3</sup> /кг * 10 <sup>3</sup>	-	-	м <sup>2</sup> /с	м <sup>2</sup> /с	кВт	кВт	кВт
t <sub>кв</sub> =60 °С	49.387	122.36	0.7256	0.7196	0.06807	0.170042	70.95	84.77	94.15
t <sub>кв</sub> =55 °С	49.316	123.97	0.737	0.7286	0.06692	0.170154	67.99	78.39	89.51
t <sub>кв</sub> =50 °С	49.245	125.65	0.7446	0.7383	0.06614	0.170176	65.23	72.02	85.19
t <sub>кв</sub> =45 °С	49.175	129.71	0.7544	0.7479	0.06518	0.173417	60.61	68.13	78.51
t <sub>кв</sub> =40 °С	49.104	133.45	0.7646	0.7577	0.06422	0.176119	62.08	63.32	79.75
t <sub>кв</sub> =35 °С	49.034	138.11	0.775	0.7678	0.06327	0.179751	57.76	59.43	73.58

Продовження таблиці 4.2

Позначення	N <sub>i.в</sub>	N <sub>тр.н</sub>	N <sub>тр.в</sub>	N <sub>е.н</sub>	N <sub>е.в</sub>	COP <sub>к</sub>	COP <sub>т</sub>	COP <sub>д</sub>	η <sub>стс.т</sub>	ε <sub>т</sub>
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-	-
t <sub>кв</sub> =60 °С	106.4	4.084	10.2	98.23	116.54	2.027	1.729	0.29262	0.853	1.476881
t <sub>кв</sub> =55 °С	97.83	4.015	10.21	93.53	108.1	2.124	1.788	0.31070	0.842	1.57123
t <sub>кв</sub> =50 °С	89.42	3.968	10.22	89.16	99.63	2.23	1.858	0.33363	0.833	1.675735
t <sub>кв</sub> =45 °С	84.15	3.911	10.41	82.41	94.55	2.347	1.953	0.35420	0.832	1.786707
t <sub>кв</sub> =40 °С	77.78	3.853	10.57	83.61	88.34	2.478	1.964	0.37455	0.793	1.834197
t <sub>кв</sub> =35 °С	72.59	3.796	10.79	77.37	83.38	2.624	2.065	0.39589	0.787	1.962775

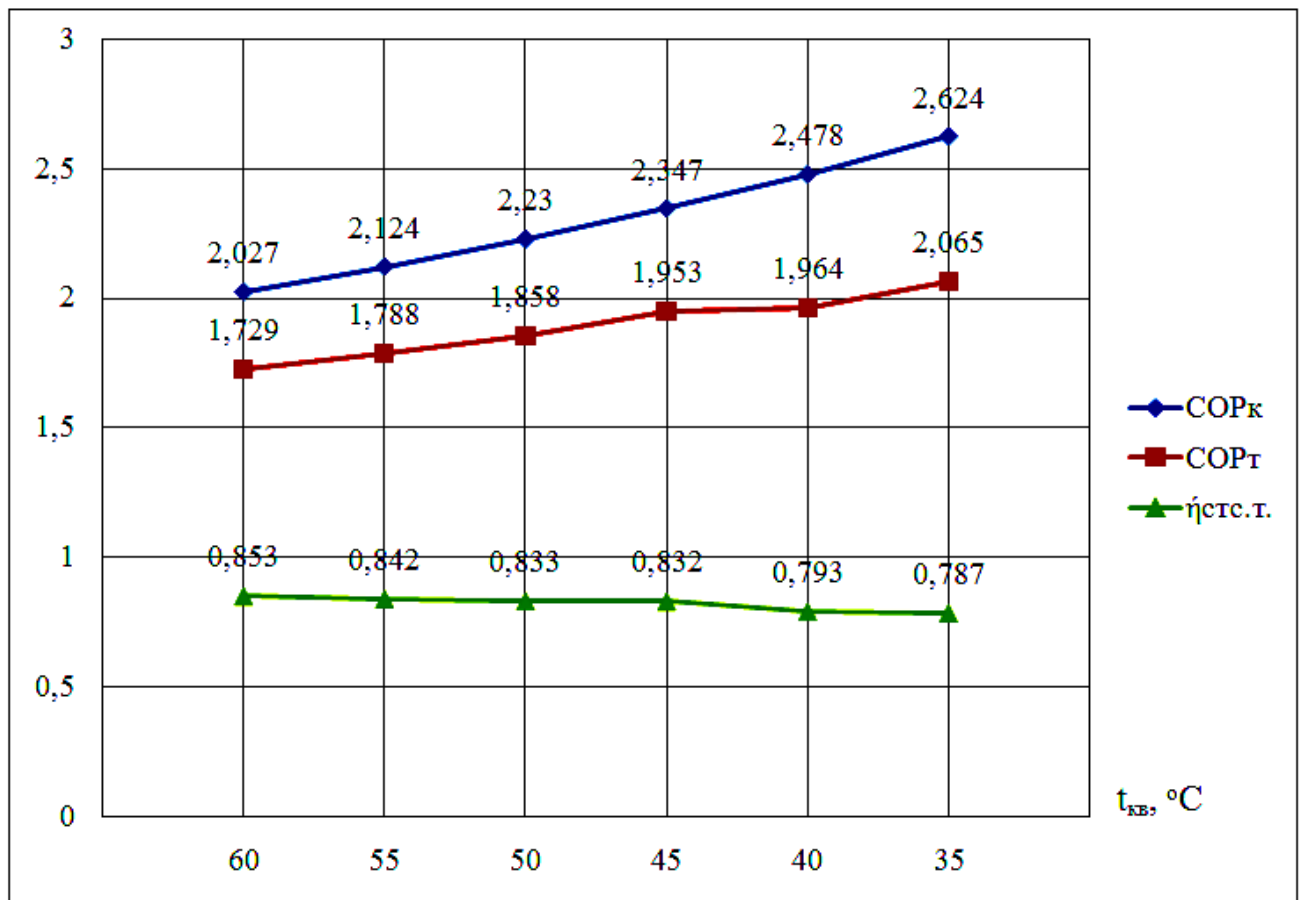


Рис.4.1 Порівняння термодинамічних характеристик (COP<sub>к</sub>, COP<sub>т</sub>, η<sub>стс.т</sub>) при зміні температури конденсації.

Отже, із графіків (Рис.4.1) стає очевидним, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач. Тому ми зупинимось на  $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , як оптимальній для подальших розрахунків.

#### 4.2 Температура кипіння Тон.

Для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду тепловий розрахунок проводимо в діапазоні  $t_{он}=(-30\dots-55\text{ }^{\circ}\text{C})$ . Нижню межу вибраного діапазону обмежуємо температурою  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$  виходячи із специфічних властивостей вуглекислоти при нижчих температурах.

Температуру конденсації верхнього каскаду зафіксуємо на рівні  $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Будуємо цикли в діаграмі  $\log(P)$ - $h$  для вуглекислоти на основі припущень прийнятих у другому розділі. Параметри вузлових точок заносимо в таблицю 4.3.

Розрахунки проводимо по методиці розділу 3 даної роботи. Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.4.

Таблиця 4.3

	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Тиск, бар	Об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$	Ентропія, $\text{кДж}/\text{кг К}$	Ентальпія, $\text{кДж}/\text{кг}$
	$t_{он}=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,	$t_{кн}=7,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,		$t_{об}=-2,6\text{ }^{\circ}\text{C}$	
1	-12,6	15	0,03	1,257	672,5
2	64	43,4	-	-	729,06
3	2,4	43,4	-	-	425,28
5	-30	15	-	-	393,86
6	-25	15	-	-	662,02
11	17,4	4,346	0,1155	2,49	606,1
12	63,7	13,66	-	-	665,36
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-2,6	4,346	-	-	250,55
16	2,4	4,346	-	-	579,4

Продовження таблиці 4.3

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
$t_{\text{OH}}=-35\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{KH}}=4,5\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{OB}}=-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-15,5	12	0,038	1,25	678,78
2	68	40	-	-	737,44
3	-0,5	40	-	-	416,9
5	-35	12	-	-	384,6
6	-30	12	-	-	662
11	14,5	3,965	0,126	2,5	602,4
12	64,2	13,66	-	-	666,5
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-5,5	3,965	-	-	250,55
16	-0,5	3,965	-	-	578,2
$t_{\text{OH}}=-40\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{KH}}=1,6\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{OB}}=-8,3\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-18,4	10	0,045	1,26	680,9
2	74	37	-	-	745,8
3	-3,4	37	-	-	410,6
5	-40	10	-	-	379,2
6	-35	10	-	-	660,7
11	11,7	3,622	0,1373	2,5	598,9
12	64,74	13,66	-	-	667,62
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-8,3	3,622	-	-	250,55
16	-3,3	3,622	-	-	573,13
$t_{\text{OH}}=-45\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{KH}}=-1,2\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{OB}}=-11,3\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-21,2	8	0,055	1,28	675,4
2	72	34,5	-	-	747,9
3	-6,2	34,5	-	-	402,2
5	-45	8	-	-	360,3
6	-40	8	-	-	657,83
11	8,7	3,28	0,1508	2,51	595,1
12	65,35	13,66	-	-	668,96
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-11,3	3,28	-	-	250,55
16	-6,3	3,28	-	-	569,64

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12

Арк.

74

Продовження таблиці 4.3

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
$t_{\text{он}}=-50\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{кн}}=-4,2\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{ов}}=-14,2\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-24,2	6,5	0,068	1,29	678,4
2	77	32	-	-	754,2
3	-9,2	32	-	-	393,9
5	-50	6,5	-	-	351
6	-45	6,5	-	-	657,8
11	6,0	2,999	0,1644	2,51	591,67
12	65,95	13,66	-	-	670,27
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-14,2	2,99	-	-	250,55
16	-9,2	2,99	-	-	566,15
$t_{\text{он}}=-55\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{кн}}=-7,2\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad t_{\text{ов}}=-17,2\text{ }^{\circ}\text{C}$					
1	-27	5,5	0,075	1,3	681,7
2	85	29	-	-	766,77
3	-12,2	29	-	-	389,67
5	-55	5,5	-	-	337,29
6	-50	5,5	-	-	656,57
11	2,8	2,678	0,1825	2,52	587,59
12	66,71	2,678	-	-	671,95
13	35	13,66	-	-	291,34
15	-17,2	2,678	-	-	250,55
16	-12,2	2,678	-	-	562,67

Розрахунки показують, що при зниженні температури кипіння ХА на 5 °С:

- Масова витрата через нижній каскад поступово зменшується, в середньому на 5%, в той же час через нижній каскад проходить більша кількість ХА в середньому на 3,5%;
- Адіабатна робота стиснення компресорів нижнього і верхнього каскадів збільшується на 5 – 6% відповідно;
- Теоретичний об'єм описаний поршнем компресора збільшується на 25-30%, що в подальшому приводить до підвищення ефективної потужності компресора на 4 – 6%;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

- Термодинамічні характеристики ефективності роботи компресора  $COP_k$ ,  $COP_T$ ,  $COP_D$  знижуються на 8 – 3 – 7% відповідно;
- Холодильний коефіцієнт зменшується на 5%;
- Незважаючи на всі вищезазначені фактори теоретична степінь термодинамічної досконалості в загальному збільшується на 6%.

