

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра Кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему " Дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації у південному регіоні України»"

(назва кваліфікаційної роботи згідно наказу ОНАХТ)

Здобувача Шараєва О.Л.
(прізвище, ініціали)

2 курсу КТ-771а групи

Керівник доцент Яковлев Ю.О.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доцент Грудка Б.Г.
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від грудня 2023р., протокол №

Завідувач кафедри Кріогенної техніки
(назва кафедри)

(підпис)

Юрій СИМОНЕНКО
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса - 2023

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет низькотемпературної техніки та інженерної механіки

Кафедра кріогенної техніки

Ступінь вищої освіти - Магістр

Спеціальність - 142 "Енергетичне машинобудування"

Освітня програма - "Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри кріогенної техніки

_____Ю. Симоненко

“ 14 ” вересня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шараєв Олександр Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації у південному регіоні України»

Затверджена наказом академії від “30” листопада 2022 року наказ № 897-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 10.12.2022 р.

3. Вихідні дані роботи: Компресор одноступеневий, поршневий. Діаметр циліндра компресора - $D = 0,115$ м. Хід поршня компресора - $S = 0,082$ м. Частота обертання вала компресора: $n = 24,4$ об/с. Кількість циліндрів – $z = 8$.

Холодоагенти: R717, R404A.

Температури: кипіння холодоагентів -15 °C; конденсації $+20...+45$ °C.

4. Перелік питань, які потрібно розробити. Вступ. Порівняльний аналіз сучасних холодильних компресорів. Перспективи вдосконалення поршневих холодильних компресорів. Аналіз конструкції досліджуваного компресора. Обґрунтування вибору для досліджування холодильних агентів і аналіз їх характеристик. . Особливості роботи поршневого компресора у схеми холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і фіксованим і «плаваючим» тиском конденсації. Дослідження роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації. Охорона праці. Висновки. Інформаційні джерела. Додатки

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

Варіанти схем холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації. Графіки залежності показників енергетичної ефективності роботи поршневого холодильного компресора від «плаваючого» тиску конденсації.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Розділ 1	Доц. Яковлев Ю.О.	12.09.2023 р.	
Розділ 2	Доц. Яковлев Ю.О.	12.09.2023 р.	
Розділ 3	Доц. Грудка Б.Г.	12.09.2023 р.	

7. Дата видачі завдання 12.09.2023 р. _____

Керівник _____ Яковлев Ю.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Шараєв О.Л.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ. Порівняльний аналіз сучасних холодильних компресорів. Аналіз конструкції досліджуваного компресора. Перспективи вдосконалення поршневих холодильних компресорів.	30.09.2023 р.	
2	Аналіз конструкції досліджуваного компресора. Обґрунтування вибору для досліджування холодильних агентів і аналіз їх характеристик.	15.10.2023 р.	
3	Особливості роботи поршневого компресора у схемі хол. машини з «плаваючим» тиском конденсації. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і фіксованим та «плаваючим» тиском конденсації.	31.10.2023 р.	
4	Дослідження роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації.	15.11.2023 р.	
5	Охорона праці. Висновки.	30.11.2023 р.	
6	Оформлення пояснювальної записки	10.12.2023 р.	

Здобувач - дипломник _____ Шараєв О.Л.

Керівник роботи _____ Яковлев Ю.О.

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 Шараєв О.Л. _____

ПІБ

Підпис

АНОТАЦІЯ

на кваліфікаційну роботу магістра

Тема: «Дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації у південному регіоні України»

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма: «Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів»

Випускник за СВО «Магістр»: Шараєв Олександр Леонідович

Керівник: к.т.н., доц. Яковлев Юрій Олександрович

Актуальність теми. В даний час з усіх типів компресорів для забезпечення штучним холодом промислових об'єктів (заводів, фабрик, складів, терміналів) широкого поширення набули поршневі компресори завдяки високій експлуатаційній надійності і значного терміну служби. Високі швидкості обертання роторів забезпечують більшу продуктивність, високу рівномірність подачі стискаемого холодоагенту, а також стабільність робочих характеристик в процесі експлуатації в порівнянні з поршневими компресорами. Іншими перевагами гвинтових компресорів при порівнянні з поршневими є відсутність частин, що здійснюють зворотно-поступальний рух, відсутність системи клапанів, а, отже, і більш висока надійність.

Таким чином дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора є актуальним.

Мета кваліфікаційної роботи. Підвищення ефективності роботи поршневого компресора в складі парової холодильної машини шляхом удосконалення холодильного циклу.

Об'єктом дослідження є поршковий холодильний компресор, що використовує в якості робочих речовин R717, R404A та R452A.

Предметом дослідження є показники енергетичної ефективності роботи поршневого холодильного компресора на робочих речовинах: R717, R404A та R452A.

Методи дослідження є численні експерименти з визначенням показників енергетичної ефективності роботи поршневого холодильного компресора.

Ключові слова: холодоагент, поршковий компресор, характеристики, ефективність.

ANNOTATION

of the classification work

Topic: "Research of the efficiency of the reciprocating refrigerating compressor in the scheme of the refrigerating machine with "floating" condensation pressure in the southern region of Ukraine "

Program Subject Area: 142 "Power Machinery"

Educational Program: "Cryogenic technologies of production, liquefaction and transportation of natural gases"

Graduate of SVO " Magistr": Oleksandr Sharayev

Supervisor: Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Yury Yakovlev

Relevance of the topic. Currently, of all types of compressors for providing artificial cold to industrial facilities (plants, factories, warehouses, terminals), piston compressors are widely used due to their high operational reliability and long service life. High rotation speeds of the rotors provide greater productivity, high uniformity of the compressible refrigerant supply, as well as stability of operating characteristics during operation in comparison with piston compressors. Other advantages of screw compressors when compared with reciprocating compressors are the absence of reciprocating parts, the absence of a valve system, and, therefore, higher reliability. Thus, the study of the efficiency of the reciprocating refrigerating compressor is relevant.

The purpose of the qualification work. Increasing the efficiency of the piston compressor in the steam refrigerating machine by improving the refrigerating cycle.

The object of the research is a reciprocating refrigerating compressor that uses R717, R404A and R452A as working substances.

The subject of the research there are indicators of the energy efficiency of the piston refrigerating compressor on working substances: R717, R404A and R452A.

The methods of the research here are numerous experiments to determine the energy efficiency indicators of the reciprocating refrigerating compressor.

Key words: refrigerant, piston compressor, characteristics, efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	5
1.1. Порівняльний аналіз сучасних холодильних компресорів	5
1.2. Перспективи вдосконалення поршневих холодильних компресорів.....	13
1.3. Аналіз конструкції досліджуваного компресора	17
1.4. Обґрунтування вибору для досліджування холодильних агентів і аналіз їх характеристик	22
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	28
2.1. Особливості роботи поршневого компресора у схеми холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації.....	28
2.2. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і фіксованим тиском конденсації	38
2.3. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і «плаваючим» тиском конденсації	42
2.4. Дослідження робочих характеристик поршневого компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації.....	51
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ	56
ВИСНОВКИ	73
ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА	74
ДОДАТКИ	75

					КРМ.КТ.1.897-03.2.6				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Шараєв О.Л.			Дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації у південному регіоні України	Літ.		Арк.	Акрушів
Перевір.		Яковлев Ю.О.						3	
Реценз.						ОНТУ зр. КТ-771а			
Н. Контр.									
Затверд.									

ВСТУП

У зв'язку з розвитком промисловості і зміною клімату з кожним роком зростає потреба в штучному охолодженні при одночасному вирішенні питань збереження довкілля.

З усіх типів компресорів для забезпечення штучним холодом промислових об'єктів в основному використовуються поршневі компресори. Поршневі компресори без зміни конструкції можуть використовуватися з багатьма типами холодоагентів, включаючи озонобезпечні речовини, такі як R22, R290, R717, R134a, R404A, R407C, R410A, R507, R600a, R744 та інші. За сукупністю факторів і співвідношенні їх переваг і недоліків в більшості випадків поршневі компресори економічно вигідніше, ніж використання інших типів.

В даний час перед проектувальниками холодильного обладнання виникла задача розробки нової техніки, яка характеризується мінімальним енергоспоживанням, високим ступенем експлуатаційної безпеки і мінімальним негативним впливом на навколишнє середовище. Таким чином дослідження ефективності роботи поршневого холодильного компресора є актуальним.

Мета роботи. Підвищення ефективності роботи поршневого компресора в складі холодильної машини шляхом удосконалення холодильного циклу.

Об'єктом дослідження є поршковий холодильний компресор, що використовуює в якості робочих речовин R717, R404A та R452A.

Предметом дослідження є показники енергетичної ефективності роботи поршневого холодильного компресора на робочих речовинах: R717 R404A та R452A.

Методи дослідження є численні експерименти з визначенням показників енергетичної ефективності роботи поршневого холодильного компресора.

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Порівняльний аналіз сучасних холодильних компресорів

В даний час у холодильній техніці найбільше поширення мають 5 видів компресорів: поршневі; спіральні; гвинтові; ротаційні; відцентрові [3, 4].

Говорячи про різноманіття холодильного компресорного устаткування, слід зазначити численні переваги і ряд недоліків, що заважають користувачам вибрати ті чи інші компресорні пристрої, що відрізняється великою різноманітністю, і без яких неможлива робота холодильних агрегатів. Розглянемо холодильні компресори порівняно великої продуктивності.

Поршневі компресори. Найбільш поширеним типом сучасних холодильних компресорів є поршневі. Це аміачні і фреонові одноступінчасті сальникові, безсальникові і герметичні компресори простої дії, вертикальні і У – образні простої дії.

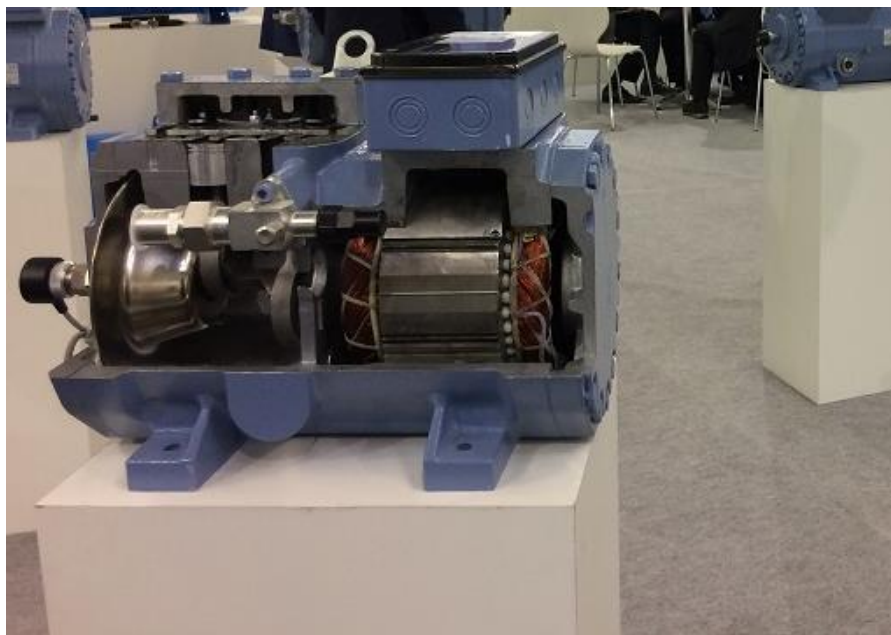


Рис. 1.1. Поршковий безсальниковий компресор

Цей тип обладнання має багато позитивних характеристик, які ставили його на 1-е місце серед холодильних компресорів:

- найперше, це простота обслуговування і експлуатації;

- друге, поршневі холодильні компресори завжди просто і легко піддавалися ремонту і відновленню своїх функцій після поломки і бездоганно служили довгі десятиліття, якщо вони вчасно обслуговувалися і ремонтувалися;
- по-третє, вартість компресора, яка завжди набагато нижче вартості іншого компресорного обладнання.

Поршневі холодильні компресори мають, правда, і недоліки. Так, необхідний досить великий штат співробітників для обслуговування цих агрегатів. До мінусів можна віднести і те, що інтервал міжсервісний робіт становив лише 500 годин. Сьогодні це вважається дуже низьким показником. Так якщо сюди віднести ще високий рівень шуму і вібрації під час експлуатації.



Рис. 1.2. Поршковий сальниковий компресор ПІ 10

Для поршкових компресорів характерно просте конструктивне виконання, з чим пов'язана його невисока вартість. Його легкий запуск і експлуатація в найскладніших умовах також збільшують і так досить довгий ряд з його перевагами, до яких можна також віднести тривалий термін служби і доступний полегшений монтаж, просте виконання пусконаладжувальних робіт. Сам ремонт поршневого агрегату варто мізерних грошей, запчастини не треба замовляти і довго чекати, їх завжди легко придбати.

Спіральні компресори. Спіральні компресори складаються з двох спіралей однакового профілю (рис.1.2). Переваги компресора такого типу пов'язані з особливостями його конструкції: висока ефективність і низький рівень шуму пояснюються безперервністю процесу компресії і вкрай малими витокami через зазори камери стиснення, надійність пов'язана з малим числом компонентів і трутся. За 30 років присутності на ринку спіральні компресори знайшли застосування в стаціонарних і автомобільних кондиціонерах повітря, чиллерах, в холодильному обладнанні, всюди показавши свою енергоефективність.

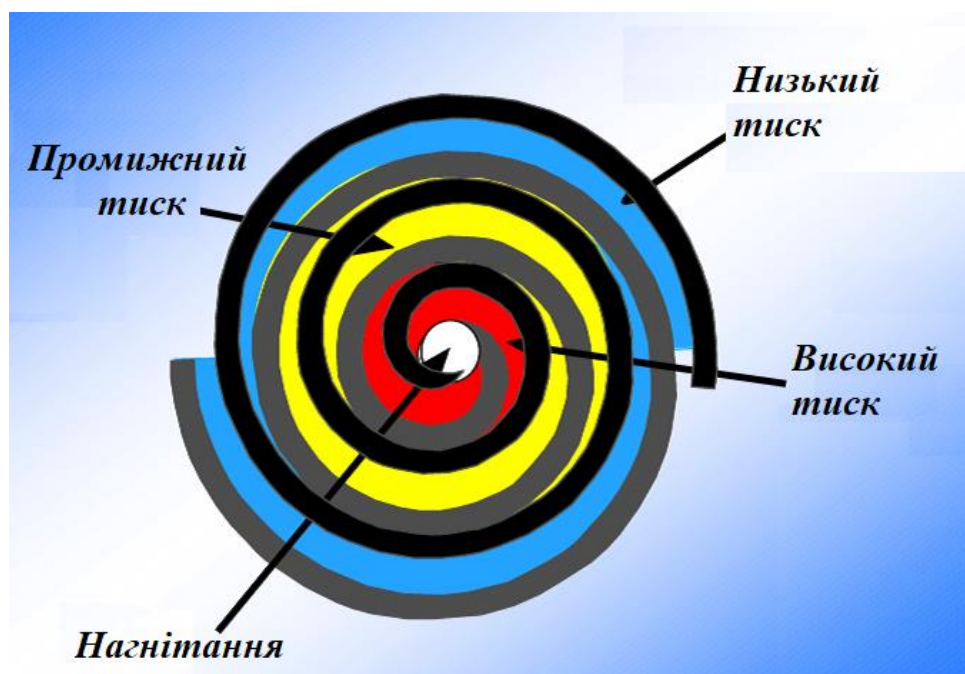


Рис. 1.3. Принцип роботи спірального компресора

Гвинтові компресори. Гвинтові компресори широко застосовуються в холодильних машинах. Це одно- або двохроторні машини об'ємної дії з постійною геометричній ступенем стиснення. Вони підрозділяються на два типи: сухі і маслозаповнені. У маслозаповнених компресорах в робочу порожнину впорскується значна кількість масла для ущільнення зазорів, змащення й охолодження. Впорскування масла дозволяє істотно знизити рівень шуму. Встановлено, що діапазон холодопродуктивності, при якому

використання гвинтових компресорів є більш доцільним порівняно з іншими типами, становить 400 ... 1650 кВт за умови $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ і $t_k = +30^{\circ}\text{C}$.

Переваги:

- швидкохідні, мала маса і габарити (габарити в 2-10 разів, а мас 10-100 разів менше, ніж у поршневих компресорів тієї ж продуктивності), повна врівноваженість, практично безпульсаційна подача, відсутність вібрацій;
- широкий діапазон плавного регулювання продуктивності (від 10 до 100%), робота на змінних режимах з незначною зміною ККД;
- відсутність помпажного режиму;
- можливість роботи у вологому середовищі, так як ці машини не бояться гідроударів;
- висока надійність і значний моторесурс (немає клапанів і деталей, що труться);
- простота обслуговування, автоматизації та дистанційного керування.



Рис. 1.4. Гвинтовий холодильний компресор

Недоліки:

- високий рівень шуму;

- необхідність охолодження при середніх і високих ступенях підвищення тиску.

Ротаційні компресори - це компресорні машини, основним елементом яких є один, два чи більш ротори, що обертаються, як правило, навколо рівнобіжних осей і здійснюючих робочий процес компресора.

Ротаційні пластинчасті компресори застосовують в холодильній техніці головним чином в якості ступенів низького тиску (бустер-компресорів) у дво- і триступеневих холодильних установках. Це обумовлено тим, що саме в області малих перепадів тисків (до 300 ... 400 кПа) пластинчасті компресори мають досить високі об'ємні і енергетичні показники.

Область застосування ротаційних холодильних бустер-компресорів характеризується холодопродуктивністю від декількох кВт до 900 кВт при температурах кипіння холодоагенту від - 25 ° С до - 70 ° С. Компресори працюють як на аміаку так і на фреонах.

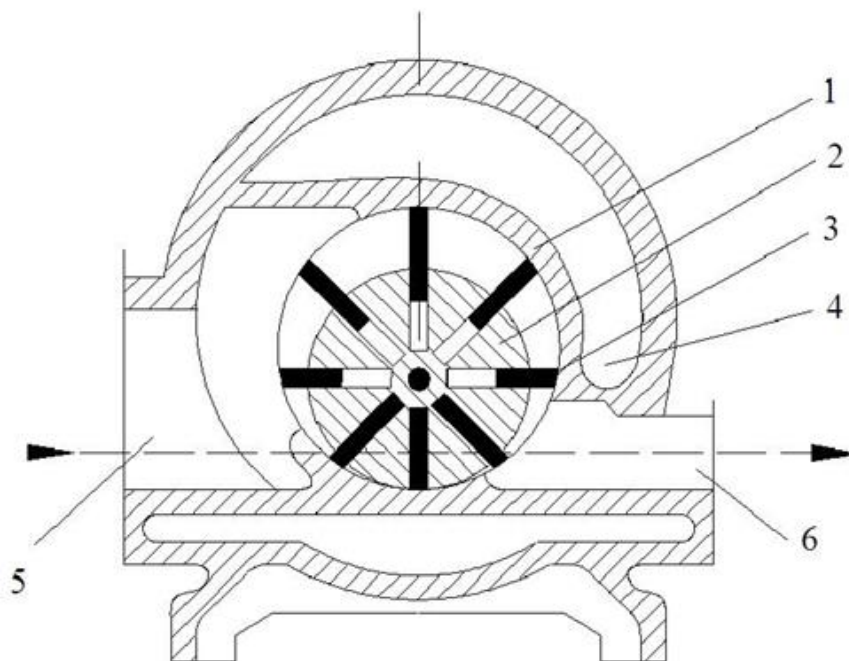


Рис. 1.5. Ротаційний пластинчастий компресор: 1 - корпус; 2 - ротор; 3 - пластина; 4 - водяна сорочка; 5 - всмоктуючий патрубок; 6 - нагнітальний патрубок.

