

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА**

на тему **Аналіз енергетичних характеристик компресорів в режимах вприску
холодильного агенту**

Здобувача Демиденко В.Д.

4 курсу 142 групи

Керівник доцент Ярошенко В.М

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол №_____.

Завідувач кафедри Кріогенної техніки _____ Симоненко Ю.М.

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ.В.С. МАРТИНОВСЬКОГО

Кафедра кріогенної техніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр

Спеціальність-142"Енергетичне машинобудування"

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
“ ____ ” _____ 2026 року

З А В Д А Н И Я

На кваліфікаційну роботу бакалавра студенту
Демиденку Владиславу Дмитровичу

1. Тема роботи : Аналіз енергетичних характеристик компресорів в режимах вприску холодильного агенту

Керівник роботи к.т.н., доцент Ярошенко В.М.

Затверджені наказом вищого навчального закладу від 31.10.2025 року №61303-03

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) : провести аналіз характеристик поршневих холодильних машин та компресорів та оцінити практичні можливості зниження температури нагнітання для поршневих аміачних та фреонових компресорів з різними холодильними агентами .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

- Порівняльний аналіз аміачних та фреонових парокомпресорних холодильних машин

- Аналіз впливу домішок на експлуатаційні та енергетичні характеристики компресорів

- Розрахунок термодинамічного циклу ам'ячної холодильної машини та установки видалення домішок та теплообмінного .

- Аналіз процесів зниження температури нагнітання в фреонових компресорах

- Розрахунок циклів із вприском рідинного холодильного агенту для різних фреонів

- Охорона праці та цивільна оборона

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

Схеми аміачних та фреонових холодильних машин . Діаграми порівняння компресорів. Схема та цикл холодильних машин із вприском. Графіки порівняння енергетичних характеристик циклів із вприском рідини та ефектів зниження температури стиснення в залежності від кількості рідинного холодильного агенту.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	Ярошенко В.М.		
Техніка безпеки та цивільна оборона	Грудка Б.Г.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи бакалавра	Строк виконання етапів	Примітка
1	ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	Лютий 2026	
2	ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДОМІШОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ	Лютий 2026	
3	РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ	Березень 2026	
4	ТЕРМОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ ІЗ ВПРИСКОМ РІДИНИ	Квітень 2026	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ .	Квітень, травень 2026	
6	ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА	Травень 2026	

Студент

Демиденко В.Д.

Керівник роботи _____ Ярошенко В.М.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Аналіз енергетичних характеристик компресорів в режимах вприску холодинного агенту

Пояснювальна записка включає: 69 стр., 21 рис., 13 табл., 14 літературних джерел, 15 слайдів презентації.

Актуальність теми

Проблема підвищення енергетичної ефективності та температури кінця стиснення холодинного агенту являється вкрай важливою особливо при роботі холодинних машин в умовах підвищеної температури зовнішнього середовища або тропічного клімату. Одним із методів зниження температури стиснення являється цикл із вприском рідинного холодинного агенту, що застосовується деякими фірмами для холодинних машин які експлуатуються в тропічних умовах.

Мета роботи: Дослідження впливу експлуатаційних домішок на температуру стиснення в аміачних та фреонових холодинних машинах та аналіз способів видалення повітря із циркуляційних холодинних контурів. Аналіз та розрахунок холодинних машин на основі циклу із вприском рідини для різних холодинних агентів та аналіз їх результатів на основі порівняння їх енергетичної ефективності.

Для досягнення вказаної мети поставлено і виконано **завдання:**

Провести порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик аміачних та фреонових холодинних машин та холодинних компресорів різного типу;

провести аналіз способів зниження температури стиснення для різних холодинних агентів

провести порівняльне дослідження систем видалення експлуатаційних домішок на прикладі розрахунку аміачного холодинного циклу та установки для видалення домішок;

провести розрахунок теплообмінника конденсатору для установки видалення домішок;

провести розрахунки та виконати порівняльний аналіз ефектів зниження температури кінця стиснення та енергетичної ефективності (рівень термодинамічної досконалості) для різних холодинних агентів в залежності від кількості рідинного холодинного агенту, що вприскується ;

розглянути питання охорони навколишнього середовища, безпеки життєдіяльності та цивільної оборони

Ключові слова: холодинний цикл; експлуатаційні характеристики компресор; температура кінця стиснення; холодинні агенти, домішки; вприск холодинного агенту; енергетична ефективність,

ABSTRACT

Bachelor's qualification work on the topic "Analysis of energy characteristics of compressors in refrigerant injection modes

Explanatory note includes: 69 pages, 21 figures, 13 tables, 14 literature sources, 15 presentation slides.