Таблиця 4.4

Позначення	$q_{o.n}$	$q_{o.v}$	$q_{k.n}$	$q_{k.v}$	$q_v$	$M_{a.n}$	$M_{a.v}$	$l_{k.m.n}$	$l_{k.m.v}$
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг * $10^3$	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
$t_{oH} = -30\text{ }^\circ\text{C}$	268.16	328.85	374.02	303.78	8.938	0.8577	0.0172	56.56	59.26
$t_{oH} = -35\text{ }^\circ\text{C}$	277.4	327.65	375.16	320.54	7.300	0.8291	0.0176	58.66	64.1
$t_{oH} = -40\text{ }^\circ\text{C}$	281.5	322.58	376.28	335.2	6.255	0.8171	0.0185	64.9	68.72
$t_{oH} = -45\text{ }^\circ\text{C}$	297.53	319.09	377.62	345.7	5.409	0.773	0.0182	72.5	73.86
$t_{oH} = -50\text{ }^\circ\text{C}$	306.8	315.6	378.93	360.3	4.511	0.7497	0.0186	75.8	78.6
$t_{oH} = -55\text{ }^\circ\text{C}$	319.28	312.12	380.61	377.1	4.257	0.7204	0.0189	85.07	84.36

На Рис.4.2 показана графічна залежність основних термодинамічних характеристик при підвищенні температури кипіння ХА нижнього каскаду.

На Рис.4.3 ми бачимо точки перетину характеристик при температурах конденсації і кипіння. Температурний режим точок перетину характеристик можна вважати оптимальним для каскадної холодильної машини на R290 і R744.

Продовження таблиці 4.4

Позначення	$V_{дн}$	$V_{дв}$	$\lambda_{н}$	$\lambda_{в}$	$V_{hн}$	$V_{hв}$	$Na_{н}$	$Na_{в}$	$Ni_{н}$
Розмірність	$\text{м}^3/\text{кг} * 10^3$	$\text{м}^3/\text{кг} * 10^3$	-	-	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{м}^2/\text{с}$	кВт	кВт	кВт
$t_{оH} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$	25.73	91.51	0.8326	0.8196	0.0309	0.11166	48.51	46.95	58.11
$t_{оH} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$	31.51	10.22	0.8171	0.805	0.03856	0.12697	48.64	52.02	59.25
$t_{оH} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$	36.77	116.57	0.803	0.79	0.04579	0.14756	53.03	58.34	65.73
$t_{оH} = -45 \text{ }^\circ\text{C}$	42.52	126.29	0.7856	0.7738	0.05412	0.16321	56.05	61.86	70.73
$t_{оH} = -50 \text{ }^\circ\text{C}$	50.98	14.07	0.7686	0.7579	0.06633	0.18565	56.83	67.27	73.04
$t_{оH} = -55 \text{ }^\circ\text{C}$	54.03	15.88	0.7552	0.7393	0.07154	0.21485	61.28	73.42	80.27

Продовження таблиці 4.4

Позначення	$Ni_{в}$	$N_{тр.н}$	$N_{тр.в}$	$Ne_{н}$	$Ne_{в}$	$COP_{к}$	$COP_{т}$	$COP_{д}$	$\eta_{ст.г.}$	$\epsilon_{г}$
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-	-
$t_{оH} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$	54.44	1.8543	6.6994	59.95	61.14	3.471	2.315	1.899	0.667	2.409
$t_{оH} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$	61.13	2.3134	7.6179	61.56	68.75	3.173	2.26	1.765	0.7121	2.286
$t_{оH} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$	69.59	2.7473	8.8536	68.48	78.44	2.913	2.107	1.566	0.7233	2.065
$t_{оH} = -45 \text{ }^\circ\text{C}$	74.87	3.2473	7.7924	73.98	84.66	2.682	2.033	1.450	0.7579	1.951
$t_{оH} = -50 \text{ }^\circ\text{C}$	82.65	3.9798	11.139	77.02	93.79	2.478	1.987	1.347	0.8019	1.853
$t_{оH} = -55 \text{ }^\circ\text{C}$	91.62	4.2925	12.781	84.56	104.5	2.295	1.884	1.216	0.8212	1.707

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12

Арк.

77

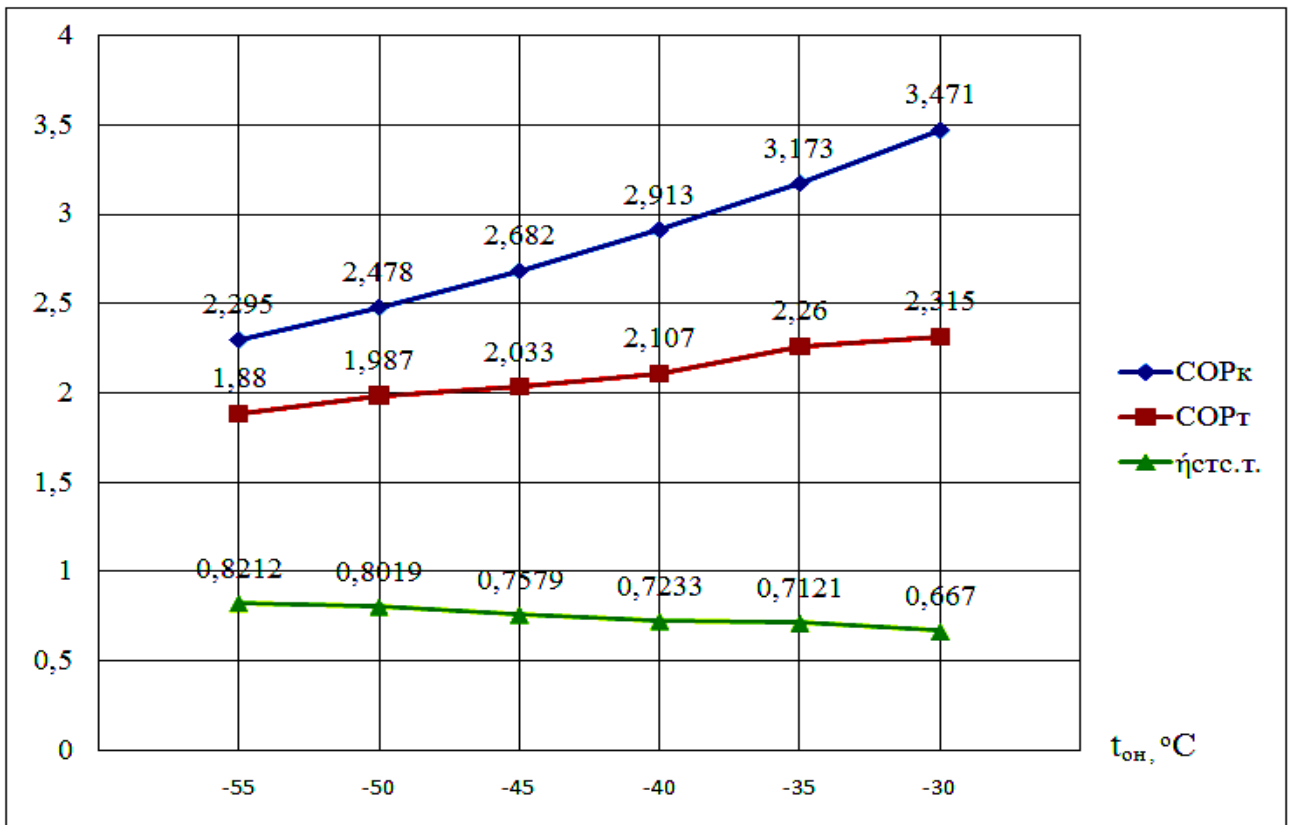


Рис. 4.2 Порівняння термодинамічних характеристик ( $COP_k$ ,  $COP_t$ ,  $\eta_{стс.т.}$ ) при зміні температури кипіння.

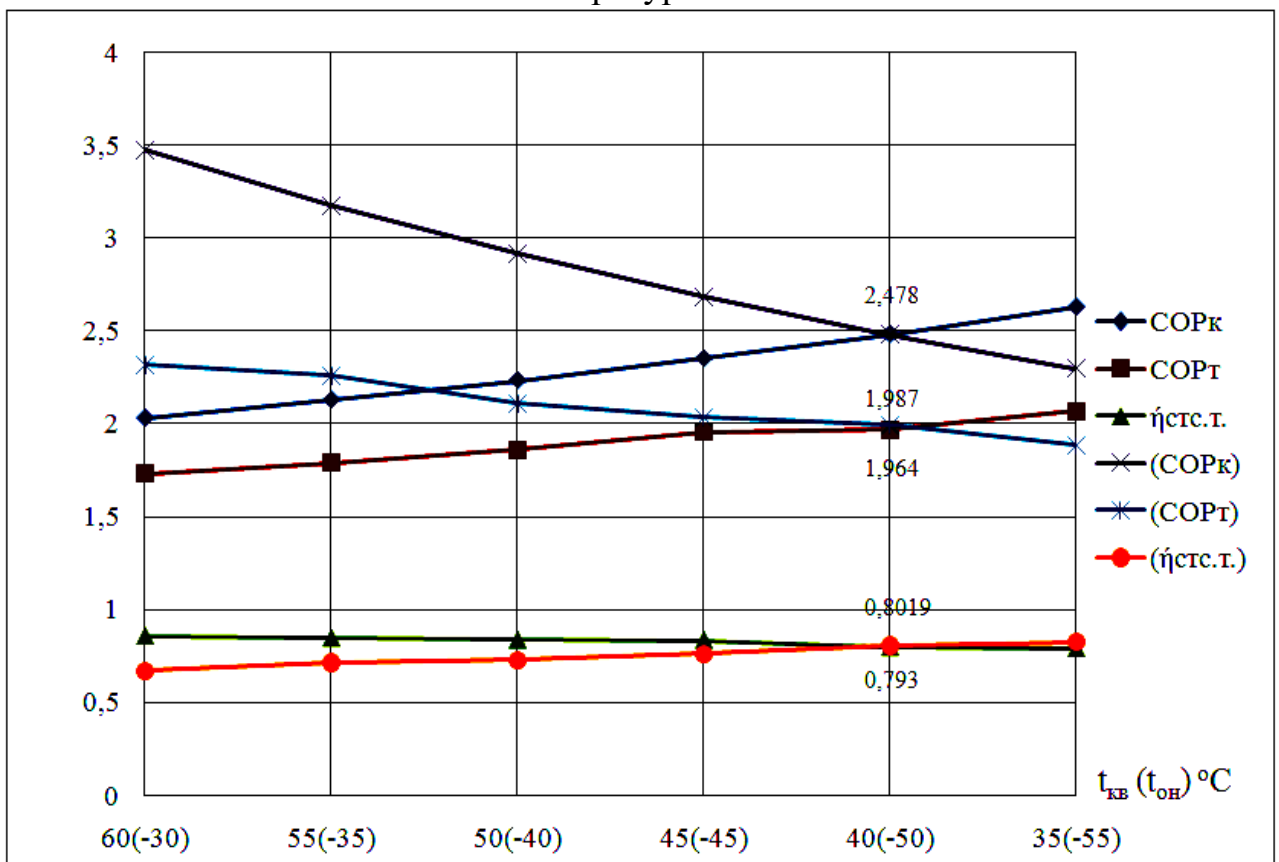


Рис. 4.3 Оптимальна температура конденсації (кипіння) каскадної холодильної машини на R290 і R744.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Висновки:

Варіантний тепловий розрахунок температури конденсації показав, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач.

При підвищенні температури кипіння нижнього каскаду термодинамічні характеристики циклу мають вищі показники.

Із Рис. 4.3 очевидно, що оптимальна температура конденсації холодильного агенту верхнього каскаду становить 40 °С, при температурі кипіння нижнього каскаду -50 °С. Даний температурний режим можна вважати оптимальним при інших рівних умовах.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

## РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Для аналізу даної статті введемо поняття теплового коефіцієнту  $\zeta$ , який є відношенням кількості тепла верхнього і нижнього каскадів вираженого через коефіцієнт перетворення COP:

$$\frac{\theta_H}{\theta_L} = 1 + \frac{1}{\beta} = \zeta \quad 5.1$$

Де:  $\theta_H$  - теплота конденсації верхнього каскаду (із теплового розрахунку);

$\theta_L$  - теплота, що поглинається нижнім каскадом;

$\beta$  – COP.