Однороторні ротаційні холодильні компресори (рис. 5) мають нерухому вісь ротора, розташовану ексцентрично відносно осі циліндра, з пластинами, вільно ковзають в пазах ротора.

Достоїнства ротаційних компресорів:

- висока продуктивність у порівнянні з поршневими компресорами при порівнянній масі і габаритах. Висока продуктивність забезпечується за рахунок високих швидкостей обертання ротора. Окружна швидкість ротора в 2,5 рази більше середньої швидкості поршня поршневого компресора;

- порівняно малі маси і габарити;

- через малу масу і габарити вони мають потребу в малих приміщеннях, невеликі машинні відділення, невеликі зони обслуговування;

- легкість монтажу, низька собівартість монтажних робіт;

- через високі числа оборотів ротора компресора немає необхідності в редукторах;

- через малі перепади тисків у період стоянки компресорів застосовні двигуни з невеликими пусковими моментами;

- при необхідності і відповідній конструкції ротаційного компресора можуть забезпечити подачу газу без масляного забруднення;

- рівномірна подача газу, що нагнітається, при тиску нагнітання (без значні пульсації), тому відпадає нестаток у ресиверах на нагнітанні;

- високий ступінь урівноваженості і невеликі перекидаючі моменти, що передаються на фундамент;

- постійні по напрямку, хоча і значні по величині, радіальні зусилля, що діють на опори;

- простота обслуговування й експлуатації.

Недоліки ротаційних компресорів:

- невеликий ступінь стиску деяких типів ротаційних компресорів;

- порівняно невисокі енергетичні показники;

- невеликі можливості регулювання ступіня стиску;

- гостра необхідність у високоточній і високоякісній обробці і зборці деталей;

- високий шум в області низьких частот при роботі деяких типів ротаційних компресорів.

Турбокомпресори. Наступний тип холодильного компресорного устаткування, який ми розглядаємо в порівнянні з поршневыми компресорами, це турбокомпресори, який також представляє собою одну з різновидів, що підвищують тиск робочого тіла при його взаємодії з рухомими і нерухомими лопатками компресорного пристрою. Механічна функція пристрою при цьому стає кінетичної енергією робочого тіла, яка далі перетворюється на внутрішню.

Холодильні машини і установки з відцентровими компресорами застосовуються головним чином для великої холодопродуктивності (до 20 ... 30 тис. кВт). Оптимальну нижню межу холодопроизводительности при виробництві холодильних машин з відцентровими компресорами призначають з урахуванням верхньої межі холодопроизводительности машин інших типів (поршневих і гвинтових) - від 250 кВт до 1200 кВт.

У порівнянні з поршневыми компресорами відцентрові компресори мають наступні переваги:

- менша маса і габарити при однаковій холодопроизводительности;
- простота пристрою, надійність і безпеку;
- відсутність неврахованих інерційних сил і пов'язана з цим можливість використання легких фундаментів;
- рівномірність витікає струменя пара;
- відсутність мастила в холодильному агенті;
- можливість здійснення циклів з багатоступеневим стисненням парів і дроселюванням рідини і циклів з декількома температурами кипіння;
- можливість безпосереднього з'єднання з швидкохідних двигуном (паровий або газовою турбіною, високочастотним двигуном);
- порівняльна простота регулювання продуктивності.

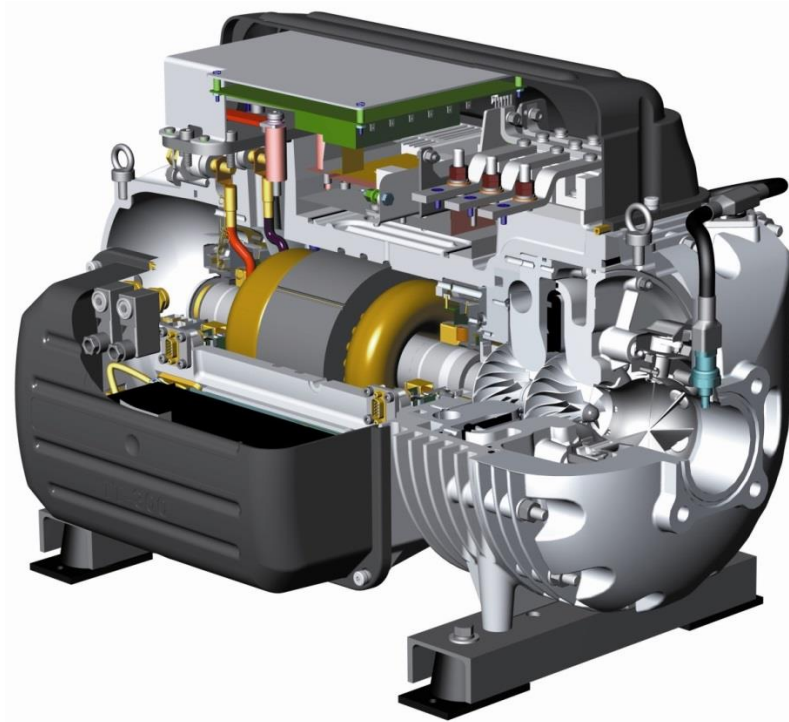


Рис. 1.6. Холодильний відцентровий компресор

Застосування турбокомпресорів дозволяє помітно підвищити енергоефективність холодильного циклу. По-перше, сам по собі процес стиснення в турбокомпресорі проходить з більш високим ККД. По-друге, в магнітних підшипниках немає тертя, а значить, на його подолання не потрібно витрачати енергію. По-третє, габарити і маса компресора невеликі, що також призводить до зниження споживаної потужності. Завдяки цьому обсяг споживання енергії від 30% до 50% менше, ніж у звичайних поршневих компресорів.

Турбокомпресорами в даний час оснащуються холодильні машини холодопроизводительностью не менше 300 кВт. Габарити турбокомпресора в 2-3 рази менше, ніж у гвинтових компресорів аналогічної потужності. Маса турбокомпресора нижче маси компресора тієї ж потужності будь-якого іншого типу.

На підставі вищевикладеного було прийнято рішення досліджувати ефективність роботи поршневого холодильного компресора великої продуктивності.

1.2. Перспективи вдосконалення поршневих холодильних компресорів

Серед усіх типів холодильних компресорів об'ємного типу найбільшого поширення набули поршневі компресори [1, 3]. Це пояснюється цілим рядом переваг перед аналогами. Так, дане обладнання відрізняється економічністю, надійністю, простотою конструкції і простотою в ремонті. Поршневі компресори добре справляються з частими перемиканнями, відмінно підходять для експлуатації з перервами, роботи в несприятливих умовах (при високому рівні вологості, брудному повітрі і т.п.). Даний тип агрегату може запускатися в роботу з будь-якого рівня початкового тиску і працювати на різних холодильних агентах.

Для оцінки перспектив розвитку поршневих компресорів доцільно виділити основні недоліки, характерні для цього типу машин[3]. До основних недоліків поршневих компресорів слід віднести наявність значного числа деталей, що труться, обмежені можливості регулювання продуктивності, наявність механізмів перетворення обертового руху двигуна в зворотно поступальний рух поршневий групи, а також малий робочий ресурс клапанних вузлів. Незважаючи на зазначені недоліки, поршневі холодильні компресори до теперішнього часу знаходять широке застосування, особливо в областях малих і середніх продуктивностей.

З появою нових матеріалів і технологій вирішується завдання регулювання продуктивності компресора і зниження його енергоспоживання, а також нові матеріали і технології здатні істотно зменшити втрати на тертя і знос. Поява лінійних компресорів вирішило задачу перетворення обертового руху двигуна в зворотно-поступальний рух поршнів, виключивши цілий ряд деталей і вузлів, що в свою чергу дозволяє зменшити динамічні навантаження, масу і габарити конструкції, підвищуючи при цьому надійність та енергоефективність машини. Все вищевикладене відкриває нові перспективи в розвитку поршневих холодильних компресорів.

Головним завданням, що стоїть в даний час перед виробниками холодильних і кліматичних установок різного призначення, є підвищення продуктивності і ефективності компресорів і теплообмінного обладнання, що входять до них. Ця ідея не втратила своєї актуальності за весь час розвитку холодильного обладнання з моменту зародження цієї галузі промисловості до наших днів.

Вирішення цих завдань необхідно починати ще на стадії проектування компресорного устаткування. Підвищення енергетичної, експлуатаційної та економічної ефективності компресорного устаткування вимагає всебічного обґрунтування вибору робочих речовин, термодинамічних циклів, принципів схем, типів базового обладнання, значень множини незалежних параметрів.

З урахуванням різноманіття проєктованих холодильних компресорів, безлічі можливих технічних рішень необхідно створювати адекватні математичні моделі, що носять універсальний характер і дозволяють виконувати різноманітні розрахунки, проводити чисельні експерименти і оцінку ефективності альтернативних варіантів компресорного устаткування під час роботи на різних холодильних агентах і в широкому інтервалі температур і тисків.

Економічність роботи поршневого компресора, як компресора об'ємної дії, багато в чому визначається термодинамічною ефективністю процесу стиснення, під час якого витрачається основна частина зовнішньої роботи, що підводиться до компресора. З цього випливає, що одним з основних шляхів підвищення термодинамічної ефективності процесу стиснення буде поліпшення охолодження стиснення газу за рахунок відведення тепла до додаткових поверхонь теплообміну (при досить високому коефіцієнті теплообміну і значну різницю температур між охолоджуванним газом і охолоджуючим тілом) або за рахунок випарного охолодження. Це досягається також шляхом вприскування рідкого холодильного агента, що циркулює в основному холодильному контурі, в пар,

що стискається. Впорскування рідини призводить до зменшення роботи стиснення, зниження температури нагнітання, а також зменшує теплове навантаження на деталі компресора.

Розвиток поршневих компресорів супроводжується підвищенням швидкості обертання колінчастого вала і середньої швидкості поршня, що пов'язано з труднощами забезпечення високої надійності автоматичних клапанів і підтримки низького рівня втрат енергії в них.

Саме клапан є одним з основних вузлів, пов'язаних з істотним споживанням енергії, яка підводиться до колінчастого валу компресора. Удосконалення його конструкції дозволяє значно поліпшити техніко-економічні показники функціонування поршневих компресорів. В роботі [3] наведено взаємозв'язок між зміною конструкції компресорів і зміною у використанні в компресорних установках різних типів клапанів і арматури. Показано, що найважливішою лінією розвитку компресорів є зростання продуктивності.

Порівняльний аналіз існуючих методів регулювання продуктивності холодильних компресорів показав, що найперспективнішим є використання інвертора для зміни частоти обертання електродвигуна. В даний час ряд напівгерметичних компресорів Bitzer оснащені вбудованим частотним перетворювачем. Інвертор дає можливість не тільки плавно регулювати холодопродуктивність в інтервалі 20 ... 100%, але і збільшити її на 70% в порівнянні з фіксованою частотою 50 Гц. Плавне регулювання продуктивності стабілізує тиск всмоктування, зменшує частоту пусків компресора, і, таким чином, знижує енергоспоживання компресора.

Аналіз областей застосування поршневих компресорів показує, що існують резерви підвищення їх ефективності за рахунок вдосконалення електроприводу [4]. Величина коефіцієнта потужності ($\cos\varphi$) асинхронного двигуна змінного струму істотно впливає на величину електроспоживання поршневого компресора. Використання в системі електроживлення напівгерметичних компресорів Bitzer системи корекції, що підвищує значення

$\cos\phi$ до 0,95, дозволяє зменшити робочий струм і знизити величину повної споживаної потужності компресора.

Іншим способом вдосконалення електроприводу є використання системи плавного пуску, що дозволяє зменшити пусковий струм і знизити стартовий крутний момент двигуна [3].

Енергія приводу компресора витрачається на стиснення газу і покриття механічних втрат. При цьому частина витраченої енергії у вигляді тепла відводиться в навколишнє середовище. Утилізація теплоти стиснення дозволяє підвищити ефективність і енергетичні показники роботи поршневих компресорів.

Проведений аналіз існуючих досягнень в області холодильного компресоробудування показує, що можливості поліпшення ефективності та енергетичних характеристик поршневих холодильних компресорів ще не вичерпані.

1.3. Аналіз конструкції досліджуваного компресора

Поршневі компресори відрізняються простотою конструкції високою надійністю, ефективністю та тривалим терміном служби при використанні їх у промислових холодильних установках певної потужності та при певному технологічному циклі випуску продукції [1, 3].

Тому для аналізу роботи в різних схемах аміачних холодильних машин було обрано поршковий компресор.

Досліджуваний компресор поршковий, восьмициліндровий, УУ-образний, непрямоточний, одноступінчастий, великої продуктивності, безкрейцкопфний, За ступенем герметичності - сальниковий. За конструкцією картера - блок-картерний. Простої дії, з водяним охолодженням циліндрів, зі змішаною змазкою, без наявності пристроїв регулювання продуктивності компресора

У непрямоточних компресорах всмоктувальні і нагнітальні клапани змонтовані окремо на плити, яка служить верхньою кришкою циліндрів. При русі поршня вниз в циліндрі знижується тиск, завдяки чому відкривається всмоктувальний клапан і розпочинається процес всмоктування пара в циліндр. При русі поршня вгору пар стискається і через нагнітальний клапан нагнітається з циліндра. Проектований компресор соотвіт з наступних головних вузлів.

Блок-картер чавунний літій. Полость всмоктування відокремлена від порожнини картера перегородкою, в якій є зрівняльні отвори з маслоотбойниками. Через отвори відбувається відсмоктування пара, що перетікає в порожнину картера через нещільності поршневих кілець для підтримки в картері тиску всмоктування. У середині картера є припливи для розташування корінних підшипників вала і маслонасоса. Збірка нижніх головок шатунів, регулювання їх підшипників і установка противаг, установка масляного насоса і масляних фільтрів виробляються через торцевої і бічні люки

блок-картера, які закриваються кришками. Стінки картера забезпечені ребрами жорсткості.

Гільзи чавунні, литі, мають два посадкові пояски, за допомогою яких їх встановлюють у блок-картері по ковзній посадці. Верхній торець гільзи є сидлом всмоктувального клапана.

Клапани компресора самодіючі, - всмоктуючий однокільцевий, нагнітальний двокільцевий. Сідлом всмоктуючого клапана є фланець циліндрової гільзи.

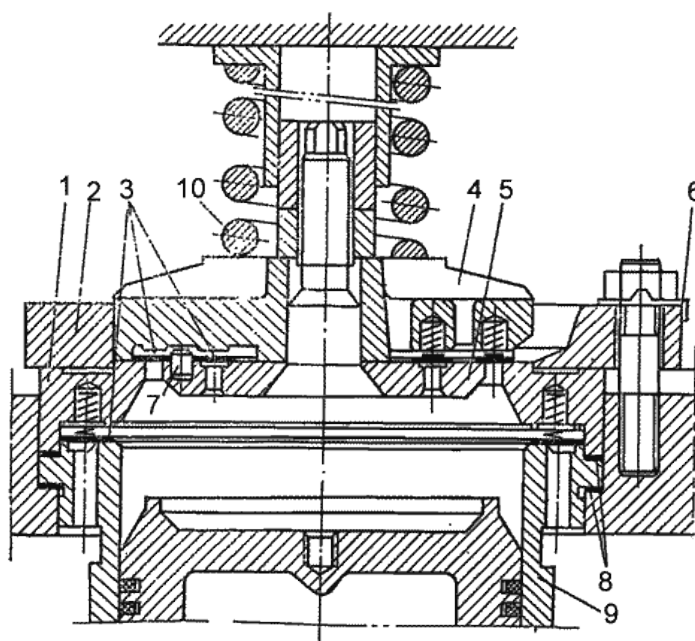


Рис. 1.7. Клапанна група компресора: 1 - корпус всмоктувального клапана; 2 - напрямна всмоктувального клапана; 3 - кільцеві пластини; 4 – розетка нагнітального клапана; 5 - сідло нагнітального клапана; 6 – стопорна шайба; 7 – штифт; 8 – прокладки паронітові; 9 – гільза циліндрова; 10 - пружина буферна хибної кришки.

Нагнітальний клапан встановлений в направляючої всмоктуючого клапана, притискається до нього буферної пружиною і є хибною кришкою циліндра, що оберігає компресор від руйнування у разі потрапляння рідкого холодильного агенту в циліндр.

Колінчастий вал компресора сталевий, штампований, двоколіїні, двухопорний, на підшипниках кочення, які встановлюється в змінних стаканах.

розміщених в отворах стінок блок-картера. Коліна розташовані під кутом 180 °. Противаги відштамповані разом з валом, на якому є свердління для олії.

Шатуни сталеві, штамповані, двотаврового перетину. Нижня головка шатуна має косий роз'єм, у якому встановлені тонкі біметалічні вкладиші з антифрикційним шаром алюмінієвого сплаву. Затягування шатунних болтів роблять через бічні вікна блок-картера. Для зручності обслуговування шатунно-поршневі групи маркують порядковим номером. Верхня головка шатуна нероз'ємна. У верхні головки шатунів запресовані бронзові втулки, де є свердління для змащення верхньої головки шатуна, таким чином, що масло капає з припливу поршня в отвір і змащує верхню головку шатуна.

Поршні з алюмінієвого сплаву литі, тронкові, глухі, з двома ущільнювальними і одним маслосніжним кільцями, встановленими в канавках. Канавки для маслосніжних кілець мають свердління в поршні для зливу масла. На поршні є бобишка - прилив, що є опорною поверхнею для поршневого пальця. Отвори в бобишках мають проточки для стопорних кілець, які не допускають осьове переміщення поршневого пальця. Для зменшення мертвого простору верхній торець поршня має спеціальну форму.

Поршневі кільця. Виготовлені з термостабілізованого графітонаповненого капрону ТНК-2-Г5. Для збільшення пружності кілець між поршнем і кільцями розміщуються еспандери зі сталеві стрічки. Кільця виготовляють із замком внахлест, і вони мають спеціальний литтєвий зуб для запобігання провертання кільця в канавці.

Сальник (рис. 1.7) торцевого типу, двосторонній, маслоснаповнений. Торцеве ущільнення досягається парою тертя сталь – графіт. Сальник складається з рухомих і нерухомих елементів. До рухомих елементів відносяться дві обойми з пружинами і два сталевих кільця, які щільно насаджені на вал за допомогою фторопластових манжет. До нерухомих елементів відносяться внутрішня і зовнішня кришки, в яких за допомогою прокладок встановлені сталеві кільця. Графітові кільця встановлені між рухомими і нерухомими сталевими кільцями.

Ущільнення відбувається за рахунок тертя між торцями сталевих кілець і графітових кілець. Необхідний притиск труться кілець здійснюється завдяки попередньому натягу пружин, встановлених між двома обоймами. У кришці сальника є перепускний регулюючий клапан (рис. 5), що підтримує тиск олії у зазначених межах. Сальник монтують на вал у зібраному вигляді.