Topic relevance

The problem of increasing energy efficiency and the temperature of the end of compression of the refrigerant is extremely important, especially when operating refrigeration machines in conditions of elevated ambient temperature or tropical climate. One of the methods of reducing the compression temperature is a cycle with liquid refrigerant injection, which is used by some companies for refrigeration machines operated in tropical conditions.

Purpose of the work: Study of the influence of operational impurities on the compression temperature in ammonia and freon refrigeration machines and analysis of methods for removing air from circulating refrigeration circuits. Analysis and calculation of refrigeration machines based on a liquid injection cycle for different refrigerants and analysis of their results based on a comparison of their energy efficiency.

To achieve the specified goal, the following tasks were set and completed:

To conduct a comparative analysis of the operational characteristics of ammonia and freon refrigeration machines and refrigeration compressors of various types;

To conduct an analysis of methods for reducing the compression temperature for different refrigerants

To conduct a comparative study of operational impurity removal systems using the example of calculating an ammonia refrigeration cycle and an impurity removal unit;

To conduct a calculation of a condenser heat exchanger for an impurity removal unit;

To conduct calculations and perform a comparative analysis of the effects of reducing the end of compression temperature and energy efficiency (level of thermodynamic perfection) for different refrigerants depending on the amount of liquid refrigerant injected; to consider environmental protection, life safety and civil defense issues

Keywords: refrigeration cycle; compressor performance; end-of-compression temperature; refrigerants, additives; refrigerant injection; energy efficiency,

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	8
1.1. Загальні характеристики компресорних холодильних машин.....	8
1.2.. Загальні характеристики холодильних компресорів.....	12
1.2.1. Порівняльні характеристики холодильних компресорів.....	15
1.3. Оптимальні режими експлуатації холодильних компресорів.....	18
1.4. Основні технічні вимоги до холодильних агентів.....	21
1.4.1. Озононебезпечність фреонів.....	23
1.4.2. Вплив холодильних агентів на парниковий ефект.....	24
РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДОМІШОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ.....	26
2.1. Головні причини присутності повітря і вологи в холодильній системі....	26
2.1.1. Вплив домішок на роботу аміачних СХУ.....	27
2.1.2. Вплив домішок на роботу фреонових систем.....	29
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИН	34
3.1. Термодинамічний розрахунок холодильного циклу	34
3.2. Вибір схеми установки для видалення повітря.....	38
3.3. Процес теплообміну у випарнику конденсаторі установки.....	40
РОЗДІЛ 4. ТЕРМОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ ІЗ ВПРИСКОМ РІДИНИ	41
4.1. Основні причини підвищення температури нагнітання в компресорах....	41
4.2. Розрахунок циклів із вприском рідини.....	44
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	52
5.1. Класифікація приміщень за ступенем , вибуховопожежної небезпеки	52
5.2. Електробезпека. Захист від ураження електричним струмом.....	54
5.2.1. Розрахунок заземлюючого пристрою.....	54
5.3. Пожежна профілактика.....	56
5.4. Виробнича санітарія	56
5.5. Виробнича вентиляція	58
5.6. Долікарська допомога.....	59
РОЗДІЛ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	61
6.1. Захист робітників та службовців у разі надзвичайних ситуацій.....	61
6.2. Перелік сильнодіючих отруйних речовин.....	62
6.3. Способи оповіщення органів цивільної оборони та населення.....	63
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	68
ДОДАТОК А. Таблиця А.1. Властивості холодильних агентів.....	69

ВСТУП

Техніко - економічна ефективність енергетичних перетворювань у будь якій термомеханічній системі у тому числі і в холодильних машинах та установках, насамперед суттєво залежить від енергетичних та експлуатаційних показників компресорної установки, які можуть змінюватись в залежності від багатьох факторів .

Компресори та компресорні установки знаходять саме широке застосування у багатьох галузях народного господарства, у тому числі і при виробництві штучного холоду. Енергетичні та експлуатаційні показники та характеристики будь якого компресору , в незалежності від її практичного призначення, завжди залежать від термодинамічних та теплофізичних властивостей робочої речовини (газу або пари).

При експлуатації холодильних компресорів велике значення мають екологічні вимоги до холодильного агенту, так як в даний час світова спільнота приділяє значну увагу проблемам екології і в першу чергу стану озонового прошарку та проблемі парникового ефекту.