Оскільки в холодильному циклі COP стає більшим при зниженні температури кипіння і підвищенні температури конденсації то тепловий коефіцієнт (HRR) стає меншим, тому для даної каскадної схеми мінімум HRR може бути досягнений співвідношенням:

$$\zeta_c = \frac{T_K}{T_O} \quad 5.2$$

Величина  $\zeta$  - для даної системи із кінцевою різницею температур в проміжному теплообміннику повинна бути більша чим  $\zeta_c$ . Так як цикл замкнутий тепловий коефіцієнт може бути записаний як:

$$\zeta = \frac{\theta_H}{\theta_L} = \frac{\theta_H \theta_1}{\theta_1 \theta_L} = \frac{T_1 T_3}{T_2 T_4} \quad 5.3$$

Ексергія виходу визначиться як:

$$\Psi_{\text{виходу}} = \theta_H \left(1 - \frac{T_O}{T_H}\right) - \theta_L \left(1 - \frac{T_O}{T_L}\right)$$

5.4

Де:  $T_O$  - температура навколишнього середовища,

$T_H$  - температура конденсації,

$T_L$  - температура кипіння.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективність циклу отримується шляхом розділення загальної ексергії виходу системи за цикл отриманий роботою, що підводиться до нього.

$$\eta_{||} = \frac{\Psi_{\text{виходу}}}{W} = \frac{\theta_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) - \theta_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L}\right)}{\theta_H - \theta_L} \quad 5.5$$

Яку можна замінити на:

$$\eta_{||} = 1 - \frac{T_o}{T_H(\zeta - 1)} (\zeta - \zeta_c) \quad 5.6$$

Формула 5.6 ясно показує, що  $\eta_{||}$  залежить тільки від системи COP і температурного басейну системи, і безпосередньо не впливає на цикл рідкого холодильного агенту. Звідси поки COP зберігається постійним, для нерухомого басейну,  $\eta_{||}$  теж незмінна. Це справедливо тому що COP – це не монотонна функція циклу температур. Можливо отримати такий же COP в різних температурних циклах, якщо їх співвідношення однакові. Рівняння також доводить, що ефективність  $\eta_{||}$  зменшується лінійно із  $T_o$ , що означає що низька температура навколишнього середовища приведе до надлишкової роботи системи.

Звідси, темп охолодження можна виразити в умовах теплового коефіцієнту і ефективності як:

$$R = \frac{\psi}{\eta(\zeta - 1)} \quad 5.7$$

Цікаво відмітити, що якщо тепловий коефіцієнт HRR (heat rejection ratio) системи навколишньої температури і температурного басейну збережені постійними, норма виходу ексергії буде прямо пропорційна ефекту охолодження. Це означає що норма ексергії і максимуми досягнення темпу охолодження збігаються в одній точці.

Максимальна ексергія отримається із виразу:

$$\psi_{\text{max}} = \frac{K_{cp} K_{21}}{(\sqrt{K_{cp}} + \sqrt{K_{21}})^2} \cdot \frac{(T_L \zeta - T_H)}{T_H T_L \zeta} \cdot [T_H T_L (\zeta - 1) - T_o (T_L \zeta - T_H)] \quad 5.8$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Замінивши  $\frac{T_H}{T_L}$  на  $\zeta_c$  рівняння набуде наступного вигляду:

$$\psi_{\max} = K_o \frac{(\zeta - \zeta_c)^2}{\zeta \zeta_c} \left\{ T_H \left( \frac{\zeta - 1}{\zeta - \zeta_c} \right) - T_o \right\} \quad 5.9$$

Де: 
$$K_o = \frac{K_{cp} K_{21}}{(\sqrt{K_{cp}} + \sqrt{K_{21}})^2}$$

Використовуючи формулу 5.9 максимальний темп охолодження отримується як:

$$R_{\max} = K_o T_H \left( \frac{1}{\zeta_c} - \frac{1}{\zeta} \right) \quad 5.10$$

Цікаво відмітити, що математичне формулювання, що ми отримали може тільки передбачити оптимальне відношення проміжних температур, але не може зафіксувати їх результат, тому що проміжні температури незалежно не впливають на роботу, але їх співвідношення впливає і звідси вони не проявляються в рівняннях індивідуально.

Із формули 5.10 очевидно, що подальша оптимізація можлива із конденсації  $T_H$  і температури в камері  $\dot{O}_4$  як за рахунок їх величини. Ці умови і зумовлюють вимоги до системи. Це справедливо для малих домашніх холодильників, де зовнішнє середовище тепле і нема над ним ніякого впливу. Але на великих підприємствах де використовуються каскадні холодильні машини має місце використання їх одночасно для охолодження і нагріву. В таких системах вода може використовуватися для охолодження труб конденсатора і для регулювання її розходу, ефективно змінюючи  $T_H$ . Тому варто знайти оцінку  $T_H$  в значеннях інших параметрів, які оптимізують роботу системи. Оптимальний результат отримується із наступних рівнянь:

$$\frac{\partial \psi_{\max}}{\partial T_H} = 0; \quad T_{\text{Норт}} = T_L \zeta \sqrt{\frac{T_o}{T_o + T_L (\zeta - 1)}} \quad 5.12$$

Ми можемо оптимізувати формулу 5.10 по відношенню  $T_L$ . Безліч продуктів, включаючи швидкопсуочі, не потребують специфічної

температури для свого зберігання, натомість вони повинні зберігатись у визначеному діапазоні температур. Таким чином, під час проектування холодильних камер у нас є свобода вибору температури, яка повинна в них підтримуватись. В цьому місці оцінка температури кипіння  $T_L$ , яка оптимізує систему корисна. Цей оптимум отримується із рішення виразу:  $\frac{\partial \psi_{\max}}{\partial T_L} = 0$ ,

результатом якого є:

$$T_{Lopt} = \frac{T_H}{\zeta} \sqrt{\frac{T_o}{T_o - T_H \left( \frac{\zeta - 1}{\zeta} \right)}} \quad 5.13$$

Використовуючи умову для максимуму і зробивши другу похідну негативною отримуємо умову для розрахунку даної формули:

$$T_H < T_o \left( \frac{\zeta}{\zeta - 1} \right), \text{ або } T_{кв} < A, \quad A = T_{зв} \left( \frac{\zeta}{\zeta - 1} \right) \quad 5.14$$

Так ми бачимо, що є два шляхи оптимізації  $\psi_{\max}$ . Ми можемо одночасно вирішити 5.13 і 5.12 для отримання в цілому оптимальної температури і максимально можливої ексергії. Але, як і передбачалось, це приведе до високих значень  $T_H$  і  $T_L$ , які будуть нереальними. Тому ми обмежимо себе в оптимізації температури одного каскаду для збереження практичної користі дослідження.

Розрахунок проводимо в Mathcad змінюючи температури кипіння нижнього каскаду в діапазоні  $t_{он}=(-30\dots-55 \text{ }^\circ\text{C})$  і конденсації верхнього каскаду  $t_{кв}=(+35\dots+60 \text{ }^\circ\text{C})$  згідно із методикою розрахунку Розділу 3.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.1.

Як бачимо із розрахунків із пониженням температури конденсації на кожні  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ :

- ✚ Тепловий коефіцієнт  $\zeta$ ,  $\zeta_c$  знижується в середньому на 3%,
- ✚ Ефективність охолодження  $\eta$  підвищується в середньому на 1,5%,
- ✚ Ексергія циклу знижується на 15%,
- ✚ Темп охолодження зменшується в середньому на 1,12%

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Позначення	$\zeta$	$\zeta_c$	$\eta$	$\psi$	R	$\psi_{\max}$	R <sub>max</sub>	T <sub>кворт</sub>	T <sub>онорт</sub>	A
Розмірність	-	-	-	кВт	кВт	кВт	кВт	К	К	к
t <sub>кв</sub> =60 °С	1.93	1.49	0.937	1.802	0.702	2.3	1.891	332	251.4	627.5
t <sub>кв</sub> =55 °С	1.88	1.47	0.942	1.527	0.671	2.22	1.794	326.2	248.6	648.7
t <sub>кв</sub> =50 °С	1.82	1.45	0.947	1.288	0.642	2.14	1.698	320.6	246.1	672.1
t <sub>кв</sub> =45 °С	1.77	1.43	0.951	1.095	0.726	2.06	1.611	315.3	243.8	696.8
t <sub>кв</sub> =40 °С	1.75	1.4	0.951	1.099	0.771	1.97	1.634	313	239.7	708.3
t <sub>кв</sub> =35 °С	1.7	1.38	0.955	0.938	0.751	1.88	1.552	307.9	237.7	736.5
t <sub>он</sub> = -30 °С	1.526	1.288	0.648	0.418	0.544	1.42	1.4126	311	255.6	878.5
t <sub>он</sub> = -35 °С	1.567	1.315	0.663	0.459	0.595	1.55	1.4218	310.2	252.4	837.8
t <sub>он</sub> = -40 °С	1.639	1.343	0.656	0.552	0.651	1.69	1.5635	312.7	247.1	777.3
t <sub>он</sub> = -45 °С	1.69	1.373	0.665	0.609	0.704	1.83	1.5917	312.6	243.6	742.3
t <sub>он</sub> = -50 °С	1.743	1.404	0.675	0.669	0.762	2.08	1.621	312.5	240.1	711
t <sub>он</sub> = -55 °С	1.822	1.436	0.673	0.771	0.823	2.14	1.6402	314.9	235.1	671.6

При зниженні температури конденсації на кожні 5 °С:

- ✚ Тепловий коефіцієнт  $\zeta$ ,  $\zeta_c$  підвищується в середньому на 2,8%,
- ✚ Ефективність охолодження  $\eta$  підвищується в середньому на 0,66%,
- ✚ Ексергія циклу збільшується середньому в на 7,66%,
- ✚ Темп охолодження збільшується в середньому на 7,66%.

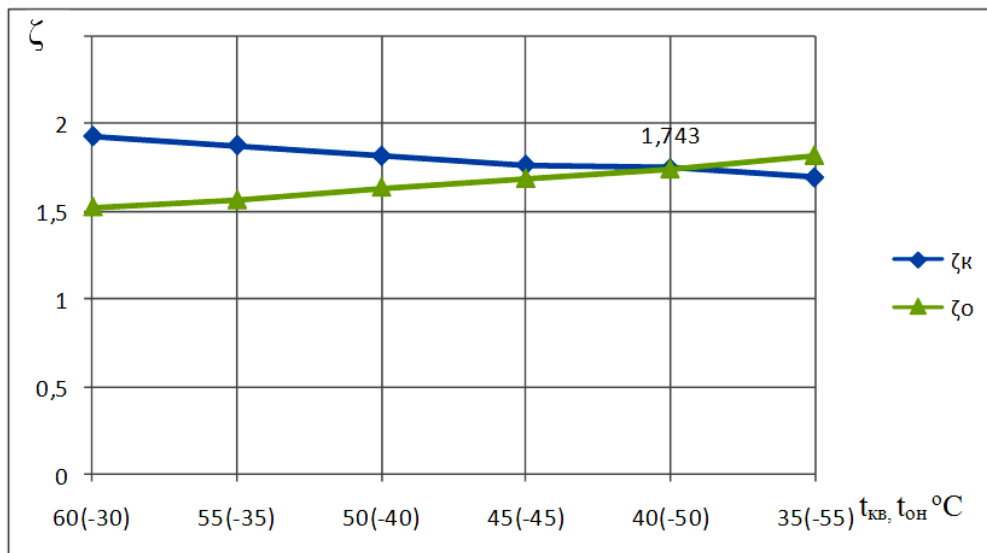


Рис.5.1 Залежність теплового коефіцієнта від температури конденсації (кипіння).