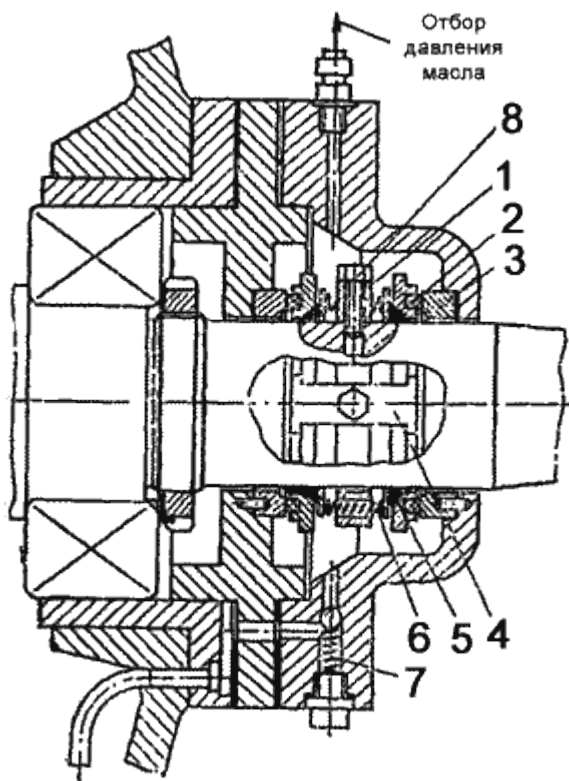


Рис. 1.8. Сальник компресора: 1 - обойма; 2 - кільце графітове; 3 - кільце сталеве; 4 – планка; 5 - фторопластовий манжет; 6 – пружина; 7 - перепускний регулюючий клапан; 8 – гвинт стопорний

Схема змазки компресора Змазка нижніх головок шатуна здійснюється під тиском від шестерневого насоса. Масло засмоктується через сітчастий фільтр глибокого очищення, подається в сітчастий фільтр тонкого очищення, потім в сальникову камеру вала, звідки по отворах в колінчастому валу потрапляє до шатунних підшипників. Змазка опорних підшипників, верхніх головок шатунів і циліндрів відбувається шляхом розбризкування. Для нормальної роботи компресора різниця тисків в ущільненні вала і в картері

повинна бути в межах $(2 \dots 3) \cdot 10^5$ Па ($2 \dots 3$ кгс / см²). Відбір тиску здійснюється через штуцер.

У фільтрі тонкого очищення вбудований перепускний регулюючий клапан, що підтримує відповідну тиск. Компресор має водяне охолодження нагнетательної порожнини циліндрів з допомогою водяної сорочки в голівці кожного блока циліндрів.

Технічна характеристика поршневого холодильного компресора:

Діаметр циліндра компресора - $D = 0,115$ м .

Хід поршня компресора - $S = 0,082$ м

Частота обертання вала компресора: $n = 24,4$ об/с

Кількість циліндрів – $z = 8$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = 0,785 \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot n = 0,785 \cdot 0,115^2 \cdot 0,082 \cdot 8 \cdot 24,4 = 0,1663 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1.4. Обґрунтування вибору для досліджування холодильних агентів і аналіз їх характеристик

Одне з найперших рішень, яке потрібно прийняти при проектуванні і розробці нової серії холодильного обладнання, вибір найбільш ефективного для даного типу машин холодоагенту, враховуючи його термодинамічні характеристики (питому хладопродуктивність, робочий тиск і температуру в системі, холодильний коефіцієнт) і безпеку (екологічність, негорючість, нетоксичність).

З точки зору економіки бажано, щоб холодоагент мав такі характеристики, які б забезпечили мінімальний витрата енергії на одиницю холодопродуктивності. Однак аналіз всіх властивостей холодоагенту і досвід експлуатації показав, що споживана потужність на одиницю холодопродуктивності майже однакова для всіх поширених холодоагентів. Тому ККД і економічність зазвичай не є вирішальними факторами при виборі холодоагенту. Більш важливими є властивості, які дозволяють зменшити масу, розміри і початкову вартість холодильного обладнання, спростити автоматизацію і обслуговування. Сущестлений фактор - вартість і наявність самого холодоагенту, вимоги до безпеки.

Після прийняття Кіотського протоколу (1997 г.) одним з вимог до нових холодоагентів стало відсутність атомів хлору в складі речовин. Не містять хлору і не реагують з озоном гідрофторвуглеці - ДФУ (HFC) такі, як R407C, R134a, R410A, R404A, а також природні холодоагенти: повітря, вуглеводні, діоксид вуглецю і аміак, який використовується в холодильній техніці вже більше 130 років через його сприятливих теплофізичних властивостей для отримання холоду [13].

З точки зору залежності тиску від температури насичення, об'ємної холодопродуктивності і термодинамічної ККД оптимального контрольного циклу ці холодоагенти можна назвати взаємозамінними, хоча R404A і R717 мають і переваги і недоліки при порівнянні характеристик.

Випуск аміаку в атмосферу не приносить шкоди навколишньому середовищу. Реагуючи з вуглекислим газом і водою, присутніми в повітрі, аміак утворює нешкідливий двовуглекислий амоній (NH_4HCO_3). На відміну від аміаку R404A відноситься до речовин з відносно високим потенціалом глобального потепління - 3260. Через це застосування R404a і інших ДФУ в великих кількостях обмежено законодавством, яке все більше і більше посилюється.

До переваг R404a перед аміаком відносяться взаємодія з матеріалами, кінцева температура адіабатичного стиснення і безпеку.

Холодоагент R404A - це гідрофторуглеродное з'єднання (HCF) R125/R143a/R134a з співвідношенням масових часток компонентів 44/52/4 з термодинамічними властивостями, порівнянними з властивостями хлорфторвуглеродна (CFC) холодоагенту R502. R404A має нульовий озоноруйнуючий потенціал ($\text{ODP} = 0$) і повсюдно вважається одним з кращих замінників холодоагенту R502. R404A особливо добре працює в установках з низькою температурою кипіння, але також може використовуватися і в агрегатах з середньою температурою кипіння. Холодоагент R404A - це суміш холодоагентів, він має невелику температурне «ковзання» і тому повинен заправлятися в рідкій фазі, але у всіх інших випадках цим «ковзанням» можна знехтувати. Завдяки невеликій температурному «ковзанню» холодоагент R404A часто називають квазіазеотропной сумішшю (суміші з температурним глайдом в 1-2 °C).

R404A сумісний з синтетичними маслами, які в даний час набули широкого поширення: алкілбензольні, поліалкіленгліколевие, поліефірні, поліальфаолефінові, полівінілестеровие, перфторполіестеровие, суміші алкібензольних і мінеральних масел та ін. Синтетичні масла володіють іншими, ніж мінеральні масла індексами в'язкості, температурами затвердіння і хлопьеобразования, теплопровідністю, поверхневий натяг, коефіцієнтами заломлення, критичними температурами розчинення, гігроскопічність і електричною міцністю. Від масла залежать виключно важливі для холодильної

машини властивості маслофреонової розчинів, по суті, є робочою речовиною зворотного термодинамічного циклу.

Фреон R404 - це фреон, який був отриманий штучним шляхом в 1994 р для того, щоб стати аналогом R22 і R502. За задумом, R404 повинен був не тільки увібрати в себе кращі якості обох фреонів, а й мати ряд переваг по деяким критеріям. Широкий попит він отримав не відразу. Спочатку R404A використовувався тільки в спеціально розробленому під нього обладнанні, в основному, це великі холодильні пристрої, призначені для комерційних потреб. Поступово R404A став використовуватися на різних оптових базах, в магазинах, рефрижераторах, в вітринах, згодом заробивши нинішню популярність. Зрозуміло, такий попит на R404A виник не на порожньому місці. Йому сприяли ті переваги, якими володіє даний хладон.

Які переваги дає фреон R404A.

R404A затребуваний за рахунок найрізноманітніших достоїнств. Розглянемо, що ж робить його настільки популярним:

- Значно менший обсяг R404A, ніж багатьох інших хладонів, щоб зробити певну кількість холоду. Якщо виражатися більш науковою мовою, то можна сказати, що, наприклад, у R-502 хладопроїзводительность на 7% нижче, ніж у R-404A.

- Токсичність R404A не вище, ніж у R-502.

- Хімічно стабільна речовина.

- R404A, на відміну від багатьох інших хладонів, не руйнує озоновий шар. Це відбувається тому, що дана речовина не має в складі хлор.

- R404A сприяє парниковому ефекту в значно менше ступеня, ніж багато інших хладони.

- R404A незмінний у своєму складі, навіть якщо відбувається витік, або його перезаряджати. Це дозволяє говорити про те, що його характеристики залишаються незмінними, сприяючи тим самим стабільною і надійною роботі. Крім того, в разі, якщо відбудеться витік фреону 404A, незмінність його складу

стане гарантією загальної безпеки. Можна бути впевненими, що не відбудеться ніяких небезпечних хімічних реакцій.

- R404A є незаймистою речовиною. Хоча ця характеристика кілька умовна, як ми вже відзначали в даній статті раніше. Тому наведене перевага варто враховувати тільки за умови належного зберігання в сухості і без доступу для прямих променів сонця.

- R404A можна використовувати дуже тривалий час за рахунок того, що у нього низька температура розрядки.

Де застосовують фреон R404a

Створений на заміну фреону R502, R404A затребуваний, в першу чергу в тих нішах, які були відведені його попереднику.

R404A широко застосовується в промисловому холодильному обладнанні, тому користується попитом в магазинах і на складах, де є необхідність тривалий час зберігати продукти. Крім того, R404A заправляють пересувне холодильне обладнання. Це не тільки всілякі фури, які перевозять заморожені напівфабрикати, а й контейнери, які використовуються, наприклад, в морських перевезеннях.

Аміак (NH_3) відноситься до холодоагентів середнього тиску і використовується в найбільш затребуваному інтервалі температур охолоджуваного об'єкта від 0 до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температурі конденсації до $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ близько 130 років. Аміак отруйний, але він легко виявляється по запаху в концентраціях, значно нижче рівня токсичності.

Аміак використовується в багатьох країнах в якості холодоагенту в великих холодильних установках в різних галузях промисловості, де необхідно отримання низькотемпературного холоду. Аміак отруйний, але він легко виявляється по запаху в концентраціях, значно нижче рівня токсичності. Аміак має високу енергетичну ефективність, але він горючий, вибухонебезпечний. Незважаючи на відсутність прямого впливу на озоновий шар і парниковий ефект аміак обмежений деякими сферами застосування та географічними регіонами. Ступінь чистоти аміаку, використовуваного в якості холодоагенту,

становить 99,98%, в ньому практично відсутні вода та інші домішки. Аміак легко доступний, недорогий, працює при тисках, порівнянних з іншими холодоагентами, здатний при випаровуванні поглинати велику кількість тепла. Аміак має надзвичайно високу різницю ентальпій при фазових переходах. Аміачні холодильні установки застосовувалися (і в ряді випадків застосовуються) в різних виробничих комплексах, на підприємствах переробної промисловості і сільського господарства, в великих розподільних холодильниках і холодокомбінатах.

Аналізу достоїнств і недоліків аміаку в порівнянні з хладагентами присвячено безліч публікацій, але однозначної відповіді на це питання досі немає. Точно можна сказати лише про те, що він не належить ні до озоноруйнуючим речовин ($ODP = 0$), ні до парникових газів ($GWP = 0$), що в умовах повсюдного виведення з ужитку і тих і інших робить аміак прийнятною альтернативою ГХФУ. Завдяки високому енергетичному ККД потенціал непрямого глобального потепління аміаку порівняно низький.

Чудові теплофізичні характеристики аміаку і відносно низькі ціни на нього забезпечують конкурентні техніко-економічні показники навіть з урахуванням додаткових витрат на безпеку і більш високу вартість аміачного холодильного обладнання. Оптимальний комплексний підхід до проведення реконструкції, коли одночасно вирішуються завдання щодо забезпечення безпеки та зниження енергетичних експлуатаційних витрат.

Розглядаючи стан і перспективи застосування аміаку в холодильній галузі України, слід говорити про три складових питання: техніко-економічної; правової та організаційно-технічної; суспільно-політичної. У техніко-економічному аспекті перше питання - доступність і вартість аміаку - в Україні практично вирішене. Вітчизняне виробництво аміаку в останні роки неухильно росло. В Україні, як і в усьому світі, холодильна галузь споживає аміак не більше 5% від вироблених обсягів, так що дефіциту в доступній для огляду перспективі очікувати не слід. Вартість аміаку також не може стримувати його застосування.

Основні фізичні властивості холодоагентів R404A і R717 наведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Основні фізичні властивості холодоагентів

Параметр	R404A	R717
Молекулярна маса, г / моль	97,6	17,2
Температура кипіння при атмосферному тиску, °C	-46,7	-33,3
Критична температура,	72,7	132,5
Критичний тиск, МПа (абс)	3,735	11,4
Критична щільність рідини, кг/м ³	485,1	235,85
Щільність рідини при 25 °C, кг/м ³	1048	607
Щільність насичених парів при 25 °C, , кг/м ³	18,04	7.803
Питома теплоємність рідини при 25 °C, кДж/(кг·K)	1,502	4,775
Питома теплоємність парів при 25 °C, кДж/(кг·K)	0,871	2.572
Теплота пароутворення при нормальній температурі кипіння, кДж/кг	198,7	1373
Теплопровідність рідини при 25 °C, Вт/(м·K)	$7,46 \cdot 10^{-2}$	0,464
Теплопровідність пару при 25 °C, Вт/(м·K)	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$2,812 \cdot 10^{-2}$
Потенціал руйнування озонowego шару, ODP	0,0	0,0
Потенціал глобального потепління, GWP	3260	

РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Особливості роботи поршневого компресора у схемі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації

Використання штучного холоду у різних галузях нафтохімічної, харчової промисловості, а також у побуті пов'язані з значними витратами енергії при його виробництві. Для зниження споживаної холодильними машинами електроенергії необхідною умовою є підвищення енергетичної ефективності поршневих компресорів, тому що в середньому на частку компресора припадає близько 47% споживаної холодильною машиною електроенергії.

У структурі енергоспоживання галузями промисловості України частку холодильних установок припадає до 8 % усієї виробленої електричної енергії. Холодильна галузь в Україні використовує енергію вкрай неефективно. потенціал енергозбереження для холодильних систем становить близько 60% загального споживання електроенергії

Якщо проаналізувати способи підвищення енергоефективності холодильних установок , то виходить, що ефективність холодильного обладнання можна підвищити як внесенням змін до конструкції системи, так і шляхом вибору оптимального алгоритму його роботи.

Сьогодні в більшості випадків компресори працюють із постійним ступенем стиснення при незмінному тиску конденсації, що можливо при постійній температурі навколишнього середовища. Реальна температура довкілля змінюється протягом року, місяця. Типова зміна температури для південного регіону України (Одеса) наведена в таблиці 2.

З пониженням температури навколишнього середовища нижче розрахункового значення вживаються заходи для підтримки встановленого значення тиску і температури в конденсаторі. Підтримка постійного тиску конденсації викликано тим, що продуктивність терморегулюючого вентиля (ТРВ) залежить від перепаду тисків на ньому. Занадто низький тиск конденсації

призводить до недостатнього перепаду тиску на розширювальному пристрої, в результаті чого випарник погано забезпечується холодоагентом.

Таблиця 2.

Клімат Одеси за останні 10 років (2012–2021 рр.)

Місяць	Абсолютний максимум, °С	Середній максимум, °С	Середня температура, °С	Середній мінімум, °С
Січень	15,1	2,2	0,0	-2,2
Лютий	19,2	3,9	1,4	-1,0
Березень	24,1	8,7	5,6	2,5
Квітень	29,4	14,2	10,7	7,1
Травень	33,3	20,9	17,0	13,2
Червень	37,2	26,2	22,0	17,8
Липень	39,3	28,6	24,0	19,5
Серпень	38,0	28,8	24,2	19,5
Вересень	35,4	22,8	18,8	14,9
Жовтень	30,5	15,4	12,5	9,5
Листопад	26	9,3	7,2	5,1
Грудень	17	4,7	2,6	0,5

З пониженням температури навколишнього середовища нижче розрахункового значення вживаються заходи для підтримки встановленого значення тиску і температури в конденсаторі. Підтримка постійного тиску конденсації викликано тим, що продуктивність терморегулюючого вентиля (ТРВ) залежить від перепаду тисків на ньому. Занадто низький тиск конденсації призводить до недостатнього перепаду тиску на розширювальному пристрої, в результаті чого випарник погано забезпечується холодоагентом. Для збільшення тиску конденсації при низькій температурі навколишнього середовища перед конденсатором встановлюють клапан регулювання тиску конденсації. Виходить, що стабільна робота холодильної машини з ТРВ проводиться за рахунок витрат зайвої роботи при стисненні пара в компресорі. Відомо, що підвищення

Однак існуючі холодильні установки із постійним ступенем стиснення працюють по неоптимальному з точки зору термодинаміки алгоритму: можливістю економії енергії жертвують заради стабільності роботи машини.

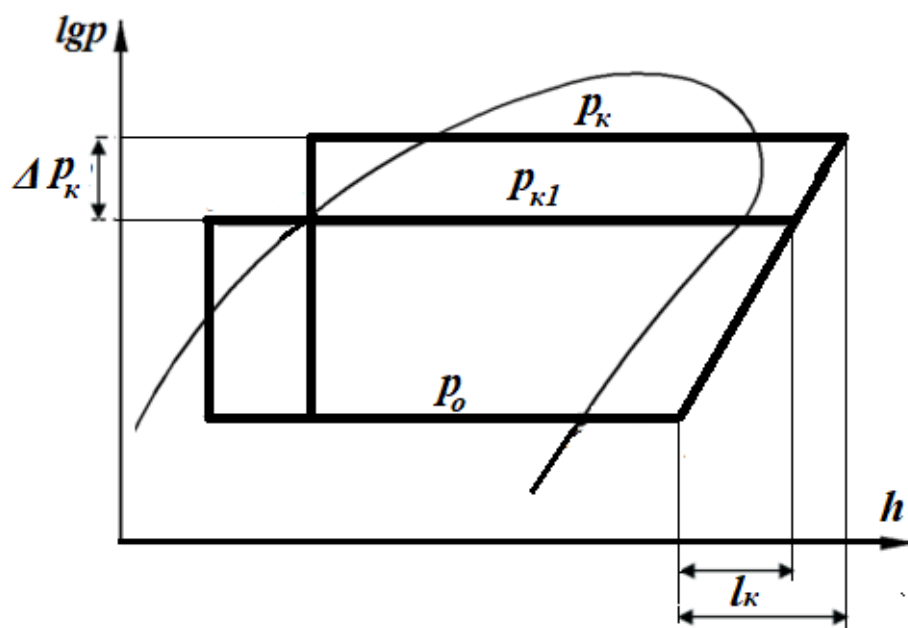


Рис. 2.1. Цикл холодильної машини при «плаваючому» тиску конденсації: p_o, p_k – тиск кипіння та конденсації при проектному режимі роботи холодильної машини; p_{kl} - тиск конденсації при зниженні температури навколишнього середовища; l_k – робота стиску компресора

Режим "плаваючої" конденсації передбачає зниження її температури за зниженням температури навколишнього середовища. А для підвищення тиску

рідкого холодильного агенту до величини, що відповідає тиску конденсації проектного режиму., в аміачній установці у контурі між конденсатором і розширювальним пристроєм а у фреоновій (рис. 2.2) між регенеративним теплообмінником та регулюючим вентилем встановлено герметичний електронасос. В даному випадку насос рідкого холодоагенту використовується як другий ступінь стиснення, що створює тиск подачі, необхідний для забезпечення достатньої пропускної здатності розширювального вентиля.

Робота, витрачена насосом на підвищення тиску рідкого холодоагенту значно менша за додаткову роботу на стиск пари в компресорі, а перепад тисків на ТРВ забезпечував його стабільну роботу [6, 7].

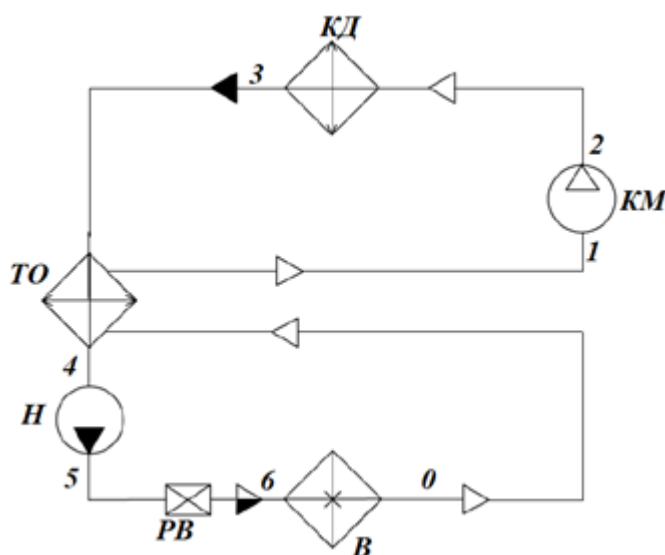


Рис. 2.2. Схема фреонової холодильної машини з плаваючим тиском конденсації: КД - конденсатор; ТО - теплообмінник; Н - насос; РВ - регулюючий вентиль; В - випарник; КМ – компресор

Застосування холодильних установок із плаваючим тиском конденсації дозволяє отримати додаткову ефективність за рахунок модернізації традиційних аміачних та фреонових холодильних циклів.

Досвід експлуатації парокомпресійних холодильних систем з «плаваючим» тиском конденсації в кліматичних умовах США показує, що їх застосування дозволяє заощадити від 10 до 30 % споживаної енергії.

2.2. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і фіксованим тиском конденсації

1) Розрахунок на R717

Вихідні данні:

Холодильний агент - NH_3 .

Температура кипіння $t_o = -15^\circ\text{C}$

Температура конденсації $t_k = 45^\circ\text{C}$,

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора: $V_h = 0,1663 \text{ м}^3/\text{с}$.

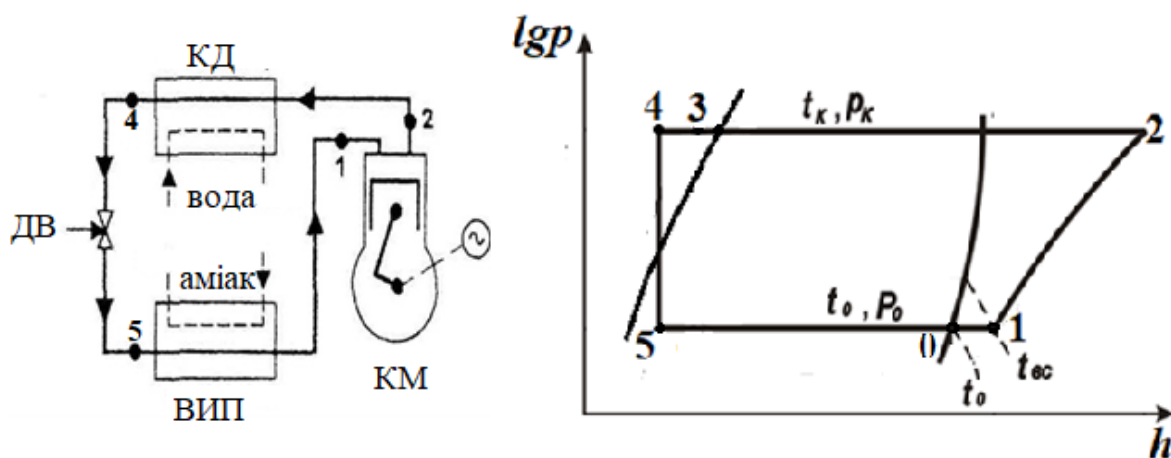


Рис. 2.3. Схема і цикл холодильної машини: КМ –компресор; КД – конденсатор;

ДВ – дросельний вентиль; ВИП – випарник; 1-2 – стиск пари холодоагенту у компресорі; 2-3 – охолодження пари до температури t_k і, власне, конденсація; 3-4 - переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі; 4-5 дроселювання; 5-0 - кипіння холодоагенту у випарнику; 0-1 - перегрів пари у випарнику.

Визначимо параметри вузлових точок циклу і результати зведемо в таблицю 3. При цьому задаються:

-переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі 5 град

$$t_4 = t_k - \Delta t_{n/охл} = 45 - 5 = 40^\circ\text{C};$$

-перегрів парів хладагенту в випарнику 5 град

$$t_1 = t_o + \Delta t_{nep} = -15 + 5 = -10^\circ\text{C}.$$

Таблиця 3.

Параметры цикла

Параметри	Од. вим.	0	1	2	3	4	5
Тиск, p	МПа	0,236	0,236	1,782	1,782	1,782	0,236
Температура, t	°С	-15	-10	+105	+45	40	-15
Энтальпия, h	кДж/кг	1443	1455	1770	410	386,4	386,4
Питомый об'єм, v	кг/м ³		0,520		-	-	

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_5 = 1455 - 386,4 = 1086,6 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома адиабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 1770 - 1455 = 315 \text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 1086,6 / 0,52 = 2090 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,921 \cdot 0,8113 = 0,7472,$$

$$\lambda_c = \left(1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \right) = \left(1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{1,782}{0,236} \right)^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right] \right) = 0,921$$

приймаємо:

$c = 0,015$ – відносне мертвий простір; $m = 1,1$ – показник адиабати розширення.

$$\lambda_w = \left(\frac{T_0}{T_k} \right) = \left(\frac{-15 + 273}{45 + 273} \right) = 0,8113$$

5. Холодопродуктивність компресора:

$$Q_0 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v = 0,1663 \cdot 0,781 \cdot 2090 = 259,7 \text{ кВт.}$$

6. Масова витрата холодильного агента

$$G_a = Q_0 / q_0 = 259,7 / 1086,6 = 0,239 \text{ кг/с.}$$

7. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a = 0,239 \cdot 315 = 75,3 \text{ кВт.}$$

8. Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0 = 0,8113 + 0,001 \cdot (-15) = 0,7963,$$

де $b=0,001$ для NH_3

9. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 75,3 / 0,7963 = 94,6 \text{ кВт.}$$

10. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{ср} = 0,1663 \cdot 60 = 10,0 \text{ кВт,}$$

де середній тиск тертя $p_{ср} = 60 \text{ кПа}$ для NH_3 .

11. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 94,6 + 10 = 104,6 \text{ кВт.}$$

12. Ефективний COP_e

$$COP_e = Q_0 / N_e = 259,7 / 104,6 = 2,48.$$

13. Теоретичний COP_T

$$COP_T = q_o / l_a = 1086,6 / 315 = 3,45.$$

14. Ступінь термодинамічної досконалості циклу:

теоретична

$$\eta^T_{СТС} = COP_T / COP_{Карно} = 3,45 / 4,3 = 0,802,$$

де $COP_{Карно}$ — коефіцієнт перетворення Карно

$$COP_{Карно} = T_o / (T_k - T_o) = 258 / (318 - 258) = 4,3;$$

дійсна

$$\eta^D_{СТС} = COP_d / COP_{Карно} = 2,48 / 4,3 = 0,577.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = Q_o + N_i = 259,6 + 94,6 = 354,2 \text{ кВт}$$

2) Розрахунок на R404A

Вихідні дані :

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора: $V_h = 0,1663 \text{ м}^3/\text{с}$.

Температура кипіння $t_o = -15 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура конденсації $t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура всмоктування $t_l = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ Холодильний агент – **R404A**

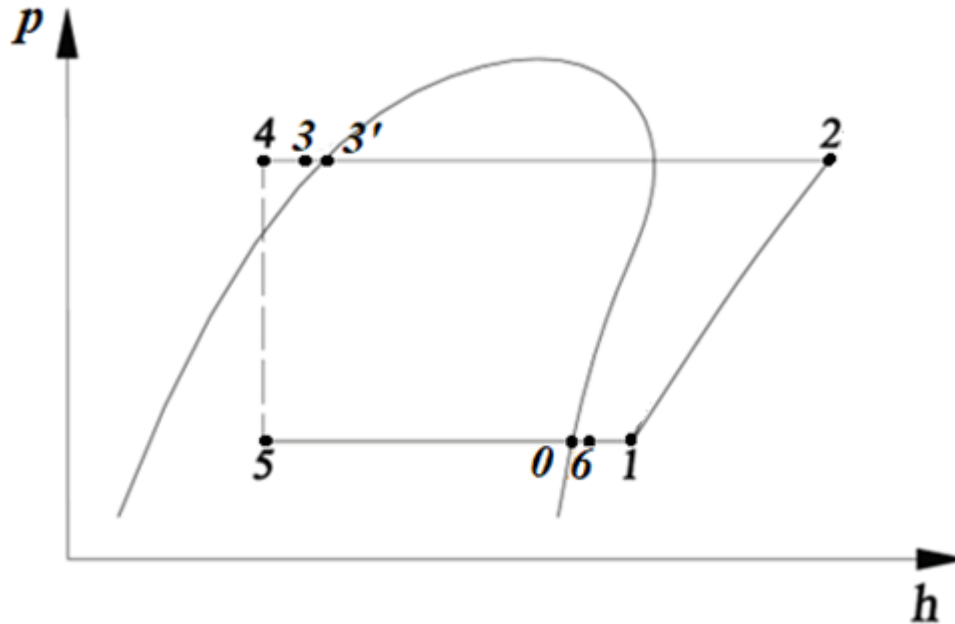


Рис. 2.4. Цикл холодильної машини з поршневим компресором і регенеративним теплообмінником: 1-2 стиск у компресорі; 2-3' – охолодження пари до температури t_k і, власне, конденсація, 3'-3 - переохолодження рідкого холодоагента в конденсаторі; 3-4 - переохолодження рідкого холодоагента в регенеративному теплообміннику (РТО); 4-5 дроселювання; 5-0 - кипіння агента у випарнику; 0-1' - перегрів пари у випарнику; 6-1 - перегрів пари в РТО.

Визначимо параметри вузлових точок циклу і результати зведемо в таблицю 4. При цьому задаються:

-переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі 5 град

$$t_3 = t_k - \Delta t_{n/охл} = 45 - 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C};$$

-перегрів парів хладагенту в випарнику 5 град

$$t_6 = t_o + \Delta t_{неп} = -15 + 5 = -10 \text{ }^\circ\text{C};$$

-недорекуперація на теплову кінці РТО - 25 $^\circ\text{C}$

$$t_1 = t_3 - \Delta t_{недорек} = 40 - 25 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Таблиця 4.

	1	2	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	2,045	2,045	2,045	2,045	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	15	78,8	45	40	27,7	-15	-15	-10
h , кДж/кг	385,3	425,9	273,2	263,8	242,3	242,3	359,6	363,8
v , м ³ /кг	0,063							

З теплового балансу РТО визначимо ентальпію в т.4

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 263,8 - (385,3 - 363,8) = 242,3 \text{ кДж/кг.}$$

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 = 363,8 - 242,3 = 121,5 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома адіабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 425,9 - 385,3 = 40,6 \text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 121,5 / 0,063 = 1929 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Теоретичний COP_T

$$COP_T = q_0 / l_a = 121,5 / 40,6 = 2,993.$$

5. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,931 \cdot 0,776 = 0,7224,$$

де λ_c – об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{2,045}{0,364} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,931,$$

де $c = 0,015$ – відносна величина мертвого простору,

$m = 1$ – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору;

λ_w – фіктивний коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta} = \frac{258 + 30}{1,12 \cdot 318 + 0,5 \cdot 30} = 0,776,$$

де $\alpha = 1,12$; $b = 0,5$; $\theta = t_1 - t_0 = 15 + 15 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

6. Холодопродуктивність поршневого компресора:

$$Q_o = V_h \cdot \lambda \cdot q_v = 0,1663 \cdot 0,7224 \cdot 1929 = 231,7 \text{ кВт}$$

7. Масова витрата холодильного агента

$$G_a = Q_o / q_o = 231,7 / 121,5 = 1,907 \text{ кг/с}$$

8. Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a = 1,907 \cdot 40,6 = 77,4 \text{ кВт.}$$

9. Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_o = 0,0776 + 0,0025 \cdot (-15) = 0,7385,$$

де $b=0,0025$ для фреонів.

10. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 77,4 / 0,7385 = 104,8 \text{ кВт.}$$

11. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{ср} = 0,1663 \cdot 60 = 10,0 \text{ кВт,}$$

де середній тиск тертя $p_{ср} = 60 \text{ кПа}$ для **R404A**.

12. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 104,8 + 10 = 114,8 \text{ кВт.}$$

13. Ефективний COP_e

$$COP_e = Q_o / N_e = 231,7 / 114,8 = 2,028.$$

14. Ступінь термодинамічної досконалості циклу:

теоретична

$$\eta_{СТС}^T = COP_T / COP_{Карно} = 2,993 / 4,3 = 0,696,$$

де $COP_{Карно}$ — коефіцієнт перетворення Карно

$$COP_{Карно} = T_o / (T_k - T_o) = 258 / (318 - 258) = 4,3;$$

дійсна

$$\eta_{СТС}^D = COP_D / COP_{Карно} = 2,028 / 4,3 = 0,472.$$

2.3. Тепловий розрахунок одноступеневого холодильного циклу з поршневим компресором і «плаваючим» тиском конденсації

Ефективність холодильного обладнання можна підвищити як внесенням змін до конструкції системи, так і шляхом вибору оптимального алгоритму його роботи. Схема холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації є прикладом підвищення ефективності роботи поршневого компресора шляхом удосконалення холодильного циклу.

У сучасних системах охолодження з пониженням температури навколишнього середовища нижче розрахункового значення вживаються заходи для підтримки встановленого значення тиску і температури в конденсаторі. Підтримує постійний тиск конденсації викликано тим, що продуктивність терморегулюючого вентиля (ТРВ) залежить від перепаду тисків на ньому. Занадто низький тиск конденсації призводить до недостатнього перепаду тиску на розширювальному пристрої, в результаті чого випарник погано забезпечується холодоагентом. Разом з тим ясно, що при більш низькій температурі конденсації робота холодильної машини ефективніше, тобто існуючі холодильні установки з ТРВ працюють по неоптимальному з точки зору термодинаміки алгоритму: можливістю економії енергії жертвують заради стабільності роботи машини (рис. 2).

У контурі між конденсатором і розширювальним пристроєм встановлено насос, що підвищує тиск рідини. Продуктивність конденсатора не регулюється і процес конденсації завжди відбувається при температурі, що відповідає температурі навколишнього середовища. Напір, необхідний для стійкої роботи розширювального вентиля забезпечується насосом. Витрати енергії на стиснення рідини при цьому незрівнянно менше витрат на стиснення газу в компресорі.

1) Розрахунок на R717

Вихідні дані :

Холодильний агент - NH_3 .

Температура кипіння $t_o = -15^\circ C$;

Температура $t_k = 20, 25, 30, 35, 40^\circ C$.

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора: $V_h = 0,1663 \text{ м}^3/\text{с}$.

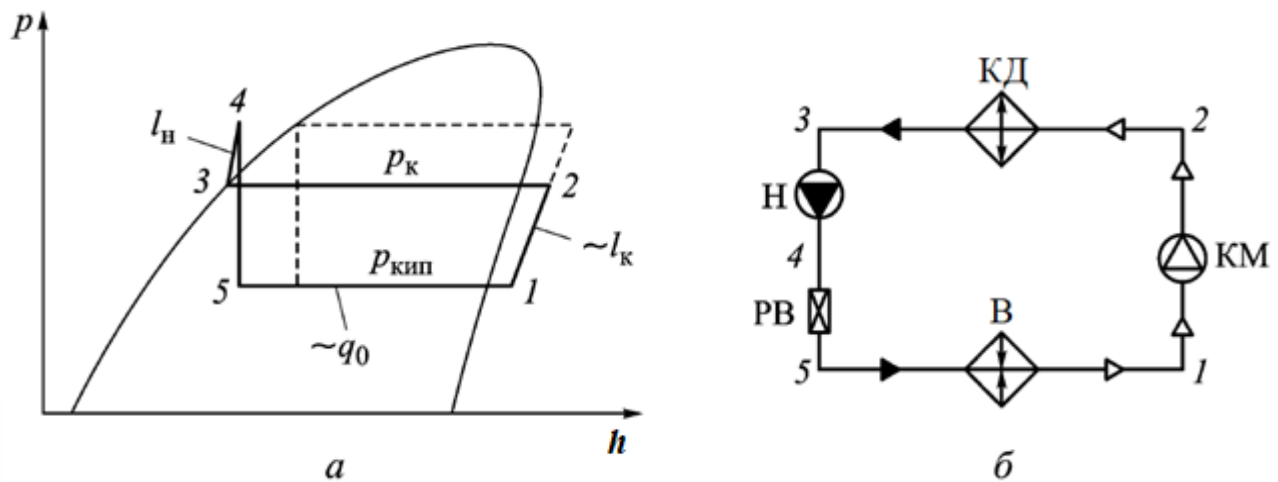


Рис. 2.5 . Цикл (а) і схема (б) аміачної холодильної машини з плаваючим тиском конденсації: КД - конденсатор; Н - насос; РВ -регулююча вентиль; В - випарник; КМ – компресор.

Визначимо параметри вузлових точок циклу і результати зведемо в таблиці 2.9, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13. При цьому задаються:

-переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі 5 град. t_3

$$= t_k - \Delta t_{n/охл} ;$$

-перегрів парів хладагенту в випарнику 5 град

$$t_1 = t_o + \Delta t_{пер} .$$

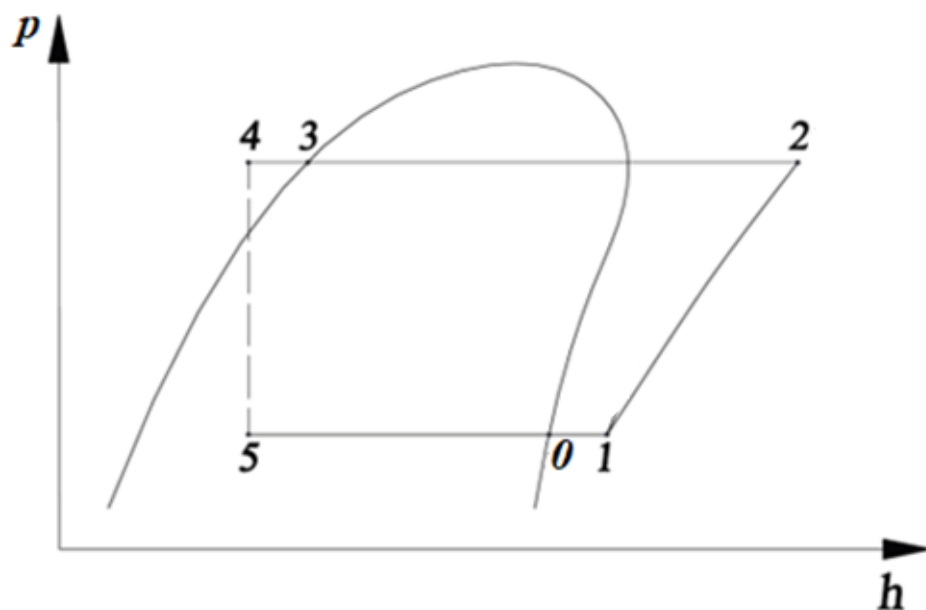


Рис. 2.6. Цикл аміачної холодильної машини з поршневим компресором для розрахунку

Таблиця 5.