Тепловий коефіцієнт (HRR) зменшується із зниженням температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння. Оскільки ефективність циклу більша при меншому значенні теплового коефіцієнту (із фізичного смислу) то можна зробити висновок, що зниження температури конденсації збільшує ефективність машини вцілому. Як і передбачалось оптимальне значення теплового коефіцієнта ( $\zeta=1,74$ ) в точці перетину характеристик при температурі конденсації  $40^\circ\text{C}$ , і температурі кипіння  $-50^\circ\text{C}$  (Рис.5.1).

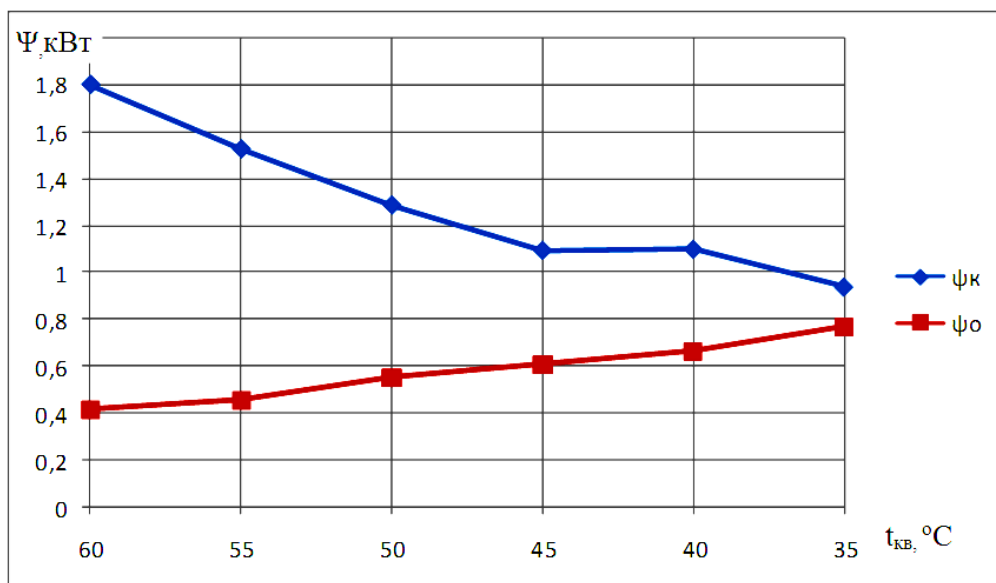


Рис.5.2 Залежність ексергії від зміни температури конденсації  $\Psi_k$ , і температури кипіння  $\Psi_o$ .

Ексергія циклу максимальна при більшій різниці температур конденсації верхнього каскаду і кипіння нижнього, як і зазначалось у розділі 1.

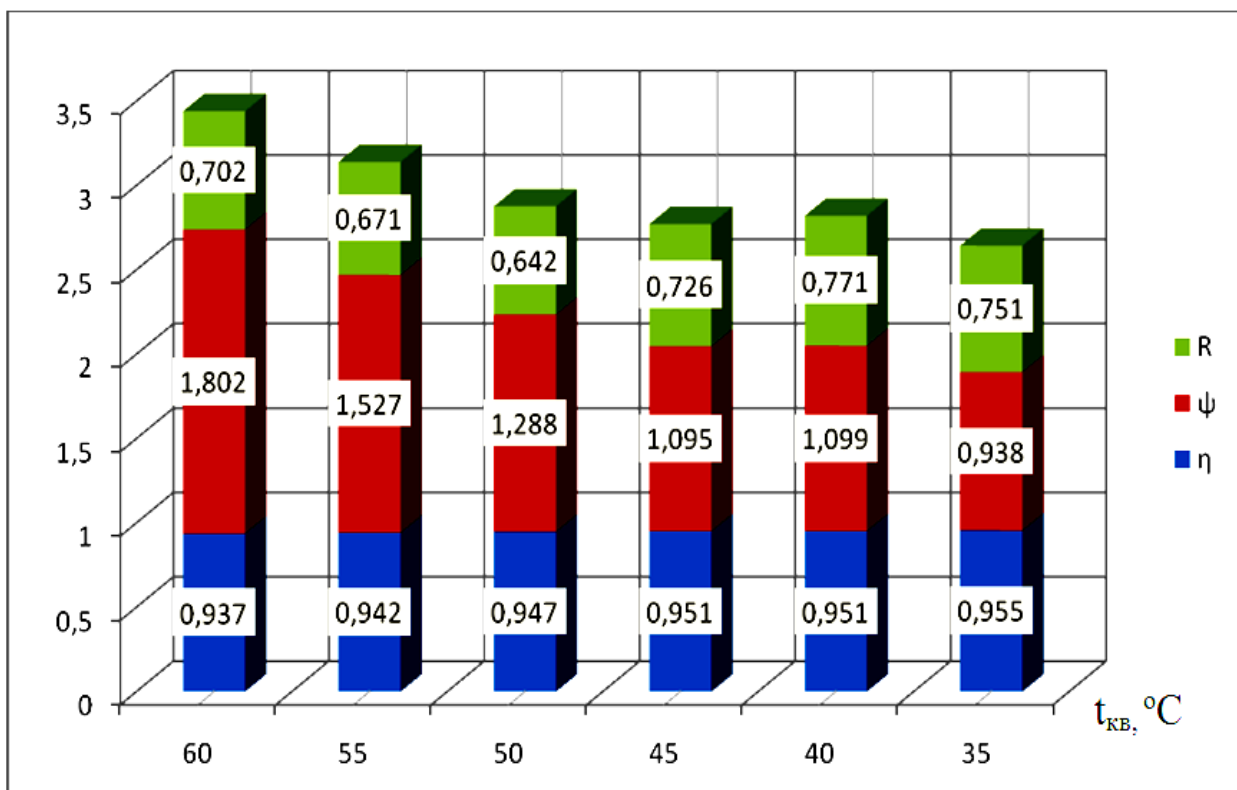


Рис.5.3 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури конденсації.

Якщо, умовно узагальнити ексергетичні показники темпу, ефективності охолодження і ексергії циклу, то при зниженні температури конденсації вони будуть зменшуватись (Рис.5.3), а при збільшенні температури кипіння навпаки (Рис.5.4). Це можна пояснити тим, що зменшується різниця температур кипіння і конденсації внаслідок чого знижується тепловий коефіцієнт очевидно, що робота циклу покращується.

Якщо ж узагальнити ексергетичні показники при зміні температур конденсації і кипіння таким чином щоб максимаобна температура конденсації відповідала мінімальній температурі кипіння то сумарна гістограма матиме спадаючий вигляд (Рис.5.5).

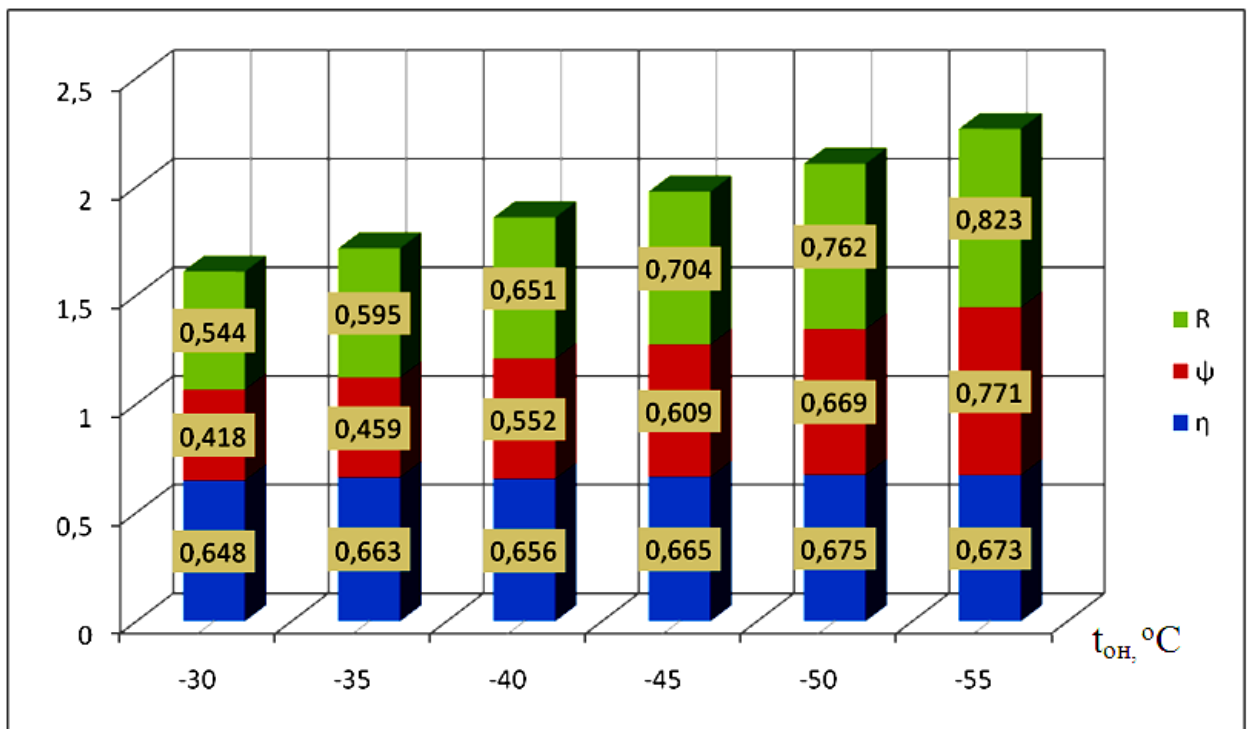


Рис5.4 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури кипіння.

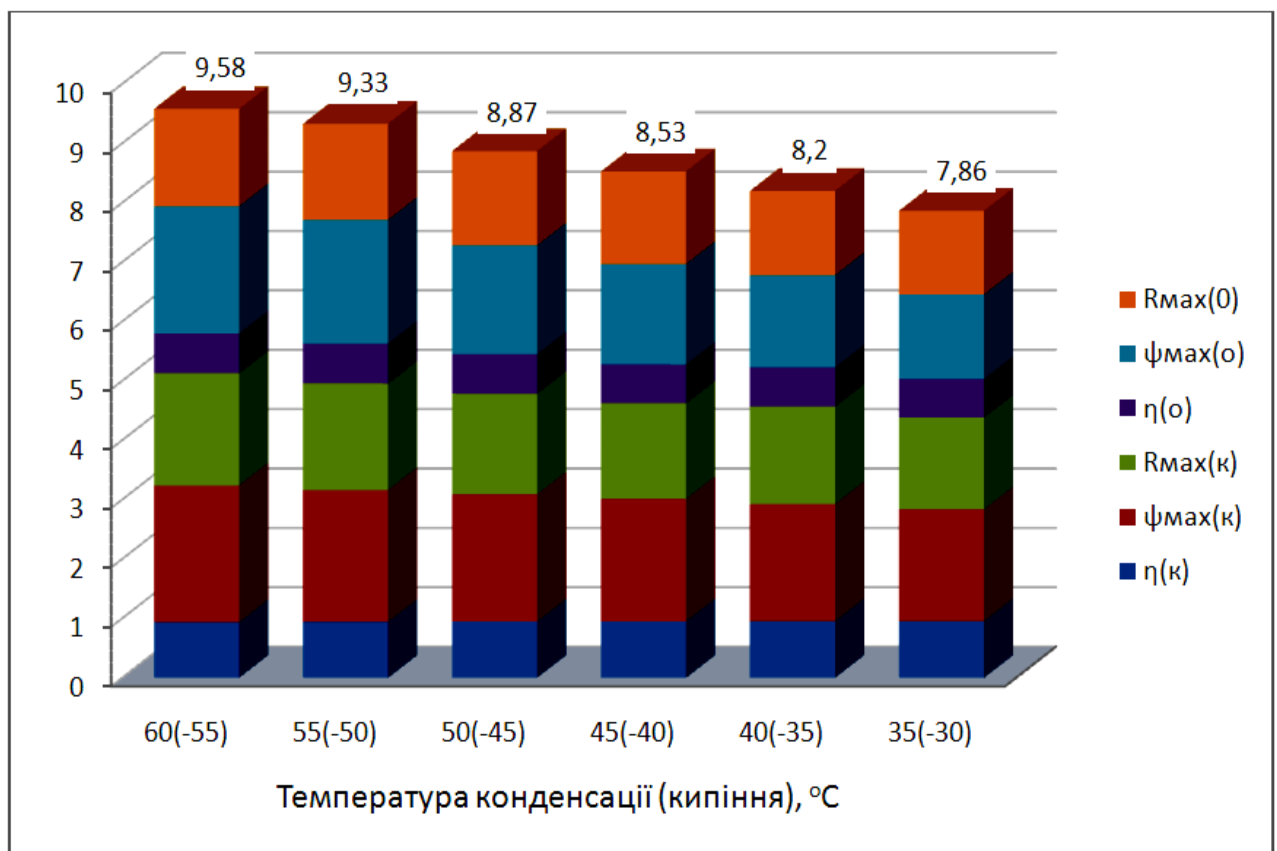


Рис5.5 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури конденсації і кипіння.