$t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	2м	3	4	5	0
p , МПа	0,236	0,857	0,857	0,857	0,857	0,236	0,236
t , $^{\circ}\text{C}$	-10	80,3	60	20	15	-15	-15
h , кДж/кг	1455	1640	1588	292	269	269	1443
v , м ³ /кг	0,52			0,00164			

Таблиця 6.

$t_k = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	2м	3	4	5	0
p , МПа	0,236	1,003	1,003	1,003	1,003	0,236	0,236
t , $^{\circ}\text{C}$	-10	92,9	90	25	20	-15	-15
h , кДж/кг	1455	1665,5	1659	315,5	292,2	292,2	1443
v , м ³ /кг	0,52			0,00166			

Таблиця 7.

$t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	2м	3	4	5	0
p , МПа	0,236	1,167	1,167	1,167	1,167	0,236	0,236
t , $^{\circ}\text{C}$	-10	105,4	90	30	25	-15	-15
h , кДж/кг	1455	1692	1653	339	315,5	315	1443
v , м ³ /кг	0,52			0,00168			

Таблиця 8.

$t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	2м	3	4	5	0
p , МПа	0,236	1,35	1,35	1,35	1,35	0,236	0,236
t , $^{\circ}\text{C}$	-10	117,8	90	35	30	-15	-15
h , кДж/кг	1455	1718	1646	362,6	339	339	1443
v , м ³ /кг	0,52			0,0017			

Таблиця 9.

$t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	2м	3	4	5	0
p , МПа	0,236	1,555	1,555	1,555	1,555	0,236	0,236
t , $^{\circ}\text{C}$	-10	130,1	90	40	35	-15	-15
h , кДж/кг	1455	1744	1639	386	363	363	1443
v , м ³ /кг	0,52			0,00173			

Розрахунок при $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_o = h_1 - h_5 = 1455 - 269 = 1186 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома адіабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 1640 - 1455 = 185 \text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_o / v_1 = 1186 / 0,52 = 2281 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{w'} = 0,967 \cdot 0,881 = 0,852$$

$$\lambda_c = \left(1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \right) = \left(1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{0,857}{0,236} \right)^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right] \right) = 0,967$$

приймаємо:

$c = 0,015$ – відносне мертвий простір; $m = 1,1$ – показник адіабати розширення.

$$\lambda_{w'} = T_o / T_k = 258 / 293 = 0,881$$

5. Холодопродуктивність компресора:

$$Q_o = V_h \cdot \lambda \cdot q_v = 0,1663 \cdot 0,852 \cdot 2281 = 323,2 \text{ кВт.}$$

6. Масова витрата холодильного агента

$$G_a = Q_o / q_o = 323,2 / 1186 = 0,273 \text{ кг/с.}$$

7. Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a = 0,273 \cdot 185 = 50,5 \text{ кВт.}$$

8. Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_o = 0,881 + 0,001 \cdot (-15) = 0,866.$$

9. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 50,5 / 0,866 = 58,3 \text{ кВт.}$$

10. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{cp} = 0,1663 \cdot 60 = 10,0 \text{ кВт,}$$

де середній тиск тертя $p_{cp} = 60 \text{ кПа}$ для NH_3 .

11. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 58,3 + 10 = 68,3 \text{ кВт.}$$

12. Ефективний COP_e

$$COP_e = Q_0 / N_e = 323,2 / 68,3 = 4,73.$$

13. Теоретичний COP_T

$$COP_T = q_o / l_a = 1186 / 185 = 6,41.$$

14. Об'ємна витрата рідкого холодоагенту після конденсатора при $t_k = 20^\circ C$:

$$V_{ж.х/а} = G_a \cdot v_{жк} = 0,273 \cdot 0,00164 = 0,0004477 \text{ м}^3/\text{с} = 1,61 \text{ м}^3/\text{год.},$$

де $v_{жк} = 0,00164 \text{ м}^3/\text{кг}$ - питомий об'єм рідини при $t_4 = 15^\circ C$.

15. Необхідна потужність приводу рідинного насоса визначаємо за формулою:

$$N_n = V \cdot H / (\eta_n \cdot 1000),$$

де V - об'ємна витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H = p_{к45} - p_{к20}$ - тиск, що розвивається насосом, Па;

η_n - ККД насоса, $\eta_n = 0,7$ - для середніх насосів.

По максимальному об'ємному витраті рідкого холодильного агента R717 після конденсатора і створюваному напору підбираємо герметичний насос рідкого аміаку типу БЕН-74, якій буде підвищувати тиск рідкого аміаку від тиску конденсації до необхідного тиску подачі (17,82 бар) ТРВ.

Визначимо потужність приводу рідинного насоса при $t_k = 20^\circ C$:

$$N_n = 0,0004477 \cdot (1,782 - 0,857) \cdot 10^6 / (0,7 \cdot 1000) = 0,592 \text{ кВт.}$$

Таблица 10.

Результати теплового розрахунку поршневого холодильного компресора на

R717 при $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_k = 20, 25, 30, 35, 40, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_k, \text{ }^{\circ}\text{C}$	20	25	30	35	40	45
$t_3 = t_k - 5, \text{ }^{\circ}\text{C}$	15	20	25	30	35	40
$t_1 = t_o + 5, \text{ }^{\circ}\text{C}$	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$q_0 = h_1 - h_5, \text{ кДж/кг}$	1186	1163	1140	1116	1092	1087
$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}$	185	210,5	237	263	289	315
$q_v = q_0 / v_1, \text{ кДж/м}^3$	2281	2236	2192	2146	2100	2090
$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_c}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$ $c = 0,015; m = 1,1$	0,967	0,959	0,951	0,942	0,932	0,921
$\lambda_w = T_o / T_k$	0,881	0,866	0,851	0,838	0,824	0,8113
$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w$	0,852	0,8305	0,809	0,789	0,768	0,747
$Q_o = V_h \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}$	323,2	308,8	295	281,7	268,2	259,7
$G_a = Q_o / q_0, \text{ кг/с}$	0,273	0,2655	0,259	0,2524	0,2456	0,239
$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}$	50,5	55,9	61,3	66,4	71,0	75,3
$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_o, b = 0,001$	0,866	0,851	0,836	0,823	0,809	0,7963
$N_i = N_a / \eta_i, \text{ кВт}$	58,3	65,7	73,4	80,7	87,7	94,6
$N_{мер} = V_h \cdot p_{ср}, \text{ кВт}$ $p_{ср} = 60 \text{ кПа}$	10	10	10	10	10	10
$N_e = N_i + N_{мер}, \text{ кВт}$	68,3	75,7	83,4	90,7	97,7	104,7
$COP_T = q_0 / l_a$	6,41	5,52	4,81	4,24	3,78	3,45
$COP_e = Q_o / N_e$	4,73	4,08	3,54	3,11	2,75	2,48
$V_{ж.х/а} = G_a \cdot v_{жк}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,000448	0,000441	0,000435	0,000429	0,000425	-
$H = p_{к45} - p_{к1}, \text{ Па}$	925000	779000	615000	432000	227000	-
$N_n = V_{ж.х/а} \cdot H / (\eta_n \cdot 1000), \text{ кВт}$	0,592	0,491	0,382	0,265	0,138	-
$N_{сум} = N_e + N_n, \text{ кВт}$	68,9	76,19	83,78	90,97	97,84	-
$COP_{ИТК} = Q_o / N_{сум}$	4,69	4,05	3,52	3,1	2,74	-
$\Delta \bar{N}_{ei} = [(N_{e45} - N_{ei}) / N_{e45}] \cdot 100\% \%$	34,2	27,2	20,0	13,1	6,65	-

16. Повна витрата енергії в циклі з плаваючим тиском конденсації (ПТК)
при $t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$N_{\text{сум}} = N_e + N_n = 68,3 + 0,592 = 68,9 \text{ кВт.}$$

17. Дійсний COP циклу з ПТК

$$\text{COP}_{\text{ПТК}} = Q_0 / N_{\text{сум}} = 323,2 / 68,9 = 4,69.$$

18. Відносне зниження енергоспоживання холодильною установкою
складе: при $t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta \bar{N}_{e20} = [(N_{e45} - N_{e20}) / N_{e40}] \cdot 100\% = [(104,6 - 68,3) / 104,6] \cdot 100\% = 34,7\%,$$

Розрахунки для всіх температур конденсації зведемо в таблицю 10.

2) Розрахунок на R404A

Вихідні дані:

Холодильний агент – **R404A**

Температура кипіння $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$; Температура $t_k = 20, 30, 40, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора: $V_h = 0,1663\text{ м}^3/\text{с}$.

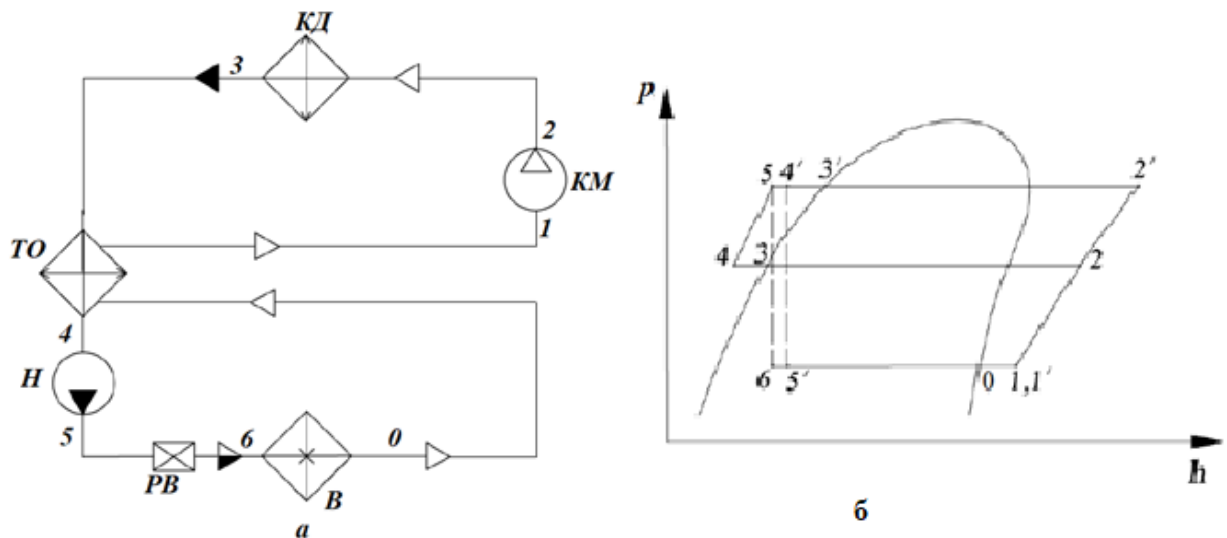


Рис. 2.7. Схема (а) і цикл (б) фреонової холодильної машини з плаваючим тиском конденсації: КД - конденсатор; ТО - теплообмінник; Н - насос; РВ -регулюючий вентиль; В - випарник; КМ – компресор; 1'-2'-3'-4'-5'- цикл роботи холодильної машини без насоса; 1-2-3-4-5 - цикл роботи холодильної машини з насосом.

Визначимо параметри вузлових точок циклів і результати зведемо в таблиці 2.3, 2.4, 2.5. При цьому задаються:

-переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі 5 град

$$t_3 = t_k - \Delta t_{n/охл} = t_k - 5, \text{ }^{\circ}\text{C};$$

-перегрів парів хладагенту в випарнику 5 град

$$t_6 = t_o + \Delta t_{nep} = -15 + 5 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

-температура всмоктування $t_1 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

З теплового балансу РТО визначимо ентальпію в т.4

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6)$$

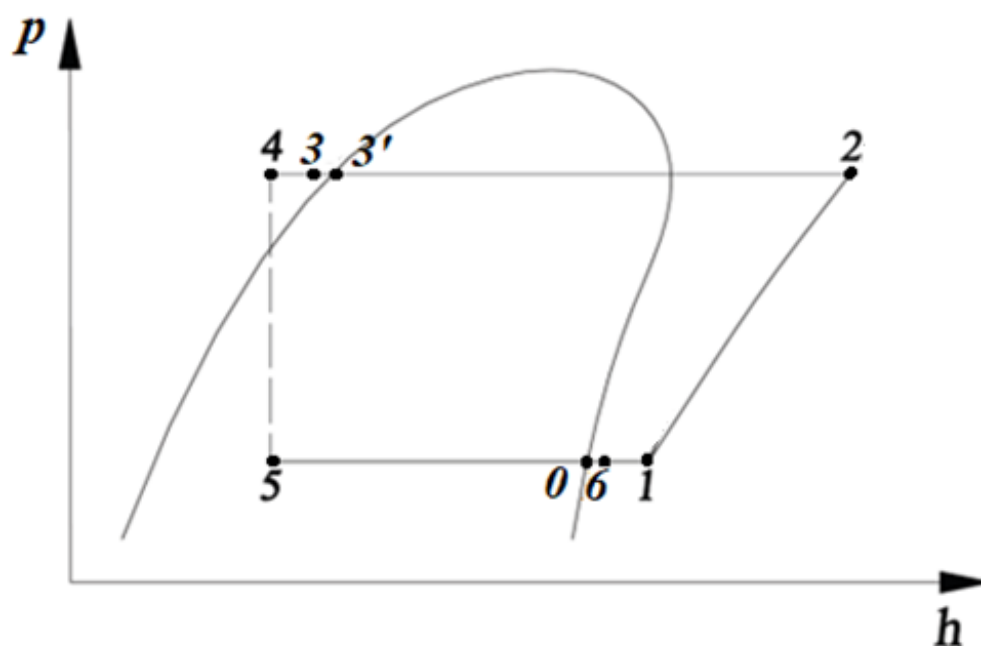


Рис. 2.8. Цикл фреонової холодильної машини з поршневим компресором і регенеративним теплообмінником для розрахунку

Таблиця 11.

$t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	1,09	1,09	1,09	1,09	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	10	47,8	20	15	6,5	-15	-15	-10
h , кДж/кг	380,9	406	229,9	222,1	205	205	359,6	363,8
v , $\text{м}^3/\text{кг}$	0,0603		0,00099	0,00099				

Таблиця 12.

$t_k = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	1,243	1,243	1,243	1,243	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	15	58,0	25	20	6,0	-15	-15	-10
h , кДж/кг	385,3	414,2	237,9	229,9	208,4	208,4	359,6	363,8
v , $\text{м}^3/\text{кг}$	0,063		0,00101	0,00101				

Таблиця 13.

$t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2s	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	1,42	1,42	1,42	1,42	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	15	63,15	30	25	11,2	-15	-15	-10
h , кДж/кг	385,3	417,2	246,2	237,9	216,4	216,4	359,6	363,8
v , м ³ /кг	0,063		0,00105	0,00105				

Таблиця 14.

$t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2s	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	3,64	1,607	1,607	1,607	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	15	68,3	35	30	16,7	-15	-15	-10
h , кДж/кг	385,3	420,2	254,8	246,2	224,7	224,7	359,6	363,8
v , м ³ /кг	0,063		0,00108	0,00108				

Таблиця 15.

$t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	1	2s	3'	3	4	5	0	6
p , МПа	0,364	1,82	1,82	1,82	1,82	0,364	0,364	0,364
t , $^{\circ}\text{C}$	15	73,6	40	35	22,2	-15	-15	-10
h , кДж/кг	385,3	423,1	263,8	254,8	233,3	233,3	359,6	363,8
v , м ³ /кг	0,063		0,00113	0,00113				

Розрахунок при $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 = 363,8 - 205 = 158,8 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома адіабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 406 - 380,9 = 25,1 \text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 158,8 / 0,0603 = 2633 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Теоретичний COP_T

$$COP_T = q_o / l_a = 158,8 / 25,1 = 6,33.$$

5. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{w'}, = 0,97 \cdot 0,831 = 0,806,$$

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{1,09}{0,364} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,970,$$

де $c = 0,015$ – відносна величина мертвого простору,

$m=1$ – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору;

$\lambda_{w'}$ – фиктивний коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta} = \frac{258 + 25}{1,12 \cdot 293 + 0,5 \cdot 25} = 0,831,$$

де $\alpha = 1,12$; $b = 0,5$; $\theta = t_1 - t_o = 15 + 10 = 25$ °C;

6. Холодопродуктивність поршневого компресора:

$$Q_o = V_h \cdot \lambda \cdot q_v = 0,1663 \cdot 0,7178 \cdot 1885 = 353 \text{ кВт}.$$

7. Масова витрата холодильного агента

$$G_a = Q_o / q_o = 353 / 158,8 = 2,223 \text{ кг/с}$$

8. Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a = 2,223 \cdot 25,1 = 55,8 \text{ кВт}.$$

9. Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_{w'} + b \cdot t_o = 0,831 + 0,0025 \cdot (-15) = 0,794,$$

де $b=0,0025$ для фреонів.

10. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 55,8 / 0,794 = 70,3 \text{ кВт}.$$

11. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{cp} = 0,1663 \cdot 60 = 10,0 \text{ кВт},$$

де середній тиск тертя $p_{cp} = 60 \text{ кПа}$ для **R452A**.

12. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 70,3 + 10 = 80,3 \text{ кВт}.$$

13. Ефективний COP_e

$$COP_e = Q_0 / N_e = 353 / 80,3 = 4,40.$$

14. Об'ємна витрата рідкого холодоагенту після конденсатора

$$V_{ж.х/а} = G_a \cdot v_{ж} = 2,223 \cdot 0,00099 = 0,0022 \text{ м}^3/\text{с} = 7,92 \text{ м}^3/\text{г},$$

де $v_{ж} = 0,00099$ питомий об'єм рідини R404A при $t_k = 20^\circ\text{C}$

15. Необхідна потужність приводу рідинного насоса визначаємо за формулою:

$$N_n = V \cdot H / (\eta_n \cdot 1000) = 0,0022 \cdot 1061000 / (0,8 \cdot 1000) = 2,92 \text{ кВт},$$

де $V = 0,0022 \text{ м}^3/\text{с}$ об'ємна витрата рідини;

$$H = p_{к45} - p_{к20} = 2,151 - 1,09 = 1,061 \text{ МПа} = 1061000 \text{ Па} - \text{тиск, що}$$

розвивається насосом;

η_n - ККД насоса, $\eta_n = 0,8$ - для середних насосів.

16. По максимальному об'ємному витраті рідкого холодильного агента R404A після конденсатора $V_{ж.х/а} = 0,0022 \text{ м}^3/\text{с} = 7,92 \text{ м}^3/\text{г}$ і створюваному напору підбираємо герметичний насос рідкого фреону типу БЕН-72, який буде підвищувати тиск рідкого хладону від тиску конденсації до необхідного тиску подачі (2,151 МПа) ТРВ.

17. Повна витрата енергії в циклі з плаваючим тиском конденсації (ПТК) при $t_k = 20^\circ\text{C}$:

$$N_{\text{сум}} = N_e + N_n = 80,3 + 2,92 = 83,22 \text{ кВт}.$$

18. COP холодильного циклу з ПТК

$$COP_{\text{ПТК}} = Q_0 / N_{\text{сум}} = 353 / 83,22 = 4,24.$$

19. Відносне зниження енергоспоживання холодильною установкою складе: при $t_k = 20^\circ\text{C}$

$$\Delta \bar{N}_{e20} = [(N_{e45} - N_{e\text{сум}20}) / N_{e45}] \cdot 100\% = [(114,8 - 83,22) / 114,8] \cdot 100\% = 27,5 \%,$$

Розрахунки для інших температур конденсації зведемо в таблицю 16.

Таблиця 16.

Результати теплового розрахунку поршневого холодильного компресора на

R404A при $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_k = 20, 25, 30, 35, 40, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_{к} \text{ }^{\circ}\text{C}$	20	25	30	35	40	45
$t_3 = t_k - 5, \text{ }^{\circ}\text{C}$	15	20	25	30	35	40
$t_1 = t_3 - 10, \text{ }^{\circ}\text{C}$	5	10	15	15	15	15
$t_6 = t_o + 5, \text{ }^{\circ}\text{C}$	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6), \text{ кДж/кг}$	205	208,4	216,4	224,7	233,3	242,3
$q_0 = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг}$	158,8	155,4	147,4	139,1	130,5	121,5
$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}$	25,1	28,9	31,9	34,9	37,8	40,6
$q_v = q_0 / v_1, \text{ кДж/м}^3$	2521	2467	2340	2208	2071	1929
$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$ $c = 0,015; m = 1,0$	0,970	0,964	0,9565	0,949	0,940	0,931
$\lambda_{w'} = \frac{T_o + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta},$ $\alpha = 1,12; b = 0,5; \theta = t_1 - t_o$	0,831	0,826	0,813	0,800	0,788	0,776
$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{w'}$	0,806	0,796	0,778	0,759	0,741	0,7224
$Q_o = V_h \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}$	338	326,6	302,6	278,8	255,1	231,7
$G_a = Q_o / q_0, \text{ кг/с}$	2,128	2,102	2,053	2,004	1,955	1,907
$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}$	53,4	60,74	65,5	69,9	73,9	77,4
$\eta_i = \lambda_{w'} + b \cdot t_o, b = 0,0025$	0,794	0,789	0,776	0,763	0,751	0,7385
$N_i = N_a / \eta_i, \text{ кВт}$	67,3	77,0	84,4	91,7	98,4	104,8
$N_{мер} = V_h \cdot p_{cp}, \text{ кВт}$ $p_{cp} = 60 \text{ кПа}$	10	10	10	10	10	10
$N_e = N_i + N_{мер}, \text{ кВт}$	77,3	87,0	94,4	101,7	108,4	114,8
$COP_T = q_0 / l_a$	6,33	5,38	4,62	3,99	3,45	2,99
$COP_e = Q_o / N_e$	4,40	3,754	3,21	2,74	2,35	2,02
$V_{ж.х/а} = G_a \cdot v_p, \text{ м}^3/\text{с}$	0,0022	0,00217	0,002155	0,00216	0,00244	-
$H = p_{к45} - p_{ki}, \text{ Па}$	1061000	908000	731000	544000	331000	-
$N_n = V_{ж.х/а} \cdot H / (\eta_n \cdot 1000), \text{ кВт}$	2,92	2,46	1,97	1,47	1,01	-
$N_{сум} = N_e + N_n, \text{ кВт}$	80,22	89,46	96,37	103,17	109,41	-
$COP_{ПТК} = Q_o / N_{сум}$	4,24	3,65	3,14	2,7	2,33	-
$\Delta \bar{N}_e, \%$	30,1	22,1	16,1	10,1	4,7	-

2.5. Дослідження робочих характеристик поршневого компресора в циклі з «плаваючим» тиском конденсації

Поршневі компресори широко застосовуються практично у всіх схемних рішеннях машин великої, середньої і малої продуктивності. Тому оцінка і підвищення ефективності їх роботи в середньотемпературних режимах роботи, забезпечення (особливо в великих установках) зниження експлуатаційних витрат на виробництво холоду, є досить важливим в умовах зростання цін на електроенергію.

Відповідно до завдання в даній роботі для перевірки можливості зменшити енерговитрати у системах, виконаних на основі парокомпресійного холодильного циклу з плаваючим тиском конденсації були проведені чисельні експерименти. Розрахунки проведено при роботі холодильної машини з поршневим компресором на холодильних агентах R404A і R717 в одноступінчастому середньотемпературному циклі (рис.2.3, рис. 2.4).

В одному режимі компресор, який працював з постійним ступенем стиснення, розрахованим на підтримку далення конденсації холодоагенту за максимальної розрахункової температури навколишнього середовища, характерної для південного регіону України (табл. 2). Була прийнята температура кипіння холодильного агента $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і температурі конденсації $t_k = +45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В іншому режимі компресор працює при постійному тиску кипіння холодильного агента, що відповідає $t_o = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і плаваючому (змінному) тиску конденсації, яке відповідало зміні температур конденсації в інтервалі $+20\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Встановлений між конденсатором та регулюючим вентилем насос підвищував тиск рідкого холодоагенту до величини, що відповідає тиску конденсації проектного режиму $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$, забезпечував перепад тисків на ТРВ та його стабільну роботу.

Результати чисельних експериментів представлені у вигляді графіків на рис. 2.9 – 2.12.

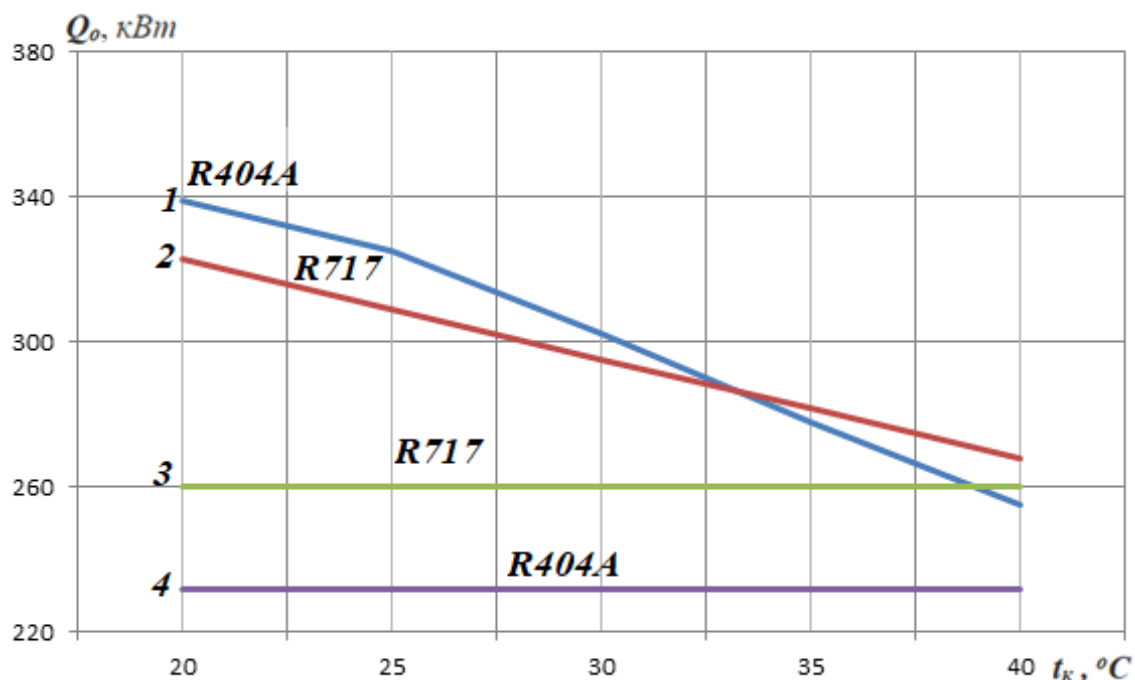


Рис. 2.9. Залежність $Q_o = f(t_k)$: 1, 2 - в циклі з плаваючим тиском конденсації;
3,4 - в циклі з фіксованим тиском конденсації

На рис. 2.9 показано залежність холодопродуктивності компресора від температури плаваючого тиску конденсації при роботі на R404A (крива 1) та R717(аміаку) – (крива 2) у середньотемпературному циклі (температура кипіння $-15\ ^\circ C$). Для порівняння показана холодопродуктивність при фіксованому тиску конденсації 3 – для R717 та 4 - для R404A.

На рис. 2.10 - залежність сумарної потужності, витраченої на стиск у компресорі та рідинному насосі (фреоновому або аміачному) від температури «плаваючого» тиску конденсації. Для порівняння показана потужність поршневого компресора при фіксованому тиску конденсації 3 – для R717 та 4 - для R404A

З графіків на рис. 2.9 слід, що при зниженні температури конденсації з $+45\ ^\circ C$ до $20\ ^\circ C$ холодопродуктивність компресора на R717 збільшується на 25%, а на R404A - на 46%. Це відбувається тому, що при зниженні тиску конденсації масова продуктивність q_o зростає, оскільки збільшується частка

рідкого холодоагенту після дроселювання. Для підтримки постійної холодопродуктивності Q_0 необхідно зменшити масову витрату холодоагенту, що дасть додаткову можливість економії енергії. Напір, необхідний для стійкої роботи ТРВ, забезпечується насосом.

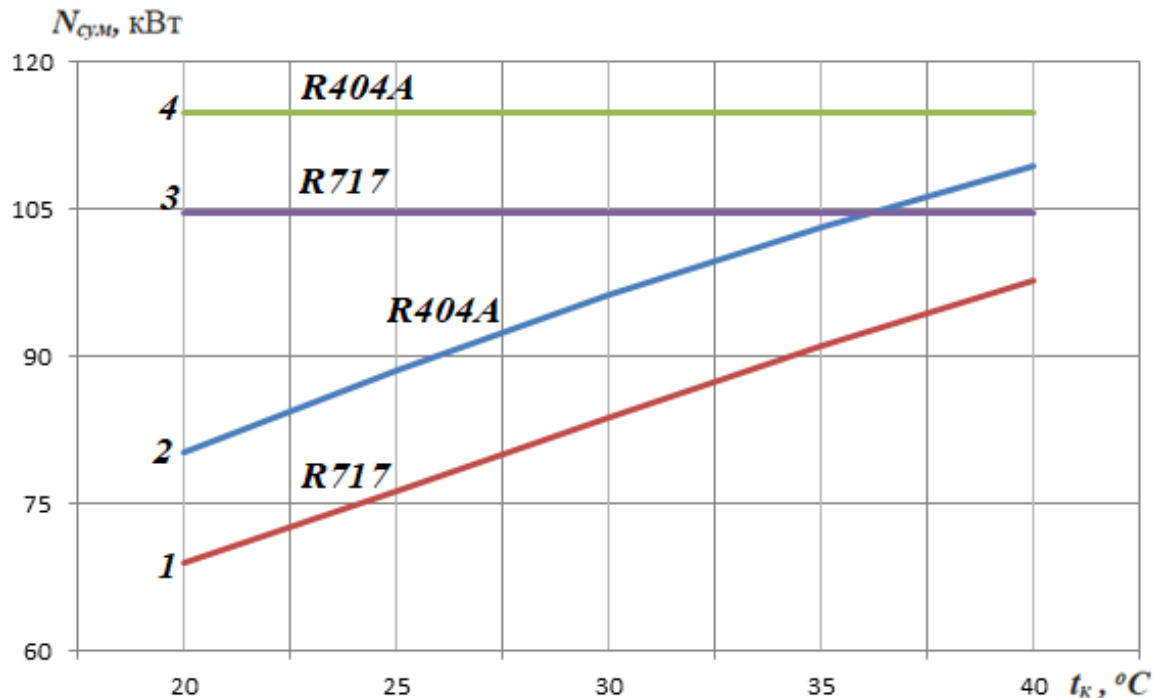


Рис. 2.10. Залежність $N_{сум} = f(t_k)$: 1, 2 - в циклі з плаваючим тиском конденсації; 3, 4 - в циклі з фіксованим тиском конденсації

З графіків на рис. 2.10 слід, що при зниженні температури конденсації з +45 °C до 20 °C витрати енергії на стиск у компресорі зменшуються при роботі на **R717** на 34,2%, а при роботі на **R404A** на 30,1%. Це відбувається тому, що при зниженні тиску конденсації зменшується питома робота стиснення.

На рис. 2.11 показано - залежність коефіцієнта перетворення COP поршневого компресора від температури «плаваючого» тиску конденсації. Для порівняння наведено COP компресора при фіксованому тиску конденсації.

З графіків на рис. 2.11 слід, що коефіцієнта перетворення поршневого компресора при роботі на **R717** більше, чим при роботі на **R404A**. Зі збільшенням температури конденсації від 20 до 45 градусів різниця значень COP збільшується від 11 % до 23%.

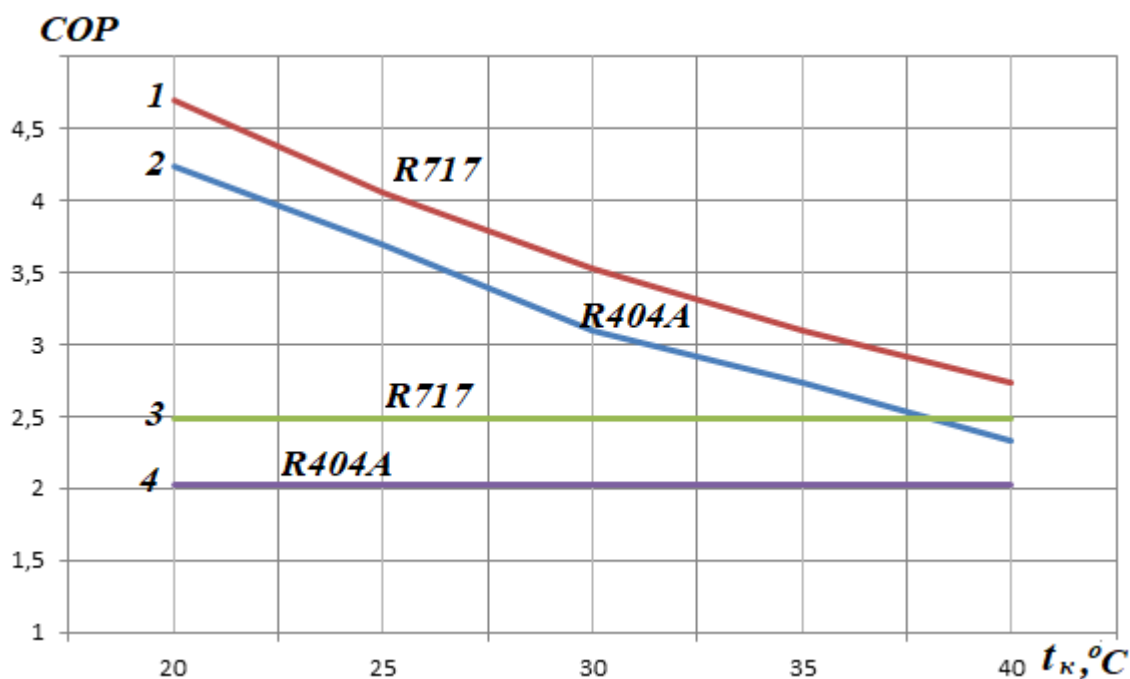


Рис. 2.11. Залежність $COP = f(t_k)$: 1, 2 - в циклі з плаваючим тиском конденсації; 3,4 - в циклі з фіксованим тиском конденсації

З одного боку це відбувається насамперед через більшу втрати тиску при нагнітанні холодоагенту **R404A** внаслідок більшої його щільності в процесі виштовхування, а з іншого боку аміак володіє кращими термодинамічними і теплофізичними властивостями, такі як теплота пароутворення, теплоємність насиченої рідини на лівій прикордонній кривій, теплоємність сухого насиченої пари на правій прикордонній кривій і теплоємність перегрітої пари холодоагенту *ср*, які впливають на незворотні втрати роботи циклу при здійсненні процесів дроселювання і стиснення пари в поршневому компресорі.

На рис. 2.12.показано залежність відносного зниження енергоспоживання у поршневому компресорі від «плаваючого» тиску конденсації. Величина $\Delta \bar{N}_e$ показує, наскільки зменшується затрачувана робота в циклі з плаваючим тиском конденсації в порівнянні з класичним варіантом в циклі з фіксованим тиском конденсації і дозволяє, маючи дані про клімат в районі, про необхідної температури охолодження і обраному хладагенте, легко визначити теоретичну економію енергії.

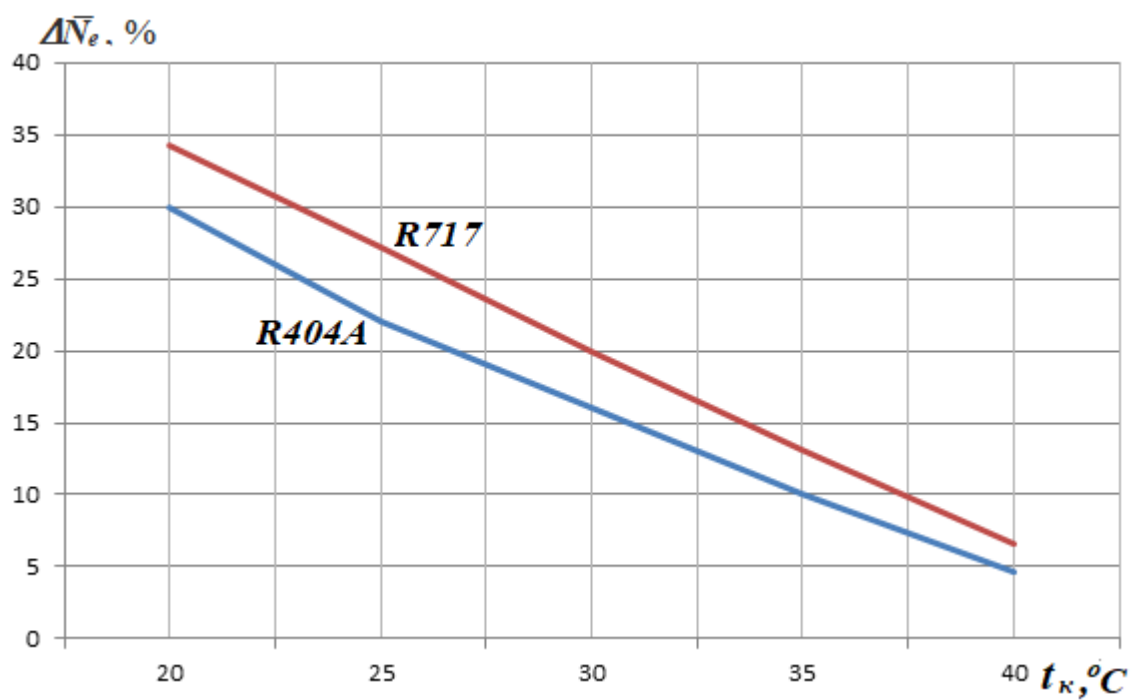


Рис.2.12. Залежність $\Delta \bar{N}_{\text{сум}} = f(t_{\kappa})$ в середньотемпературном циклі з плаваючим тиском конденсації;

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Токсичність застосовуваних речовин

R404A - це безбарвний газ,, перебуває в жідкообразном агрегатному стані або у вигляді газу без запаху. Він нетоксичний, не розчиняється у воді, але схильний до дії органічних розчинників. Хладон в газоподібному і рідкому агрегатному стані відноситься до класу (групі безпеки) A1/A1 [13]. Холодоагент R404A - це гідрофторуглеродное з'єднання (HCF) R125/R143a/R134a з співвідношенням масових часток компонентів 44/52/4.