Висновок.

Аналіз каскадного циклу і оптимізація проміжних температур при максимальній ексергії і холодильного ефекту був проведений аналітично, на основі статті Міжнародного журналу холоду “Максимізація ексергії каскадної холодильної установки і числове моделювання надкритичної каскадної машини вуглекислота – пропан” [3].

Оскільки надкритична область характеризується специфічними характеристиками холодильних агентів ми розробили каскадну холодильну машину із пропаном, в якості холодильного агента верхнього каскаду, і вуглекислотою (докритична область), в якості холодильного агента нижнього каскаду. Розрахунки показують:

- ✚ Ефективність охолодження  $\eta$  зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Ексергія циклу зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Темп охолодження зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Тепловий коефіцієнт  $\zeta$ ,  $\zeta_c$  зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння.

Як бачимо всі вищезазначені показники мають максимальне значення коли різниця температур має більше значення, але оскільки вони всі виведенні на основі теплового коефіцієнта (HRR), який обернено пропорційно характеризує ефективність машини, то дану систему буде доцільніше експлуатувати при мінімальній різниці температур кипіння і конденсації.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

При переведенні холодильного обладнання на альтернативні холодильні агенти надзвичайно актуальною стає задача вибору робочого тіла, яке володіє високою екологічною чистотою та максимальною енергетичною ефективністю.

При умовах гострої енергетичної кризи в Україні задача вибору альтернативних робочих тіл для холодильного обладнання має пріоритетне значення, оскільки буде визначати конкурентоспроможність виробляемого холодильного обладнання, в значній мірі сприяти зниженню енергетичних витрат при виробництві штучного холоду.

Після детального дослідження можливих комбінацій холодильних агентів на каскадній холодильній установці ми зупинились на вуглекислоті (верхній каскад) і пропанові (нижній каскад).

Вуглекислота ( $\text{CO}_2$ ) — належить до групи загальноотруйної дії. Маючи спорідненість до гемоглобіну приблизно в 300 разів вищу, ніж у кисню, витісняє його з неміцної сполуки з гемоглобіном і разом із цим блокує дихальні ферменти, що перешкоджає переносу кисню, його передачі і засвоєнню тканинами. Сполука  $\text{CO}_2$  із гемоглобіном називається карбоксигемоглобін. Наростання кількості карбоксигемоглобіну в крові призводить до гіпоксії, а потім аноксії — припинення тканинного дихання, що веде до тяжких уражень та смерті.

Оксид вуглецю не має подразнюючої дії і його неможливо визначити по запаху.  $\text{CO}_2$  — це безбарвний газ, без смаку, іноді з дуже слабким часниковим запахом. Густина за повітрям 0,96. В суміші з киснем вибухає. Майже не поглинається активовані вугіллям, тобто звичайні протигазу марні. Гранично допустима концентрація  $\text{CO}_2$  у повітрі: 1,7-2,3 мг/л — небезпечна після годинного впливу 4,6 мг/л і вище — смерть при експозиції менше, ніж за годину.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

Пропан,  $\text{C}_3\text{H}_8$ , насичений вуглеводень; безбарвний горючий газ, без запаху; температура спалахування  $187,7\text{ }^\circ\text{C}$ , температура кипіння -  $42,1\text{ }^\circ\text{C}$ ; межі вибуховості в суміші з повітрям 2,1—9,5% (за об'ємом); міститься в природних і попутних нафтових газах, в газах, що отримуються з  $\text{CO}$  і  $\text{H}_2$ , а також при переробці нафти. У промисловості каталітичним дегідруванням пропану отримують пропилен, нітрацією — нітрометан (у суміші з нітроетаном і нітропропаном); пропан використовують також як розчинник (наприклад, при депарафінізації нафтопродуктів), в суміші з бутаном — як побутовий газ.

Класифікація приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом. Згідно нормативному документу «Правила устрою і безпечної експлуатації холодильних установок» категорія приміщень лабораторних установок по вибуховій, вибухово-пожежній і пожежній небезпеці, по мірі небезпеки поразки електричним струмом відповідає Сніп 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ (Правила устрою електроустановок). Згідно «Правил улаштування електроустановок» холодильна установка відноситься до приміщень напругою до 1000В

Випробування посудів, працюючих під тиском.

Сосуди підлягають технічному освідоцтву: внутрішньому огляду, гідравлічним випробуванням (оскільки вони встановлені перед пуском в роботу), внутрішньому нагляду у раз на два роки, гідравлічним випробуванням – один раз на вісім років.

При гідравлічному випробуванню пробним тиском час витримки сосуда залежить від товщини стінки сосуда: до 50мм – 10хв, 50 ÷ 100мм – 20хв, більш ніж 100мм – 30хв. Вилиті сосуди, незалежно від товщини стінки витримують під пробним тиском 60хв. Сосуд вважається витримавшим випробування, якщо не виявлено ознак розривів, течі, сльозок, в зварювальних з'єднаннях і основному металі, видимих залишкових деформацій.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні вимоги до конструкції сосуда наступні: надійність, безпека в експлуатації, можливість проведення оглядів, очистки, промивання та ремонту.

Випробовування на міцність та щільність проводимо повітрям. Тиск поетапно збільшуючи із зупинками через 0,3МПа. На стороні нагнітання - тиск 2,5МПа, а на стороні всасування – 2МПа. Тиск утримуємо протягом 5хв. після чого знижуємо до максимального робочого. на стороні нагнітання – 2МПа, на стороні всасування – 1,6МПа утримуємо протягом 15годин. У перші три години здійснюється вирівнювання температури та тиску. Наступні 12годин не припускається зміна тиску по манометру класу 1,5 , після цього систему вакуумуємо до залишкового тиску 5,3КПа і утримуємо протягом 18 годин. В перші 6 годин припускається підвищення тиску, але не вище ніж на 50% від початкового вакуумування.

Розрахунок та підбір запобіжного клапану.

Апарати та сосуди із безпосереднім охолодженням мають пружинні запобіжні клапани у відповідності з вимогами «правил устрою та безпечної експлуатації судів, що працюють під тиском». Установка запорної арматури між апаратом та запобіжним клапаном заборонена. Необхідна установка переключаючогося вентилія із двома запобіжними клапанами.

Випуск холодильного агента в атмосферу через запобіжний клапан виконуємо за допомогою трубопроводу, виведеного на один метр вище конька даху самої високої будівлі у радіусі 50 метрів від лабораторії.

Пропускную спроможність клапана вибираємо із врахуванням максимально можливого утворення в суді та надходженню до нього пару з живильного джерела, при відсутності розходу із суду.

$$M = \mu \cdot F \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)},$$

де  $\mu = 0,6$  – коефіцієнт розходу;

$F$  – площа перерізу клапану, м<sup>2</sup>;

$\beta$  – коефіцієнт, залежний від показника адіабати;

$\rho$  – щільність сереловища для параметрів  $P_1$  та  $t_1$ ;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$P_1$  – максимальний абсолютний тиск перед запобіжним клапаном, Па;

$P_2 = 0,1 \cdot 10^6$  – тиск поза запобіжним клапаном, Па.

Площа перерізу клапана (для компресора верхнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)} \cdot 10^6}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 6,08 \cdot (0,299 - 0,1)} \cdot 10^6} = 0,4588 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4588 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,024 \text{ м, приймаємо } d_y = 30 \text{ мм.}$$

Площа перерізу клапана (для компресора нижнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)} \cdot 10^6}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 14,28 \cdot (0,6 - 0,1)} \cdot 10^6} = 0,188 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,188 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0155 \text{ м, приймаємо } d_y = 20 \text{ мм.}$$

Не рідше одного разу на 12 місяців запобіжні клапани перевіряємо на стенді на спрацювання, а потім опломбовуємо.

Контрольно-вимірювальні прилади.

В приміщенні лабораторії використовуємо манометри класу точності 1,5 і встановлюємо їх таким чином щоб виключити вібрацію та щоб їх показники було чітко видно, циферблат розташовуємо вертикально або з нахилом в перед до 30°.

Манометри і мановакуметри, встановлені на висоті 3-5 метрів від рівня обслуговування мають діаметр не менш 0,2 метрів. Усі встановлені манометри опломбовані та мають тавро перевірки. Перевірка манометрів здійснюється щорічно. Терміни держперевірки – 1 рік.

Організація безпечної експлуатації холодильної установки лабораторії.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До обслуговують холодильну установку особи, не молодше 18років, які пройшли медичний огляд та які мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильної установки;
- для слюсарів КВП (контрольно-вимірювальні прилади) та автоматики;
- по автоматизації холодильної установки.

До самостійного обслуговування холодильної установки машиністи допускаються тільки після проходження стажування терміном не менше 1місяця, в результаті якого вони опановують обслуговування конкретної установки та підтримці нормальних режимів її роботи та відповідної перевірки знань.

Стажування проводиться досвідчені наставники. Допуски до стажування та самостійної роботи здійснюються розпорядженням по лабораторії. Персонал, працюючий в лабораторії проходить інструктаж з охорони праці.

Заправка холодильних установок холодильним агентом.

Перед заповненням холодильної установки холодильним агентом перевіряємо, щоб в балоні містився відповідний холодильний агент. Перевірка проводимо по величині тиску пари холодильного агенту при температурі балона , рівній температурі навколишнього повітря. Перед перевіркою балон знаходиться в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодильного агенту від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насиченої пари.

Забороняється заповнювати холодильну установку холодильним агентом, що не має документації, підтверджуючої його якість.

Відкриваємо колпачкову гайку на вентилі балона в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балона має бути направлений убік від працівника. .

Не допускається залишати балони з холодильним агентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї холодильного агенту.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заповнення холодильним агентом виконують організації - виготовлювачі, якщо це не заперечує документація на установку.

Поповнення установок холодильним агентом виконується відповідно до вимог, викладених в інструкції організації-виготовлювача. Балони з холодильним агентом зберігаються на спеціальному складі.

Балон забороняється поміщати біля джерел тепла і токоведущих кабелів і дротів. Норма заповнення не перевищує допустимих значень, вказаних, зокрема, в Правилах пристрою і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском. Перевірка наповнення балонів виконується зважуванням. Первинне заповнення холодильної установки холодильним агентом оформляється актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодильного агенту).

Пожежна профілактика.

Границі вогнестійкості будівельної конструкції, яка визначається від початку випробування конструкції на вогнетримкість до виникнення до однієї із наступних ознак: утворення в конструкції наскрізних тріщин або наскрізних отворів, через які проникають продукти горіння або полум'я, підвищення температури на непідігрівасій поверхні конструкції більше ніж на 180°C у порівнянні з температурою до випробування; втрата конструкцією несущої спроможності (звалення).

Для захисту будівлі від розповсюдження пожежі на весь об'єкт (при виникненні на якій-небудь ділянці) передбачуються протипожежні перегородки. До них відносять протипожежні стіни, перегородки, перекриття, конструкції протипожежних зон, а також заповнення світлових проїомів в протипожежних перегородках виконуються із негорючих матеріалів.

Пожежна сигналізація.

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація грають важливу роль у своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежного підрозділу до місця пожежі.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

Електричну пожежну сигналізацію складаємо установлені на ділянках і цехах лабораторії оповіщувачі, з допомогою котрих сигнал передається на пункт зв'язку, пожежної частини.

Теплові оповіщувачі працюють при підвищені температури оточуючого середовища. Приймальна станція, отримавши сигнал з оповіщувача перетворює його у звукові та світлові сигнали.

#### Пожежний інвентар.

На території лабораторії встановлюються спеціальні пожежні щити з набором засобів первинного пожежетушіння:

- вогнегасник пінний – 2 шт.;
- вогнегасник вуглекислотний – 1 шт.;
- ящик з піском ( $V=0,1 \text{ м}^3$ ) та лопата;
- багор;
- відро;
- лом;
- щільне полотно (волок, асбест).

Для гасіння пожеж у початкової стадії застосовуємо пінні хімічні вогнегасники. Промисловість випускає вогнегасник ВХП-10 (вогнегасник хімічний пінний, модель 10).

Забороняється застосовувати цей тип вогнегасника для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, так як утворена піна електропровідна. Час роботи вогнегасника 60-65секунд.

Вуглекислотні вогнегасники застосовуємо для гасіння пожеж у електроустановках, що знаходяться під напругою.

Промисловість випускає вогнегасники ВВ-2, ВВ-5, ВВ-8 (вогнегасник вуглекислотний місткістю 2, 5 та 8 літрів).

Порошкові вогнегасники застосовуємо для гасіння горючої рідини та електроустановок, що знаходяться під напругою. Промисловість випускає порошкові вогнегасники трьох типів ВП-1 «Спутнік», ВП-1Б Момент та ВПЕ-10. Дія вогнегасника 20-50секунд.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Заземлення.

Захисне заземлення – намірене з'єднання з землею металевих частин обладнання, яке не знаходиться під напругою у звичайних умовах, але які можуть опинитися під напругою в результаті порушення ізоляції електроустановки. Опір ізоляції не менше 0,5 МОм.

Ідея захисного заземлення складається в тому, що при появі на металевих частинах об'єкта, який захищається, створити основний шлях для утічки струму в землю не через тіло людини, а через заземлюючий провід.

В якості заземлюючих проводів використовують спеціальні провідники.

Для визначення технічного стану заземлюючих пристроїв здійснюємо огляди, при яких перевіряємо наявність електричного кола між заземленим обладнанням та заземлювачем і вимірюємо опір заземлюючих пристроїв, не ріже одного разу на рік. Гранично припустимий опір заземленого пристрою в установках з напругою до 1000В не перевищує 4Ом.

## Розрахунок заземлюючого обладнання.

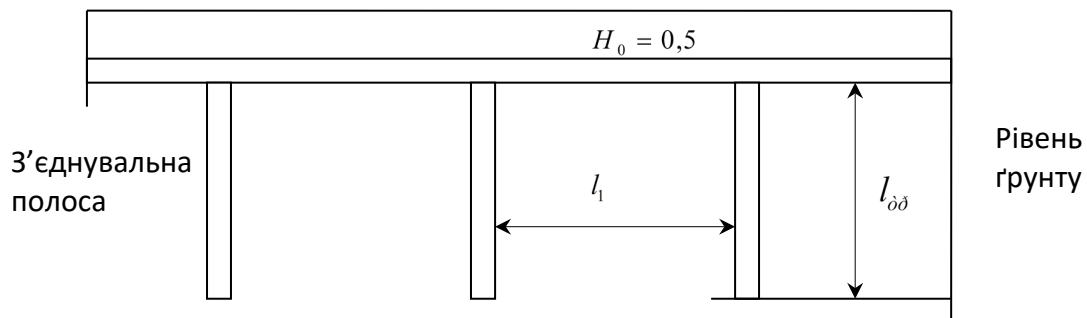


Рис. 6.1 - Схема системи заземлення.

1. Визначимо дійсний опір ґрунту:

$$\rho_{\delta\delta} = \rho_{\delta\delta\zeta} \cdot \varphi, \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

де  $\rho_{\delta\delta\zeta} = 0,4 \cdot 10^2$  – фізичний опір ґрунту;

$\varphi$  – кінетичний коефіцієнт,  $\varphi = 1 \div 2$ , обираємо  $\varphi = 1,1$ .

$$\rho_{\delta\delta} = 0,4 \cdot 10^2 \cdot 1,1 = 0,44 \cdot 10^2 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

2. Визначимо опір одного вертикального заземлювача:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = \frac{\rho_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{2 \cdot \pi \cdot l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4H + l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{4H - l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}} \right)$$

$$H = H_0 + \frac{l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{2}, \text{ м} \quad H = 0,5 + \frac{2,5}{2} = 1,75 \text{ м.}$$

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = \frac{0,44 \cdot 10^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 2,5}{0,06} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,75 + 2,5}{4 \cdot 1,75 - 2,5} \right) = 18,15 \text{ Ом.}$$

3. Визначаємо кількість стержнів:

$$n_1 = \frac{R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}i}}, \text{ шт. } R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}i} = 4 \text{ Ом.}$$

$$n_1 = \frac{18,5}{4} = 4,6$$

приймаємо  $n_1 = 6$ ,

при довжині труби  $l_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = 2$  м і відстані між ними  $l_1 = 6$  м,  $\frac{l_1}{l_2} = 3$ .

Коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів:  $\eta = 0,85$ .

4. Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}^{\dot{\eta}\dot{\eta}} = \frac{R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{n \cdot \eta} = \frac{18,15}{6 \cdot 0,85} = 3,55 \text{ Ом.}$$

5. Визначаємо довжину з'єднувальної полоси:

$$L_n = (n - 1) \cdot l_1 + 50 \div 100, \text{ м}$$

$$L_n = (6 - 1) \cdot 6 + 82,5 = 112,5, \text{ м}$$

6. Визначаємо опір з'єднувальної полоси:

$$R_n = \frac{\rho_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{2\pi \cdot L_n \cdot \eta} \cdot \ln \frac{2 \cdot L_n^2}{b \cdot H_0}, \text{ Ом}$$

$b = 0,05$  м – ширина полоси;

7. загальний опір системи заземлення:

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}^{\dot{\eta}\dot{\eta}} = \frac{R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}^{\dot{\eta}\dot{\eta}} \cdot R_n}{R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}^{\dot{\eta}\dot{\eta}} + R_n}, \text{ Ом;}$$

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}^{\dot{\eta}\dot{\eta}} = \frac{3,55 \cdot 13,4}{3,55 + 13,4} = 2,8 \text{ Ом.}$$

$$R_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} < 4 \text{ Ом.}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробнича санітарія.

Лабораторія є просторою, добре освітленою, обігрітою, в перехідний та холодний періоди року. Об'єм приміщення лабораторії на кожного працюючого складає більше 1,5м<sup>3</sup>, а площа приміщення – не менше 4,5м<sup>2</sup>.

Конструкції зовнішніх огорожень опалювального приміщення виключають утворення конденсату на їх внутрішніх поверхнях.

Для попередження поглинання і накопичення токсичних речовин та руйнування агресивними речовинами внутрішніх поверхонь приміщень захищені глазурованими керамічними плитками кислототривкими штукатурками, олійними фарбами та іншим подібним покриттям, яке легко піддається чищенню. Підлога лабораторії виготовлена із вологогазонепроникненого матеріалу (бетону).

Вентиляція.

Утворення сприятливих метеорологічних умов на робочих місцях залежить від раціонального устрою систем вентиляції, кондиціонування повітря та опалення.

За характером дії вентиляцію розділяють на приточну, витяжну та приточно-витяжну, за місцем дії – загально обмінну та місцеву.

В приміщень є аварійна та витяжна вентиляцію.

Найбільш ефективною є приточно-витяжна вентиляція, яка здійснюється за допомогою вентиляторів одночасну подачу свіжого повітря та видалення забрудненого. Лабораторії обладнують вентиляцією із кратністю циркуляції 3 для приточної та 4 для витяжної.

Кількість повітря, необхідного для вентиляції визначаємо знаючи кількість виділяємих шкідливих речовин і їх концентрації у видаленому і приточному повітрі. Для приблизних розрахунків використаємо метод кратності:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где  $k$  – коефіцієнт кратності, 1/год,

$V$  – об'єм приміщення, м<sup>3</sup>,

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо наступні коефіцієнти кратності вентиляції:

Витяжна:  $k = 4$ ;

Приточна:  $k = 3$ ;

Аварійна:  $k = 4$ .

Об'єм приміщення лабораторії складає:

$$V = A \cdot B \cdot H, \text{ м}^3$$

де  $A$  – довжина,  $A = 6,0 \text{ м}$ ;

$B$  – ширина,  $B = 4,0 \text{ м}$ ;

$H$  – висота,  $H = 3,2 \text{ м}$ .

$$V = 6 \cdot 4 \cdot 3,2 = 76,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

1 визначаємо продуктивність вентиляції по кратності повітрообміну:

$\text{м}^3/\text{год}$  ;

$$L_{\text{прит}} = 3 \cdot 76,8 = 230,4 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$L_{\text{авар}} = 4 \cdot 76,8 = 307 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2. Потужність електродвигуна вентилятора визначаємо по формулі:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_{\text{н}} \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент.}} \cdot \eta_{\text{перед.}}}, \text{ кВт}.$$

де  $\Delta P_{\text{н}}$  - втрати тиску в мережі трубопроводів;

Для розрахунків приймаємо високонапорний вентилятор  $\Delta P_{\text{н}} = 3000 \text{ Па}$ ;

$\eta_{\text{вент}}$  – К.К.Д. вентилятора

$$\eta_{\text{вент.}} = 0,6 \div 0,8, \text{ приймаємо } \eta_{\text{вент.}} = 0,7$$

$\eta_{\text{пр}}$  – К.К.Д. привода вентилятора

$$\eta_{\text{пр.}} = 0,9 \div 1, \text{ приймаємо } \eta_{\text{пр.}} = 0,95.$$

$$N_{\text{вит}} = \frac{4 \cdot 307 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 1,54 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{прит}} = \frac{3 \cdot 230 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 0,86 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{авар}} = \frac{4 \cdot 307 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 1,54 \text{ кВт}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У відповідності із розрахунку по каталогу підбираємо вентилятор.

Розрахунок освітлення.

Розрахунок системи штучного освітлення проводим по наступним даним:

Довжина приміщення,  $A = 6,0$  м;

Ширина приміщення,  $B = 4,0$  м;

Висота підвісу світильника  $H = 3,2$  м;

Напруга в мережі  $V = 220$  В.

Вибираємо в якості джерела світла газорозрядні лампи. Система освітлення - загальна. Вибираємо світильник типу ПВЛП.