Компонентом R404A служить R143a, який в чистому вигляді стає палим при тиску 105 Па і температурі 177 °С, а в суміші з повітрям - при об'ємній частці 60%. Навіть при низьких температурах і високому тиску відбувається загоряння. Тому R404a не слід змішувати з повітрям при високих температурах і використовувати стиснене повітря.

R404A впливає на організм людини такий спосіб: в перші хвилини стан характеризується ефектом легкого наркотичного сп'яніння. Після, якщо не залишати відвідування з високою концентрацією речовини, людина починає відчувати удушення, брак повітря і як результат - смерть. Шкода фреону полягає в тому, що він при попаданні в дихальні шляхи, направляється в легені і витісняє звідти кисень.

Як супутній загального отруєння ознака - набряк легенів і ураження печінки і нирок. Властивості хладагентів такі, що продукти з розкладання подразнюють органи дихання на більш глибокому рівні. Потрапивши на відкриту ділянку шкіри, рідкий фреон викликає симптоми, схожі з обмороженням. Найбільшу небезпеку становить контакт фреону зі слизовою очі.

Позначення аміаку як холодоагенту - R717. Аміак безбарвний і має характерний різким запахом дратівливим (нашатирного спирту). При атмосферному тиску і температурі вище мінус 33,4 °С аміак знаходиться в газоподібному стані. Він відноситься до зріджених газів і промисловістю

випускається в рідкому вигляді. При випаровуванні рідкого аміаку в атмосферу температура його може знизитися до -67°C [13].

Токсичні властивості аміаку (для людей).

Об'ємний вміст, % ($\text{мг}/\text{м}^3$), аміаку в повітрі:

- гранично допустимий в робочій зоні (ГДК) - 0,0028 (20) ;
- що не викликає наслідків після перебування протягом 60 хв - 0,035 (250);
- небезпечне для життя - 0,05-0,1 (350-700);
- що викликає смертельний результат при впливі протягом 30-60 хв - 0,21-0,39 (1500-2700).

Аміак навіть при незначних концентраціях володіє попереджає запахом і надає подразнюючу дію на очі і слизові оболонки носоглотки при вмісті в повітрі, % ($\text{мг}/\text{м}^3$):

- поріг сприйняття нюхом - 0,0007 - 0,005 (5-35);
- відчуття роздратування слизових оболонок (100);
- негайне роздратування: горла (280), очей (490), кашель (1200);
- не народжуються наслідки після перебування протягом 1 год (не більше) 0,035 (250).

Рідкий аміак викликає опіки шкіри, а його пар - еритеми шкіри. Велику небезпеку становить потрапляння аміаку в очі.

Пожежовибухонебезпечні властивості. Газоподібний аміак відноситься до горючих газів. Аміак відноситься до газів 4-го класу безпеки, суміш парів якого з повітрям при об'ємному їх вмісті від 15 до 28% ($107\text{--}200\text{ мг / л}$) є вибухонебезпечною. Зі збільшенням температури межі вмісту аміаку у вибухонебезпечній суміші розширюються і при 100°C вони лежать в інтервалі 14,5 - 29,5% аміаку. Найбільший тиск вибуху аміачно-повітряної суміші становить близько 0,45 МПа. При об'ємному вмісті аміаку в повітрі понад 11% ($78,5\text{ мг/л}$) і наявності відкритого полум'я починається його горіння.

Температура самозаймання аміаку в сталевій бомбі, що володіє каталітичним дією, дорівнює 650 °С. Теплота згоряння - 18631,26 кДж/кг. Мінімальна енергія запалювання - 680 мДж.

Рідкий аміак відноситься до важко горючим речовинам.

Контакт аміаку з ртуттю, хлором, йодом, бромом, кальцієм, окисом срібла і деякими іншими хімічними речовинами може призвести до утворення вибухових з'єднань.

Чистый аммиак некоррозионный по отношению ко всем металлам холодильных систем, он опасен для цветных металлов, например меди и латуни, при поглощении влаги. Следовательно, нельзя использовать данные металлы или другие медные сплавы в системах с R717.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухопожежної і пожежної небезпеки

За вибухонебезпечності приміщення з фреоновими установками відносяться до невибухонебезпечним [10].

За пожежонебезпеки все приміщення фреонових установок відносяться до категорії Д, за винятком холодильних камер з температурою понад 10 °С, що відносяться до категорії В.

За ступенем небезпеки ураження електричним струмом холодильні камери та машинні відділення фреонових установок відносяться до категорії приміщень з підвищеною небезпекою.

Приміщення, в яких розміщено аміачне обладнання, повинні відповідати вимогам діючих норм пожежної безпеки. . Приміщення камер з безпосереднім аміачним охолодженням можуть бути віднесені до категорії Д відповідно до діючих норм, пожежної безпеки.

Приміщення для установки розподільних пристроїв, які розміщуються поблизу від споживачів холоду, а також приміщення виробничих цехів-споживачів холоду, в технологічному обладнанні яких звертається аміак, можуть бути віднесені до категорії Д відповідно до класифікації норм пожежної безпеки.

Вимоги до приміщень машинних і апаратних відділень.

1. Приміщення, в яких при аварійній розгерметизації системи може бути досягнутий нижній концентраційний межа вибуховості, повинні мати оберігають (легкоскидні) конструкції [10].

2. Відстані між будівлями, в яких розміщені машинні, апаратні відділення, і іншими спорудами на майданчику холодопотребляючого підприємства приймаються з урахуванням СНиП «Генеральні плани промислових підприємств», а також СНиП «Пожежна безпека будівель і споруд».

3. Розміщення машинних і апаратних відділень в будівлях приймається відповідно до вимог діючих будівельних норм і правил

4. Забороняється розміщення машинного (апаратного) відділення в підвальних і цокольних поверхах.

5. Над машинним і апаратним відділеннями забороняється розташовувати приміщення з постійними робочими місцями, а також побутові та адміністративні приміщення.

6. У приміщенні як машинного, так і апаратного відділення повинно бути не менше двох евакуаційних виходів, максимально віддалених один від одного, при цьому один з виходів, як мінімум, повинен бути безпосередньо назовні.

7. При необхідності розміщення машинного і апаратного відділень в суміжних приміщеннях, розділених перегородкою, виходи з цих приміщень допускається передбачати по п.9, але в зазначеній перегородці слід передбачати отвір з дверима.

8. Пристрій виходу з приміщення машинного (апаратного) відділення в приміщення допоміжного (наприклад, побутові, командний пункт автоматизації) чи іншого призначення (слюсарна майстерня), а також в коридор, який об'єднує всі вищеназвані приміщення, слід виконувати через тамбур-шлюз, з підпором повітря, з протипожежними без замків дверима, що зачиняються і мають герметизуючі прокладки по периметру притвору.

9. Всі двері машинного і апаратного відділень повинні відкриватися в бік меншої небезпеки.

10. Підлоги машинних і апаратних відділень повинні бути рівні, неслизькі і виконані з вогнетривкого і неіскристого металу. Непрохідні канали та люки повинні бути закриті врівень з підлогою знімними плитами або металевими рифленими листами з лакофарбовим покриттям. Не допускається заглиблення машинного або апаратного відділення нижче рівня планувальної території.

11. Устаткування для регенерації, очищення та зберігання масел повинна розміщуватись в спеціальному приміщенні, що має вихід безпосередньо назовні.

Забезпечення вибухобезпечної експлуатації обладнання

Розрахунок і підбір запобіжного клапана.

Запобіжний клапан повинен встановлюватися на апараті або в безпосередній близькості від нього, причому між апаратом і запобіжним клапаном не повинно бути запірного вентиля. Клапан повинен приєднуватися вище за рівень рідкого аміаку.

Максимально можливий надлишкове тиск в установці

$$p_1 = 1,15 p_{раб} = 1,15 \cdot 2,05 = 2,4 \text{ МПа};$$

при підвищенні тиску вище 2,4 МПа повинен спрацьовувати запобіжний клапан.

$$p_2 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па} (0,1 \text{ МПа}).$$

$$p_2 / p_1 = 1 \cdot 10^5 / 2,4 \cdot 10^5 = 0,0417 \Rightarrow V = 0,459 \text{ табл. 25 [15].}$$

Найменша площа перетину клапана:

$$F = \frac{G}{\alpha \cdot V \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}} = \frac{4,6}{0,75 \cdot 0,459 \cdot \sqrt{2 \cdot 167,2 \cdot (2,4 - 0,1) \cdot 10^6}} = 4,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $\alpha = 0,75$ - коефіцієнт витрати рідини;

$V = 0,459$ коефіцієнт; [12]

$\rho = 167,2 \text{ кг/м}^3$ – щільність пара 404А при $p_1 = 2,4 \text{ МПа}$ і температурі перед клапаном 45°C .

Діаметр перетину:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,82 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,0248 \text{ м};$$

Вибираємо запобіжний клапан марки $d_y = 25$ мм.

Справність запобіжного клапана гарантована випробуваннями на встановлений тиск і повинно перевірятися не рідше за 1 раз в рік з продуванням його, і із складанням акту.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки.

При експлуатації холодильної установки холодоагент і холодоносії витікають із системи при її відкриванні для проведення технічного огляду і ремонту, через нещільності в з'єднаннях і сальниках, при зливанні масла. Тому систему періодично заповнюють холодоагентом і холодоносієм при виявленні необхідності в цьому по таким ознакам [10]:

- низький рівень рідкого холодоагенту в лінійному ресивері при недостатній кількості рідини у випарних системах;
- підвищений перегрів пару, який всмоктується в компресор, незважаючи на повне відкриття регулюючого вентиля;
- підвищена температура нагнітання;
- понижена температура кипіння.

Перед заправкою балони перевіряють на відповідність їх покраски і надпису заправляемого холодоагенту, придатність по дії технічного огляду, справність запорного вентиля, відсутність рідини.

При заправці (зливі) холодоагенту потрібно стежити, щоб не стався витік в атмосферу з балона або з'єднувальних шлангів. Після зливу холодоагенту його можна повторно використовувати після регенерації, але слід пам'ятати, що для побутового в експлуатації холодоагенту використовується спеціальна тара відмінна від заправних балонів.

Устаткування, яке використовується для вакуумування повинно бути призначено для роботи із вживаним в установці холодоагентом і мати відповідне маркування.

Вакуумування необхідно проводити за нормальних температурних умов в приміщеннях (20°C) , в крайньому випадку, при температурі в приміщеннях з холодильним обладнанням не нижче 5°C.

Забороняється підігрівати ділянки холодильного контуру відкритим полум'ям.

Відтавання батарей і повітроохолоджувачів гарячим паром холодильного агенту проводить персонал компресорного цеху по графіку, який затверджений особою, відповідальною за безпечну експлуатацію холодильної установки, під керівництвом особи, допущеної наказом до проведення відтайки.

Електробезпека обладнання

Електробезпека – система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкістю ураження – небезпека виявляється тоді, коли людина вже уражена.

Класифікація приміщення по мірі небезпеки поразки електричним струмом.

Згідно з Правилами пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги: до 1000 В і вище 1000 В. На підприємствах холодильної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки лише першої групи [10].

Виробничі приміщення всіх видів залежно від міри небезпеки поразки електричним струмом діляться на три категорії:

- приміщення без підвищеної небезпечності — сухі, з підлогами з матеріалів які не проводять струм, без струмопровідного пилу і без великої кількості заземлених металевих предметів (адміністративні, конторські, учбові приміщення);

- приміщення з підвищеною небезпекою — сирі, з відносною вологістю повітря понад 75 %, температурою повітря більш 30°C; з підлогами із струмопровідних матеріалів (металеві, цегельні, бетонні), з можливістю одночасного дотику до металевих корпусів електроустаткування і заземленим металоконструкціям (вентиляційні камери, механічні майстерні, камери холодильників і ін.);

- особливо небезпечні приміщення — особливо сирі, з відносною вологістю повітря, близькою до 100%, наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Машинні і апаратні зали холодильних установок відносяться до категорії Д(з підвищеною небезпекою) [10].

Розрахунок заземляючого пристрою.

Захисним заземленням називається умисне електричне з'єднання із землею металевих не струмопровідних частин, які можуть виявитися під напругою. Корпуси електричних машин, трансформаторів, світильників, апаратів і інші металеві не струмопровідні частини можуть виявитися під напругою при замиканні їх струмопровідних частин на корпус.

Головне призначення захисного заземлення — знизити потенціал на корпусі електроустаткування до безпечної величини.

На нашому підприємстві до них відносяться: корпуси компресорів, насосів і вентиляторів. Розглянемо захисне заземлення і зробимо розрахунок системи заземлення.

Вихідні дані:

Напруга $U=380$ В, тому опір нового заземлюючого контуру має бути $[R] \leq 4$ Ом:

Умова розрахунку:

Грунт - глина, для якої питомий опір $\rho = 40$ Ом•м. [12]

Розрахунок:

Заземлювач виконаний з труби (труба $d_t = 0,03$ м і довжиною $l_t = 2$ м., діаметр і довжина одиночного стрижня).

Труби між собою сполучені сталеву смугою шириною $b_n = 0,04$ м.

Труби забиті так, щоб верхній край був нижчий за рівень землі на глибину $H_0 = 0,5$ м

$t_0 = 0,5$ м на цій же глибині розміщена смуга.

Опір одного стрижня заземлювача:

$$R = \frac{\rho}{2\pi l_t} \left(\ln \frac{2l_t}{d_t} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t + l_t}{4t - l_t} \right);$$
$$R = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,03} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 2}{4 \cdot 1,5 - 2} \right) = 18,8 \text{ Ом};$$

де середній питомий опір ґрунту :

$$\rho = \rho_{zp} \cdot \psi = 40 \cdot 1,2 = 48 \text{ Ом} \cdot \text{м},$$

де $\rho_{zp} = 40 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ - питомий опір ґрунту;

ψ - кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту, $\Psi = 1,2$ [12];

$d_t = 0,03$ м - зовнішній діаметр труби;

$t = 1,5$ м - глибина центру труби.

Приймаємо відстань між стрижнями заземлювача, довжину одиночної смуги

$$l_n = 2 \cdot l_t = 4 \text{ м};$$

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R}{[R]} = \frac{18,8}{4} = 4,7 \text{ шт};$$

Округлимо набутого значення до найближчого стандартного значення 2, 4, 6, 20. Приймаємо $n = 6$ шт.

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_B = \frac{R}{n \cdot \eta_B} = \frac{18,8}{6 \cdot 0,83} = 3,7 \text{ Ом};$$

Довжина горизонтального заземлювача:

$$L = l_n \cdot (n-1) = 4 \cdot (6-1) = 20 \text{ м.}$$

Опір горизонтального заземлювача:

$$R_r = \frac{\rho}{2\pi \cdot L \cdot \eta_r} \ln \frac{2 \cdot L^2}{b_{\pi} \cdot t_o} = \frac{48}{2 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,84} \ln \frac{2 \cdot 20^2}{0,04 \cdot 0,5} = 4,5 \text{ Ом;}$$

Опір групових заземлювачів:

$$R_{zp} = R_e \cdot R_z / (R_e + R_z) = 3,7 \cdot 4,5 / (3,7 + 4,5) = 2,03 \text{ Ом.}$$

Що менше допустимого $[R] = 4 \text{ Ом.}$

Висновок Заземлення контуру складається з чотирьох труб завдовжки 2 м забитих на відстані один від одного 4 м на глибину від верхнього рівня землі на 0,5 м, і у верхній частині мають з'єднання смугою шириною 0,04 м.

Пожежна профілактика

При проектуванні промислових підприємств велике значення приділяється пожежонебезпеці. Застосовують будівельні матеріали, що не згорають, розміщення електроустаткування, захист парової і водяної системи від грози, автоматизацію виробничих процесів і автоматичні засоби захисту.

Основні конструкції будівель холодильників мають бути 2 міри вогнестійкості з матеріалів, що не згорають. Для захисних будівель і споруд від поширення пожежі на весь об'єкт передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури – шлюзи. Вони виконуються з негорючих матеріалів.

Компресорний цех, за вибухопожежною небезпекою, відноситься до категорії Д. Будівля вважається правильно спроектована, якщо поряд з вирішенням функціональних, міцних, санітарних і інших технічних і економічних вимог, виконані умови пожежобезпечності. Для запобігання поширенню пожежі з однієї будівлі на інше між ними владнують протипожежні розриви. У компресорному цеху є щит з вогнегасниками і в ньому застосовується спеціальне електроосвітлювальне устаткування.

Системи автоматичного пожежогасіння (первинні засоби пожежогасіння і пожежний інвентар).

Для автоматичного гасіння пожежі розпорошеною водою використовуються спринклерні і дренчерні установки. Вони діють залежно від температури повітря в приміщенні.

Спринклерна система – сукупність водо живильників, розподільних трубопроводів, постійно заповнених водою, контрольного клапану, спеціальної апаратури і спринклерної голівки.

Дренчерна система відрізняється від спринклерної тим, що у неї відсутній легкоплавкий замок. Вода поступає в дренчерну голівку після відкриття головного вентиля.

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високо-кратної піни ГВП.

Генератори ГВП мають декілька типів розмірів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричними розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л/с). Піна виходить при змішуванні в генераторі води, піноутворювача і повітря. Використовуються піноутворювачі марок ПУ-1, ПУ-1Д, ПУ-6.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В. Промисловість випускає вуглекислотні вогнегасники ВВК-2, ВВК-5, ВВК-8 місткістю 2; 5 і 8 л. Вогнегасник складається з товстостінного балона, клапана і раструба-снігоутворювача.

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянні на мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах. Промисловість випускає порошкові вогнегасники трьох типів ВП-1 «Супутник», ВП-1Б (Момент) і ВПА-10.

Останнім часом широке вживання отримали вуглекислотнобромолітійові вогнегасники типа ВВКБ-ЗН. Як заряд використовують бромистий етил (97%) і зріджений диоксид вуглецю.

Розрахунок пожежного водоймища для запасу води.

Розрахунок пожежної водойми зводиться до визначення місткості і кількості водойм. Місткість визначається з умов забезпечення необхідної витрати води на зовнішнє пожежогасіння протягом розрахункового часу.

$$V_{\text{нз}} = \frac{k \cdot g_w \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 = \frac{1,2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 2}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3$$

де, k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2$);

n – кількість одночасних пожеж ($n = 1$);

τ – час пожежогасіння ($\tau = 2$ години).

g - витрата води на зовнішнє пожежогасіння ($g = 10$ л/с)

Виробнича санітарія

Вентиляція, як засіб створення оптимального мікроклімату.

За характером дії механічну вентиляцію підрозділяють на припливну, витяжну і припливно – витяжну, за місцем дії на загально – обмінну і місцеву.

Припливну вентиляцію передбачають при необхідності повної заміни повітря в приміщенні чистим зовнішнім повітрям, а також при необхідності виключити попадання забрудненого повітря з інших приміщень.

Витяжна вентиляція призначена для видалення з приміщень забрудненого повітря, надмірних тепло – і волого виділень, при цьому в приміщенні створюється понижений тиск. Припливно – витяжна вентиляція одночасно забезпечує подання свіжого і видалення забрудненого повітря.

Загальнообмінну вентиляцію застосовують при рівномірному розподіленні шкідливих речовин і розміщенні робочих місць по усьому приміщенню.

Місцева припливна вентиляція подає повітря на суворо певні місця робочої зони та видаляє шкідливі речовини, надмірну теплоту і вологу безпосередньо з місця їх виділення.

Розрахунок системи вентиляції.

Кратність вентиляції залежить від вживаного холодоагенту.