Відстані між центрами світильників ( $L$ ) до висоти їх підвісу ( $H_{\text{раб}}$ ) складає:

$$H_{\text{раб}} = H - 0.8 = 3.2 - 0.8 = 2.4 \text{ м}$$

В даноум випадку приймаємо  $\frac{L}{H_{\text{раб}}} = 1,5$

$H_{\text{раб}} = 2.4$  м, тоді  $L = 3.6$  м

Визначаємо кількість необхідних світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2}$$

Визначаємо світловий потік ламп світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ лм}$$

де  $E_n$  – мінімальна нормуємо освітленість, приймаємо  $E_n = 400$  лк,

$S$  – площа приміщення,  $S = 24,0$  м<sup>2</sup>,

$k$  – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп,  $k = 1,5$ ,

$z$  – відношення середньої освітленості до мінімальної,

$z = 1,1$  (для люмінесцентних ламп),

$\eta$  – коефіцієнт, використання світлового потоку, який залежить від індекса приміщення -  $i$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_{\text{раб.}} \cdot (A + B)},$$

$$i = \frac{6.0 \cdot 4.0}{2.4 \cdot (6.0 + 4.0)} = 1$$

$$\Phi = \frac{400 \cdot 24 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 100}{2 \cdot 0.39} = 20307 \text{ лм}$$

У відповідності із виконаним розрахунком вибираємо 4 світильника із двома лампами (n=2) ЛБ 80 (r =80 Вт) із світловим потоком 10440 лм.

Потужність світильників:

$$R = r \cdot N \cdot n = 80 \cdot 4 \cdot 2 = 640 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога.

Поразка холодильним агентом.

При отруєнні постраждалого необхідно вивести на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При цьому слід звільнити його від стискаючого дихання одягу, зняти забруднений холодильним агентом одяг і надати постраждалому повний спокій. У всіх випадках отруєння давати вдихати йому медичний кисень протягом 30...45 хвилин (з гумової подушки, балона), зігріти хворого (обкласти грілками). В випадку глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, аби не викликати опіків. Необхідно постраждалому давати пити міцний солодкий чай або каву, вдихати з вати нашатирний спирт. Незалежно від стану постраждалого має бути викликана швидка допомога.

За наявності явищ роздратування слизової оболонки виконуємо полоскання носа і глотки 2 %-вим розчином соди або водою. При попаданні холодильного агента в очі здійснюємо рясне промивання очей струменем чистої води. Потім до приходу лікаря надіваємо темні захисні окуляри. Не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні холодильного агента на шкіру спостерігається процес її відмороження. В цьому випадку занурюємо уражену кінцівку в теплу воду (35...40 °С) на

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5...10 хвилин. Після цього на пошкоджену ділянку накладаємо марлеву пов'язку. В випадку появи пухирів накладаємо марлеву пов'язку на пухірі.

В лабораторії є аптечка із засобами для надання долікарської допомоги:

- нашатирний спирт (для дихання);
- валеріанові краплі;
- двовуглекисла сода (для промивання очей або полоскання горла);
- темні захисні окуляри;
- мазь Вишневського або Пеніцилін (для змазування пошкодженої поверхні шкіри);
- серветки, вата, бинти;
- дерев'яні лопатки (для узяття і накладення мазі). В спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і устаткуванням до нього.

#### Ураження електричним струмом.

Перша перед лікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги. Звільнення потерпілого від дії струму здійснюється кількома способами. Найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини (наприклад, далеко розташований вимикач), можливо при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу. Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану.

Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, забезпечуємо повний спокій до

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

прибуття лікаря або терміново доставляємо до лікувальної установи. За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця рівно і зручно укладаємо постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечуючи притік свіжого повітря.

Якщо постраждалий погано дихає або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, робимо штучне дихання. За відсутності ознак життя робимо штучне дихання і зовнішній масаж серця.

#### Висновки.

Лабораторна дослідна установка – складний інженерний комплекс, який при порушенні, або недотриманні вимог правил техніки безпеки є аварійно-небезпечним. А саме – можливий викид холодильного агенту із його подальшим спалахуванням при порушенні щільності судів, апаратів, трубопроводів. Крім цього викид холодильного агенту може бути причиною задухи або отруєння людей продуктами розкладення при їх сполученні з відкритим вогнем. Тому дотримання вимог охорони праці дозволяє звести до мінімальної вірогідності можливої травми, ураження витокami холодильного агенту або захворювання працюючого персоналу.

Вище наведені розрахунки встановлюють слідуючі першочергові заходи для безпечного дослідження установки:

- все обладнання, що працює під тиском випробовується на міцність і щільність,
- встановлюється запобіжний клапан відповідного перепізу,
- заповнення холодильними агентами проводить фірма постачальник,
- встановлюється захисне заземлення,
- встановлюється система вентиляції, освітлення відповідних характеристик.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Організаційне обґрунтування проекту. Класифікаційна оцінка різновиду проекту.

клас – монопроект;

тип – технічний;

вид – дослідницько-освітній;

тривалість – короткостроковий;

складність – простий;

рівень – галузевий.

Визначення мети й результатів проекту.

Мета – дослідження і розробка каскадної холодильної установки, яка працює на вуглекислоті та пропані.

Результати:

- а) розрахунки вартості розробки і дослідження каскадної машини ;
- б) установка, монтаж, налагодження й перевірка ситеми холодильного обладнання;
- в) технічна документація й паспорт, посібник з експлуатації.

Життєвий цикл проекту:

Фаза концепції проекту:

- а) збір даних і аналіз сучасного стану на ринку робочих тіл;
- б) установлення потреби в результатах;
- в) твердження концепцій.

Фаза розробки:

- а) установлення ділових контактів і вивчення цілей, мотивів і вимог замовника й власника;
- б) розвиток концепцій, планування предметної області й інших елементів проекту;
- в) розробка зведеного плану.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

Фаза реалізації:

- а) організація виконання робіт;
- б) детальне проектування й технічні специфікації;
- в) інформаційний контроль над виконанням робіт;
- г) керівництво й координація робіт, регулювання основних показників проекту;
- д) підтвердження закінчення робіт.

Фаза завершення:

- а) експлуатаційні випробування остаточного продукту проекту;
- в) підготовка документів і здача холодильної установки замовникові;
- г) оцінка результатів проекту й підведення підсумків;
- д) підготовка підсумкових документів і закриття проекту.

Визначення навколишнього середовища проекту (зовнішнє, внутрішнє) і учасників проекту.

Учасники:

- 1) замовник проекту;
- 2) команда проекту;
- 3) керівник проекту;
- 4) контрагенти проекту;
- 5) рицензори проекту;
- 6) органи влади;
- 7) виробники й споживачі кінцевого продукту.

Зовнішні фактори:

- політична стабільність; підтримка проекту урядом;
- джерела інвестицій і капітальних вкладень;
- тарифи й податки; рівень цін; рівень життя й умови;
- відношення місцевого населення до проекту;
- рівень розвитку фундаментальних і прикладних наук;
- рівень інформаційних технологій і комп'ютеризації;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

- енергетичні системи;
- Внутрішні фактори:
- постачальники ресурсів ;
  - розвиток банківської структури ;
  - засобу масової інформації.

Економічний розрахунки.

Метою цього розділу є техніко-економічна оцінка пропонованого об'єкту й доведення економічної доцільності запропонованого варіанту.

Розрахунки капітальних вкладень.

Капітальні витрати складаються з витрат на устаткування, розробку проекту й витрат на матеріали(вуглекислота, пропан).

$$K = C_{об} + C_{ниш} + C_{мат}, \text{ грн,}$$

де:  $C_{об}$ - вартість обладнання;

$C_{ниш}$ -вартість наукових досліджень;

$C_{мат}$  – вартість матеріалів.

1) Вартість устаткування визначаємо по прейскуранту й зводимо в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 «Вартість устаткування»

№ п/п	Найменування устаткування і його характеристика	Од.вим	Кіл-ть	Вартість од.обл.(євро)	Загальна вартість обл.(євро)
1	Компресор	шт	4	<b>60-70 тис</b>	<b>130000</b>
2	Конденсатор	шт	2	<b>9250</b>	<b>18500</b>
3	Теплообмінник	шт	2	<b>2050</b>	<b>4100</b>
4	Конденсатор - випаровувач	шт	1	<b>3000</b>	<b>3000</b>
Сумарна вартість устаткування		155600 євро (4473500 грн.)			

Вартість іншого обладнання 10%	447350 грн.
Розрахункова вартість устаткування	4473500 грн.
Витрати на впакування, тран-ку 15%	671025 грн.
Витрати на монтаж 20%	894700 грн.
Усього вартість устаткування	6486575 грн.

Тоді капітальні вкладення по проекту складуть:

$$K_{\text{хол}} = 447350 + 4473500 + 671025 + 894700 = 6486575 \text{ грн.}$$

Розрахунки експлуатаційних витрат.

Розрахунки собівартості виробництва тепла.

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали".

До допоміжних матеріалів відносяться:

а) холодильний агент;

б) змащувальні матеріали,

Розрахунки вартості річного споживання холодильного агенту.

$$C_{\text{з.а.}} = G_a \cdot C_a, \text{ грн.}$$

де:  $G_a$  - річне поповнення системи холодильним агентом, т;

$C_a$  - ціна холодильного агента за 1т, грн/т;

Річне споживання холодильного агенту при ремонті.

$$G_a = \frac{q_{\text{х.а.}} \cdot Q_{\text{от}} \cdot k'}{1000}, \text{ т.}$$

де:  $k'$  - коефіцієнт враховуючий втрати холодильного агента при ремонтних роботах;

$q_{\text{х.а.}}$  - питома норма витрати холодоагенту, кг/1000 кДж;

$$G_a = \frac{0,00043 \cdot 3,4 \cdot 10^8 \cdot 1,2}{1000} = 175,5 \text{ кг.}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{z.a.} = 175,5 \cdot 1100 = 193.050 \text{ грн};$$

Розрахунки вартості річного споживання мастильних матеріалів.

$$G_m = \frac{(q_m \cdot z \cdot t) \cdot t / t'}{1000}, \text{ Т},$$

де: z - сумарна кількість компресорів;

$q_i$  - норма часового витрати масла на, кг;

t - річний час роботи компресора, година;

t' - нормативний час через яке повинне мінятися масло (у середньому раз у рік);

$$C_m = G_m \cdot C_m, \text{ грн},$$

де:  $C_m$  - вартість 1т мастильних матеріалів, грн/т;

$$G_m = \frac{(0,012 \cdot 4 \cdot 5528) \cdot 5528 / 10000}{1000} = 0,147 \text{ Т};$$

$$C_m = 0,147 \cdot 115000 = 16905 \text{ грн};$$

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали" зводимо в табл. 7.2

Таблиця 7.2 "Допоміжні матеріали".

№ пп	Стаття витрат	Витрати, грн
1	Вартість холодильного агента	193050
2	Вартість мастильних матеріалів	16905
РАЗОМ		209955
Інші невраховані витрати (0,5%)		10498
УСЬОГО		220453

Розрахунки витрат по статті "Електроенергія".

Розрахунки річних витрат на електроенергію робимо по наступній залежності:

$$C_{z.эл.} = N_y \cdot n_z \cdot n_3 \cdot n_{доп} \cdot T \cdot C_{эл.}, \text{ грн},$$

де:  $N_y$  - установлена потужність холодильної установки, кВт;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

$n_z, n_o, n_{oon}$  - коефіцієнти завантаження електродвигуна по потужності, облік витрат електроенергії в межах підприємства,  $n_c = 0,85$ ;  $n_o = 1,06$ ;

T - річний фонд робочого часу ХУ, година за рік.

$C_{эл}$  - тариф за 1 квт-ч споживаної енергії, грн/кВт·ч;

$$C_{ел} = 172,8 \cdot 0,85 \cdot 1,06 \cdot 3132 \cdot 1,68 = 819219 \text{ грн.}$$

Амортизація встаткування .

Амортизація встаткування (15% від вартості встаткування):

$$C_{a.об} = \frac{C_{об} \cdot 15}{100} = \frac{4473500 \cdot 15}{100} = 671025 \text{ грн.}$$

Витрати на поточний ремонт устаткування.

Ухвалюються в розмірі 5,5% від вартості встаткування

$$C_{тр} = 4473500 \cdot 0,055 = 246043 \text{ грн.}$$

Усі статті витрат зводимо в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 Калькуляція собівартості холоду.

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн
1	Допоміжні матеріали	220453
2	Електроенергія	819219
3	Амортизація встаткування	671025
4	Витрати на поточний ремонт	246043
РАЗОМ:		1956740

Розрахунки експлуатаційних витрат по об'єкту.

Включає наступні статті витрат:

1. Виробництво холоду.
2. Невраховані витрати

Ухвалюються в розмірі 10% від вищезгаданих витрат.

1. Виробництво холоду : 1956740 грн.

2. Невраховані витрати: 195674 грн.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

РАЗОМ: (Спр+Сн) = 2152414 грн.

Розрахунки річного економічного ефекту.

Величина економічного ефекту від впровадження каскадної установквки,  
у порівнянні з установкою на каскаді фреон - фреон.

$$\mathcal{E}_r = (C_1 - C_2) - E_H (K_2 - K_1)$$

$\mathcal{E}_r$  -економічний ефект від реалізації проекту,

$C_1, C_2$  - річні поточні витрати, для установки на фреонах і CO2-пропан  
відповідно,

$C_1 = 4473500 + 58938=4532438$  грн. (річні поточні витрати для проекту  
каскадної схеми фреон-фреон містять у собі :всі затрати на аналогічну  
установку і вартість РТО2)

$C_2 = 4473500$  грн. (річні поточні витрати для проекту на базі досліджуваної  
схеми)

$K_1, K_2$  - капітальні витрати,

$K_1 = 6486575$  грн.(капітальні витрати на устаткування, його установку,  
монтаж, налагодження установки працюючої на фреонах).

$K_2 = 6401115$  грн.( капітальні витрати для проекту на базі досліджуваної  
машини ).

$E_H$  - нормативний коефіцієнт економічної ефективності,

$$E_H = 0,2$$

$$\mathcal{E}_r = (4532438 - 4473500) - 0,2(6486575 - 6401115) = 17092 \text{ грн}$$

Висновок.

Економічний розрахунок каскадної холодильної установки працюючої  
на парі холодильних агентів вуглекислота – пропан показує її економічну  
ефективність, порівняно із аналогічною на фреонах, в розмірі 17092грн в рік.  
Хоча дана сума є несуттєвою (3,8% сумарних капітальних затрат) доцільність  
її розробки аргументується мінімальним впливом на екологію.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

У цій роботі приведені схемні рішення холодильних установок з CO<sub>2</sub>, а також детально розглянуті основні напрями розробки спеціальної компресорної техніки і холодильних масел для CO<sub>2</sub>. Крім того, викладені заходи експлуатаційної безпеки установок на CO<sub>2</sub>, а також їх характеристики продуктивності в порівнянні із звичайними установками.

Результати досліджень показують, що перспективи подальших розробок в області застосування напівгерметичних поршневих і гвинтових компресорів в каскадних системах на CO<sub>2</sub> дуже сприятливі, особливо з урахуванням того, що ці дослідження базуються на вже апробованих стандартних агрегатах "Бітцер".

Сучасна базова конструкція компресорів з додатковими засобами безпеки сповна допускає функціонування при вищих значеннях допустимого робочого тиску. Більш того, з оптимальною адаптацією компонентів усередині одного модельного ряду компресорів спеціальні для CO<sub>2</sub> вимоги по механічному навантаженню, потужності і охолодження мотора можуть бути виконані.

Спеціально пристосовані поліефірні (POE) масла забезпечують задовільну циркуляцію і повернення з системи, є вже досить випробуваними і сповна придатними для мастила компресорів. Проте потрібні додаткові дослідження для надійнішого пристосування цих масел для роботи з CO<sub>2</sub>.

Завдяки високій об'ємній холодопродуктивності CO<sub>2</sub> реалізуються дуже компактні і маловитратні схемні і конструктивні рішення холодильних установок, які визначають перспективи майбутнього широкого і економічного використання CO<sub>2</sub> в низькотемпературних каскадних системах.

Експериментальні дослідження таких систем проводяться при рівні тисків, який знаходиться в допустимому сучасним досвідом діапазоні, і у зв'язку з цим ризик аварій залишається порівняно низьким. Проте перед

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

широким поширенням каскадних систем на CO<sub>2</sub> необхідно провести довготривалі випробування дослідних зразків з метою накопити достатній досвід по експлуатації компресорів і інших системних компонентів.

Схемне рішення, яке було прийняте цілком допустиме, про що свідчать результати розрахунків. Схема, що має широке поширення серед машин що працюють на хладачах (Рис.2.3) застосовувати у нашому випадку недоцільно, оскільки встановлення РТО-2 призведе до значного збільшення роботи компресора нижнього каскаду, що працює на вуглекислоті (із-за своїх специфічних властивостей в області ненасиченого пару).

Результати теплового розрахунку показують:

1. Холодильний коефіцієнт ( $\epsilon_T$ ) вищий на 64% ніж у каскадних машин, що працює на R22 і R13 в якості холодильних агентів, і рівний відповідному  $\epsilon_T$  двоступеневій холодильній машині на R22;
2. Ступінь термодинамічної досконалості ( $\eta_{\text{стс.д}}$ ) лежить в традиційних межах (0,5...0,7) для каскадних машин. Це свідчить про те, що робота, що витрачається на виробництво холоду більша чим величина виробленого холоду. Із точки зору термодинаміки це недоцільно, однак холодильні машини не мають альтернативи, тому для отримання таких низьких температур необхідно “платити” дорого.
3. Температурний рівень (+40 ÷ -50 ) цілком допустимий, але необхідно провести додаткові розрахунки для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду.
4. При зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач.

Також при зниженні температури кипіння ХА на 5 °С:

1. Масова витрата через нижній каскад поступово зменшується, в середньому на 5%, в той же час через нижній каскад проходитиме більша кількість ХА в середньому на 3,5%;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Адіабатна робота стиснення компресорів нижнього і верхнього каскадів збільшується на 5 – 6% відповідно;
3. Теоретичний об'єм описаний поршнем компресора збільшується на 25-30%, що в подальшому приводить до підвищення ефективної потужності компресора на 4 – 6%;
4. Термодинамічні характеристики ефективності роботи компресора СОРк, СОРт, СОРД знижуються на 8 – 3 – 7% відповідно;
5. Холодильний коефіцієнт зменшується на 5%;
6. Незважаючи на всі вищезазначені фактори теоретична ступінь термодинамічної досконалості в загальному збільшується на 6%.

При проектуванні обладнання досліджуваної каскадної установки широкі можливості дають програми для розрахунків і підбору відповідного обладнання. Дані програми показують необхідні характеристики підібраних елементів, що базуються на дійсних експериментальних дослідженнях даного обладнання. Використання цих розробок, провідних фірм скорочує час на виготовлення, монтаж і експлуатацію холодильного обладнання.

Завдяки властивостям спіральних компресорів працювати в умовах вологого ходу, в процесі відтайки, непотрібно встановлення відокремлювача рідини. Підібрані компресори працюють на поліефірних маслах (РОЕ) які розчиняють в собі на 50% більше вологи, ніж мінеральні. Застосування вуглекислоти й пропану в якості холодильних агентів дає можливість до вибору повітроохолоджувачів із безпосереднім кипіння холодильного агенту, тому дана схема не потребує випаровувачів із проміжним холодоносієм.

Підібраний конденсатор повітряного типу забезпечує необхідну площу теплообмінної поверхні і має явний економічний ефект через відсутність системи водопостачання. Крім того в районах із змінами пір року вентилятор, в зимній період може бути повністю вимкнений. Все обладнання забезпечене вмонтованими приладами автоматичного захисту які з'єднуються на щиті із системою автоматичного управління. Робота установки повністю

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						113
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автоматизована і залежить тільки від контрольованої температури об'єкта охолодження.

Оскільки надкритична область характеризується специфічними характеристиками холодильних агентів ми розробили каскадну холодильну машину із пропаном, в якості холодильного агента верхнього каскаду, і вуглекислою (докритична область), в якості холодильного агента нижнього каскаду. Розрахунки показують:

- ✚ Ефективність охолодження  $\eta$  зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Ексергія циклу зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Темп охолодження зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- ✚ Тепловий коефіцієнт  $\zeta$ ,  $\zeta_c$  зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння.

Охорона праці, порушення, або недотримання вимог правил техніки безпеки є аварійно-небезпечним. А саме – можливий викид холодильного агента із його подальшим спалахуванням при порушенні щільності посудів, апаратів, трубопроводів. Крім цього викид холодильного агента може бути причиною задухи або отруєння людей продуктами розкладення при їх сполученні з відкритим вогнем. Було розглянуто в роботі дотримання вимог охорони праці, яке дозволяє звести до мінімальної вірогідності можливої травми, ураження витокami холодильного агента або захворювання працюючого персоналу.

Економічний розрахунок каскадної холодильної установки працюючої на парі холодильних агентів вуглекислота – пропан показує її економічну ефективність, порівняно із аналогічною на фреонах, в розмірі 1200грн в рік. Хоча дана сума є несуттєвою (1,58% сумарних капітальних затрат) доцільність її розробки аргументується мінімальним впливом на екологію.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		114

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Pearson, F., 1983, Refrigeration Systems Using Low Pressure Receivers, IoR Paper (UK).
2. Fahl, J., 1997, Lubricants for CO<sub>2</sub> — DKV Conference (Germany).
3. S. Bhattacharyya et al. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 624—632.
4. Цветков О.Б. Озонабезопасные холодильные агенты. М.: ЦИНТИ. 1991. 25с.
5. UNEP Monreal Protocol on substances that deplete the ozone layer. Final act date 16 September 1987. бр.
6. Железний В.П., Жидков В.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. Донецк: Донбасс. 1996. 144с.
7. H. Sato, K. Watanabe. Thermodynamic-property database for new refrigerants. *Proc. 19<sup>th</sup> Intern. Congress of Refrigeration*. 1995. Vol.4a. P.519–526.
8. Т.В. Морозюк, Л.И. Морозюк, Л.В. Ястребова. Теоретические основы холодильной техники. Одесса: ОГАХ. 2004. 60с
9. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405.
10. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М.Г. Хмельнюка; Одеська нац. академія харчових технологій. — Херсон : Грінь Д.С., 2014. — 484 с. : іл.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		115

11. Холодильні установки [Текст]: навч. посіб. / О. С. Подмазко, С. Ю. Лар'яновський. — Одеса: ОДАХ, 2012. — 60 с.
12. Мнацаканов Г.К. Холодильна техніка і технологія, 2006
13. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.bitzer.de>
14. Холодильне обладнання [Текст] : підручник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко ; ХДУХТ. — Харків : Світ Книг, 2021. — 633 с.
15. Холодильні установки спеціального призначення: конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. Дані.
16. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2019. — 34 с. — Електрон. текст. дані.
17. Магістерська робота [Електронний ресурс] : метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для студентів спец. 142 "Енергетичне машинобудування" галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання / Л. І. Морозюк, М. Г. Хмельнюк, О. В. Зімін ; відп. за вип. Л. І. Морозюк. — Одеса, 2021. — 20 с.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.1.12	Арк.
						116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		