Пускові пристрої аварійної вентиляції розміщують як усередині вентилязованих приміщень (у виходів), так і поза ними, на зовнішній стіні будівлі. Пристрою для пуску аварійної вентиляції, розміщені зовні, блокують з пристосуваннями для відключення живлення силового електроустаткування холодильної установки.

Розрахунок системи вентиляції здійснений по кратності вентиляції κ по галузевих нормах для фреонів.

Приплив $\kappa = 3$

Витяг $\kappa = 4$

Аварійна $\kappa = 4$

Продуктивність вентиляції:

Приплив $L = V_{\text{кц}} \cdot \kappa = 500 \cdot 3 = 1500 \text{ м}^3/\text{год}$,

де $V_{\text{кц}} = 500 \text{ м}^3$ - об'єм компресорного цеху.

Витяг $L = V_{\text{кц}} \cdot \kappa = 500 \cdot 4 = 2000 \text{ м}^3/\text{год}$.

Аварійна $L = V_{\text{кц}} \cdot \kappa = 500 \cdot 4 = 2000 \text{ м}^3/\text{год}$.

Потужність електродвигуна:

$$\text{Приплив } N_{\text{эл.дв.}} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент}}} = \frac{1,2 \cdot 1500 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,15 \text{ кВт};$$

$$\text{Витяг } N_{\text{эл.дв.}} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент}}} = \frac{1,2 \cdot 2000 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,20 \text{ кВт};$$

$$\text{Аварійна } N_{\text{эл.дв.}} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент}}} = \frac{1,2 \cdot 2000 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,20 \text{ кВт}.$$

де $k = 1,2$ – коефіцієнт запасу;

L – продуктивність повітрообміну вентилятора, $\text{м}^3/\text{год}$;

$H = 250 \text{ Па}$ - напір вентилятора;

$\eta_B = 0,85$ - к.к.д. вентилятора.

Характеристики підібраних вентиляторів

Вид вентиляції	Марка вентилятора	$N_{эл}$	n
Приточна	Ц4 – 70 №4	0,3 кВт	1000об/хв
Витяжна	Ц4 – 70 №4	0,3 кВт	1000об/хв
Аварійна	Ц4 – 70 №4	0,3 кВт	1000об/хв

Розрахунок виробничого освітлення.

Штучне освітлення підрозділяється на робоче, аварійне, евакуаційне, охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду освітлення може використовуватись для чергового освітлення. Штучне освітлення слід передбачати для усіх приміщень, будівель, а також ділянок відкритих просторів, призначених для роботи, проходу людей і руху транспорту.

Для освітлення приміщень, як правило, слід передбачати газорозрядні лампи низького і високого тиску, також допускається використання ламп розжарювання.

Розглянемо, чи достатня освітленість у виробничому приміщенні, де знаходиться каскадна холодильна установка. Виберемо для цього приміщення джерело світла – люмінесцентні лампи, систему освітлення загальну, з врахуванням вибухопожежобезпечності і з вимогами розподілу яркостей в полі зору вибираємо тип світильників ЛСП по дві лампи в кожному.

Площа приміщення:

$$S = A \cdot B = 10 \cdot 10 = 100 \text{ м}^2,$$

де $A=10$ м, $B = 10$ м – характерні розміри приміщення.

Висота стрижня підвіски $h_c = 0,5$ м;

Висота робочої поверхні над рівнем підлоги $h_n = 0,8$ м, тоді висота підвіски лампи над робочою поверхнею: $H_p = 3,7$ м.

Показник приміщення:

$$i = A \cdot B / (H_p \cdot (A + B)) = 10 \cdot 10 / (3.7 \cdot (10 + 10)) = 1,35.$$

Відстань між світильниками :

$$l = (0,4 \dots 0,5) \cdot H_p = (0,4 \dots 0,5) \cdot 3,7 = 1,47 \dots 1,85 \text{ м.}$$

Приймаємо відстань між світильниками $l = 1.5 \text{ м.}$

Загальне число світильників:

$$N = n_A \cdot n_B = 3 \cdot 3 = 9 \text{ шт.}$$

Приймаємо здатність стелі і стенів, що відображає: $\rho_n = 50\%$; $\rho_c = 30\%$
за цих умов для світильника коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 35$
табл. 4 [15].

Світловий потік лампи при лампах розжарювання розраховують по формулі

$$\Phi_{\text{л}} = 100 \cdot E_n \cdot \kappa \cdot z \cdot S / (N \cdot \eta) = 100 \cdot 150 \cdot 1,4 \cdot 1,15 \cdot 100 / (9 \cdot 35) = 7667 \text{ лм.}$$

де $E_n = 150 \text{ лм}$ - нормована мінімальна освітленість;

$\kappa = 1,4$ - коефіцієнт запасу;

$S = 100 \text{ м}^2$ - площа освітлюваного приміщення;

$z = 1,15$ - коефіцієнт мінімальної освітленості;

$N = 9$ - число світильників;

$\eta =$ - коефіцієнт використання світлового потоку ламп, залежний від висоти підвісу світильників, показника приміщення і, віддзеркалення від стенів і стелі.

Вибираємо тип лампи ЛД80 – люмінесцентні лампи табл. 5[15],

Приймаємо 2 лампи типу ЛБ80 з світловим потоком 4070 лм.

$$\Phi_{\text{д}} = 2 \cdot 4070 = 8140 \text{ лм.}$$

Визначимо відхилення світлового потоку:

$$\Delta = (\Phi_{\text{д}} - \Phi_{\text{р}}) \cdot 100\% / \Phi_{\text{д}} = (8140 - 7667) \cdot 100\% / 8140 = 5,8\%.$$

Відхилення світлового потоку Δ може бути в межах $-10\% \div +20\%$. Умова виконується

Висновок.

В приміщенні підвішено 9 світильників типу ЛСП з люмінесцентними лампами ЛД80.

Долікарська допомога

Долікарська допомога при ураженні струмом. При ураженні струмом передусім необхідно звільнити потерпілого від дії струму. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був непритомний, йому необхідно створити повний спокій до прибуття лікаря. Якщо потерпілий непритомний, але є дихання, то його необхідно укласти на м'яку підстилку, розстібнути пояс і одяг, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає дуже важко – рідко і судорожно, необхідно робити штучне дихання і непрямий масаж серця. При відсутності ознак життя також потрібно робити штучне дихання і непрямий масаж серця.

Долікарська допомога при ураженні фреоном. При задусі, викликаний браком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується міцний солодкий чай, кава, лимонад, а також вдихання кисню на протязі 30 – 40 хв. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При потраплянні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і капають в очі стерильну вазелінову олію, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

Долікарська допомога при ураженні аміаком. Перша допомога при отруєнні аміаком повинна бути надана негайно. Перш за все, постраждалого необхідно винести на свіже повітря за уражену зону. У разі, коли покинути уражену зону не надається можливим, дуже важливо потерпілому забезпечити доступ кисню.

Горло, порожнину рота і ніс необхідно протягом 10-15 хвилин добре промивати водою. Для найбільшої ефективності полоскань в воду слід додати глютамінову або лимонну кислоту. При ураженні очей, необхідно ретельно промити їх водою або 0,5% -им розчином дикаїну і закрити пов'язкою.

При попаданні аміаку на ділянку шкіри, потрібно також рясне промивання і накладення пов'язки. Якщо сталося потрапляння отрути в шлунок, то слід випити пару стаканів теплої води, помішаної з однією чайною ложкою

оцту або лимонної кислоти (можна замінити її теплим молоком) і тим самим, викликавши блювоту, зробити промивання шлунка. Рекомендується провести і очисну клізму.

Для того, щоб не допустити пошкодження слизової, потерпілому краще не розмовляти. Для зняття роздратування рекомендується робити інгаляції з маслом або антибіотиками. Так само можна подихати над парами оцтової або лимонної кислоти. Дуже важливо в носові проходи закапати мають судинозвужувальну дію лікарських препаратів. Гірчичники та інші зігріваючі компреси в область грудної клітини накладають при набрякості гортані. Ноги слід добре пропарити в гарячій воді. Після того, як допомога при отруєнні аміаком була надана, необхідно викликати потерпілому лікаря.

ВИСНОВКИ

1. Розглянуто роботу поршневого компресора в складі холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації на холодоагентах R717 і R404A.
2. У режимі середньотемпературної холодильної машини ($t_0 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$) з «плаваючим» тиском конденсації при зниженні температури конденсації з $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ холодопродуктивність досліджуваного поршневого компресора збільшується: при роботі на R717 на 25%, при роботі на R404A – на 46%.
3. При зниженні температури конденсації з $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ витрати енергії на стиск у компресорі зменшуються при роботі на R717 на 34,2%, а при роботі на R404A на 30,1%,
4. У режимі середньотемпературної холодильної машини з «плаваючим» тиском конденсації холодопродуктивність досліджуваного поршневого компресора на R404A в порівнянні з R717 буде вище при низьких і нижче при високих температурах конденсації ($\approx$ на 10%), але енергетична ефективність роботи поршневого компресора на холодоагенті R717 буде вище, ніж на R404A у всьому інтервалі плаваючого тиску конденсації (на 10..19%).
5. Зниження тиску конденсації парокомпрессионної холодильної машини з поршневим компресором при зниженні температури навколишнього середовища дозволяє знизити енергоспоживання системи на R404A на 4,7...30,1 %, а на R717 на 6,7...34,2 % за рахунок зміни алгоритму роботи компресора.
6. Холодильна установка з насосом для рідкого холодоагенту в рідинній лінії високого тиску дозволяє забезпечити стабільну роботу при температурах конденсації нижче за допустимі.

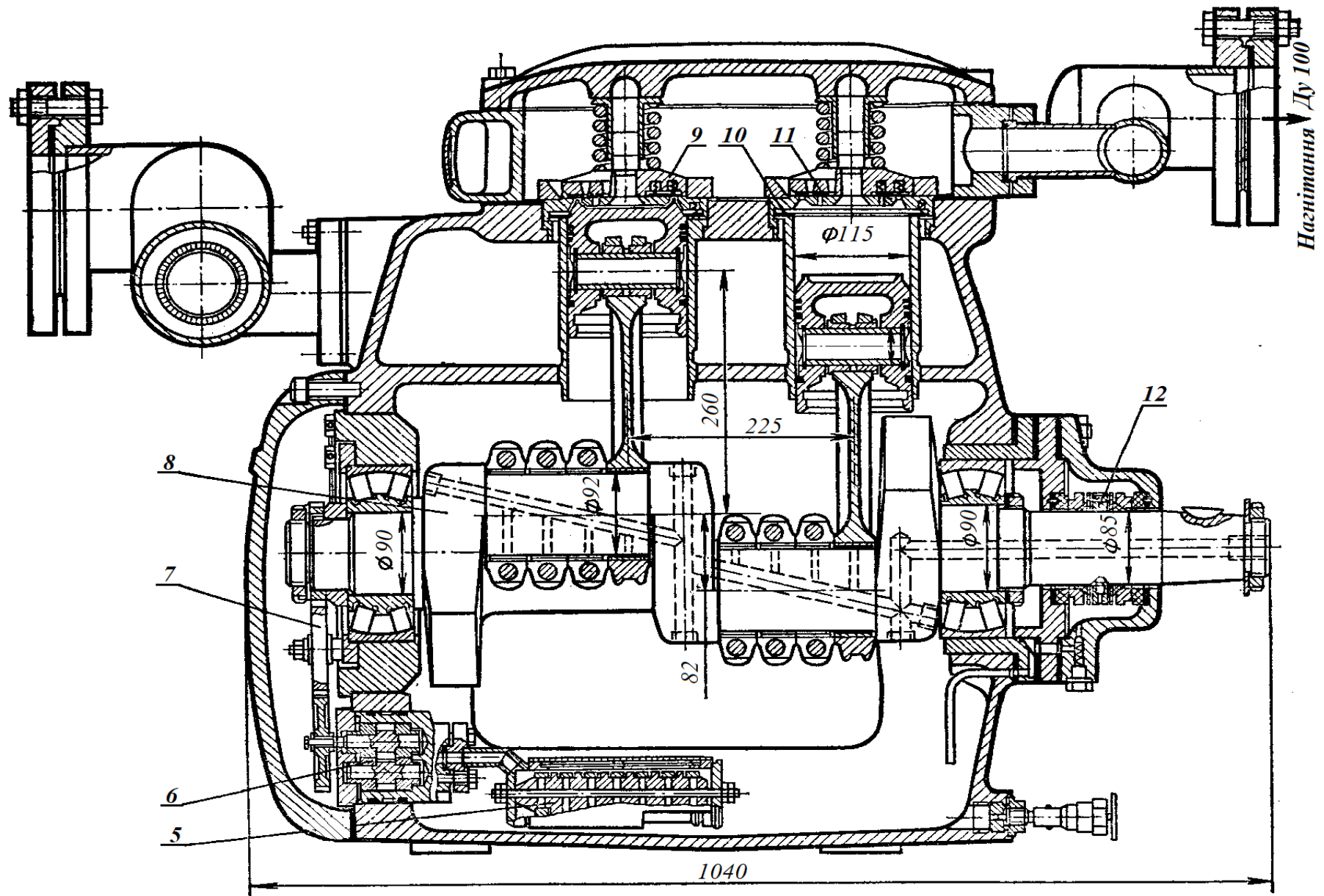
ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования [Текст] / М. И. Френкель. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1969. — 744 с.
2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение. Л.о. 1987. – 423 с.
3. Холодильные компрессоры : Справочник / [А. В. Быков и др.]; Под ред. А. В. Быкова. - М. : Легкая и пищевая пр-ть, 1981. – 280 с.
4. Мілованов В.І., Водяницька Н.І., Мельников В.Д. Компресори об'ємного стиснення// Зовнішнє рекламсервіс, Одеса, 2015. – 330 с.
5. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів [Електронний ресурс] : посібник для самост. роботи : для здобувачів вищої освіти за спец. 142 "Енергетичне машинобудування" / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, Б. Г. Грудка, А. В. Мошкатиюк ; ОНАХТ. — Одеса, 2021. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentView?docid=OdONAHТ.1651578&field=0>
6. Douglas T. Reindl, Hiki Hong. Evaluation of liquid pressure amplifier technology. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Vol. 13, No. 3 (2005)/pp. 119-127.
7. Manske, K. A., Reindl, D. T. and Klein, S. A. , 2001, Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, No. 7, pp. 676-691.
8. Судовые холодильные установки: Захаров Ю.В., Лехмус А.А., Сирота А.А., Чегринцев Ф.А. – Л., Судостроение, 1986. – 256 с.
9. Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин.”Л.: Машиностроение, 1976. 464 с
10. Самойлов И.А., Игнатьев В.Г. «Охрана труда при обслуживании холодильных установок». - М.: Агропромиздат, 1989. 224 с.

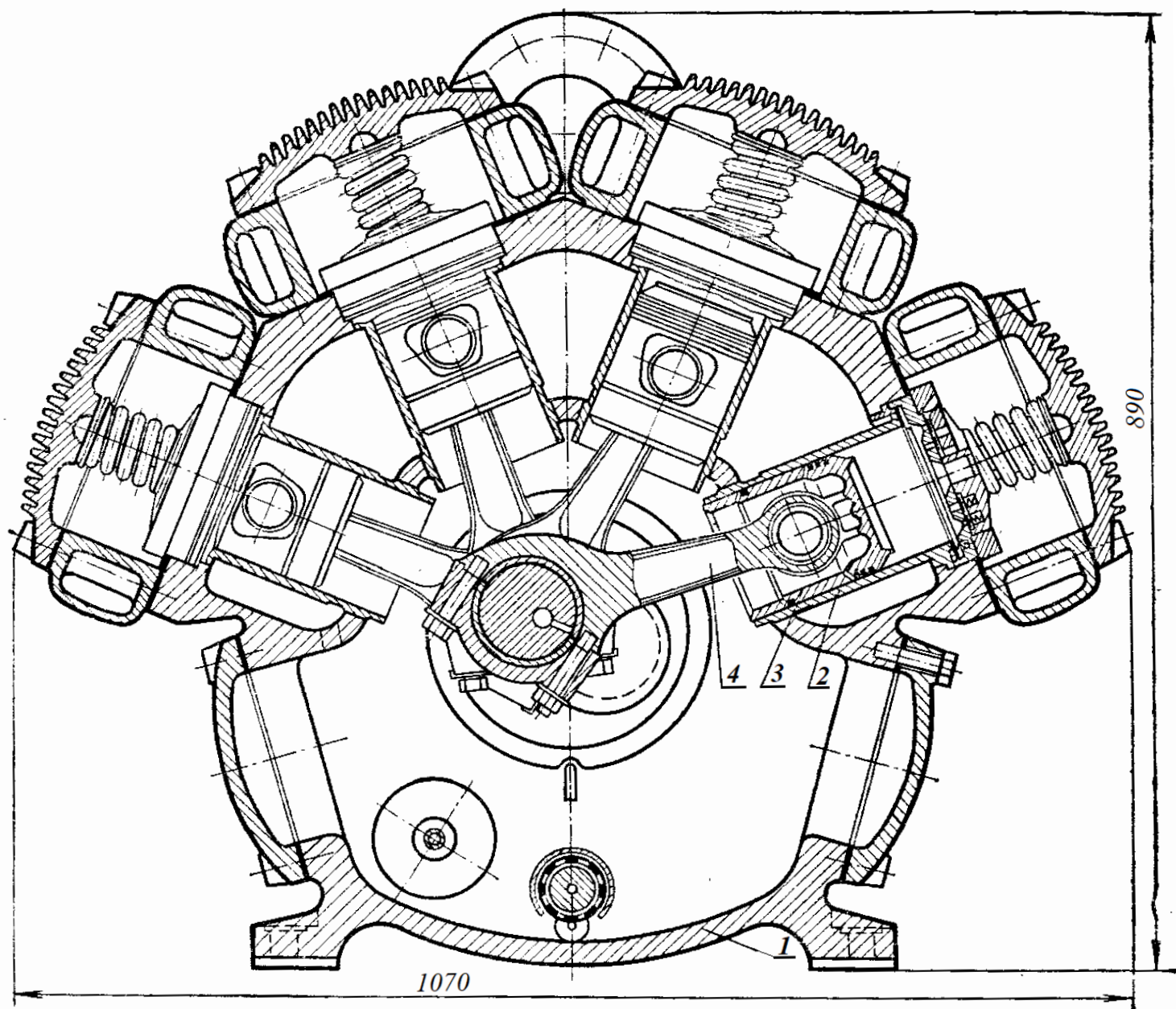
11. Основи охорони праці [Текст] : навч. посіб. / В. В. Березуцький, Т. С. Бондаренко, Г. Г. Валенко, Л. А. Васьковець ; за заг. ред. В. В. Березуцького; Нац. техн. ун-т "ХПІ". — 2-ге вид., пер.. і доп. - Харків : Факт, 2008. — 480 с.

12. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностр. вузов / Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др.; Под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. - 432 с.

13. «Холодильні агенти (хладони) і холодоносії» <http://studopedia.org/2-79792.html>



Додаток 1. Поршневий холодильний компресор безкрейцкопфний, непрямоточний, УУ – образний, 8-циліндровий, одноступінчастий компресор (повздовжній розріз): 1 – блок-картер, 2 – гільза циліндра; 3 – поршень з кільцями; 4 – шатун; 5 – масляний фільтр; 6 – шестерний маслonaсос; 7 – шестерні приводу маслonaсоса; 8 – колінчастий вал із противагами; 9 – хибна кришка; 10 – всмоктуючий клапан; 11 – нагнітальний клапан; 12 – сальник ущільнення валу



Додаток.2. Поршневий холодильний компресор