Холодильний агент, що циркулює в системі холодильної установки, практично ніколи не буває чистим. Він завжди містить домішки і забруднення, що пов'язані або з конструктивними особливостями деяких типів машин, або з недостатньою чистотою холодильного агента в циркуляційній системі , або з попаданням домішок і забруднень під час роботи машини. До числа домішок відносяться мастило, повітря, вода. Крім того, в системі можуть виявитися механічні забруднення. Кожна з цих складових робить помітний вплив на роботу холодильної установки. Здебільшого це вплив шкідливий, внаслідок чого доводиться вживати заходів до зменшення вмісту домішок і до їх видалення.

Особливий вплив на експлуатаційні показники холодильних компресорів мають так звані гази низької температури конденсації і насамперед повітря, так як при цьому підвищується температура конденсації та температура нагнітання компресорів.

Суттєвий вплив на температуру кінця стиснення в компресорі мають зовнішні умови (температура конденсації) та температура перегріву пари на вході в компресор, що в деяких випадках обумовлює аварійну роботу установки.

В роботі аналізуються способи зниження температури в холодильних компресорах, які обладнані системою вприску холодильного агенту, що підвищує експлуатаційну надійність і разом с тим має значний вплив на енергетичні та експлуатаційні показники компресору та холодильної системи в цілому.

РОЗДІЛ 1. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

1.1. Загальні характеристики компресорних холодильних машин

Холодильна установка являє собою комплекс холодильних машин, обладнання, трубопроводів та інших пристроїв, які забезпечують виробництво штучного холоду. Холодильна машина включає технічні елементи, за допомогою «якого відбувається перенесення теплоти від середовища з низькою температурою до середовища з більш високою температурою, за рахунок споживаної при цьому енергії.

Холодильні установки повинні мати підвищену надійність роботи у специфічних умовах хитаючи, при диференті і крен, при поштовхах і ударах, а також при вібрації корпусу.

При визначенні холодної потужності установки повинні враховуватися умови машин та апаратів для забезпечення заданого температурного режиму в охолоджувані приміщеннях при безперервній роботі протягом не менше 24 год. при будь-якому вимкненому вузлі установки.

Холодильні установки повинні бути забезпечені пристроями для автоматичного захисту і регулювання основних параметрів, а також необхідними запобіжними пристроями на випадок аварійних ситуацій.

Однією з основних особливостей роботи холодної установки є змінність теплового навантаження холодної машини, що викликається різними причинами.. Змінність режиму роботи зумовлена також зміною кліматичних умов і нерівномірністю надходження сировини на холодильну обробку.

Аміачні холодильні установки

Основними особливостями діючих систем АХУ являються:

- У більшій частині АХУ аміакоемність систем становить десятки, а то й сотні тонн. Найбільш небезпечними є лінійний і дренажний ресивери ємністю 2,5-5 м³ з масою аміаку 1-3 т. Ресивери часто використовуються для зберігання (тобто створення запасів) NH₃. Ємність встановлених ресиверів набагато більше потрібною. Лінійні ресивери зазвичай об'єднані по рідині і пари, що робить їх як одну посудину з масою 5-10 т [15].

- Велика кількість NH₃ у випарних батареях холодильних камер. Переклад систем охолодження камер на менш аміакоемні практично не реалізується.

На холодильних об'єктах в більшості випадків використовуються аміакоемні системи охолодження камер з централізованими розгалуженими насосно-циркуляційними схемами безпосереднього кипіння аміаку. У трубних приладах охолодження (пристінні і стельові батареї) знаходиться велика кількість аміаку. Загальна кількість аміаку на кожному об'єкті обчислюється десятками тонн.

- Висока розгалуженість систем, велика протяжність аміакопроводів між машинним відділенням і споживачами холоду, що тягне за собою велику кількість зварних з'єднань (тобто потенційних місць витоків).

- Відсутність датчиків контролю загазованості в камерах і технологічних приміщеннях.

- Низька якість запірної та регулюючої арматури. Зазначені вище в більшій мірі відноситься до холодильників м'ясокомбінатів, холодокомбінатів, розподільних холодильників. У меншою - до молокозаводам, пивзаводах, де використовуються схеми з проміжним теплоносієм. В якості холодоносія виступають вода, водні розчини солей, пропіленгліколь і т.д.

Часто ремонтні роботи на трубопроводах, заміна обладнання з застосуванням

зварювання виконуються власними силами підприємств, власників АХУ. Зварювальні роботи проводяться не атестованими зварниками без належного контролю якості виконаних робіт. Застосовуються нестандартні елементи трубопроводів (переходи, заглушки і т.д.), труби для аміакопроводів, що не відповідають ГОСТу). Не проводиться огляд камерних охолоджувальних пристроїв і підвідних трубопроводів (аварії в основному відбуваються саме на стороні низького тиску - повітряохолоджувачі, батареї, трубопроводи). Так, як аміак та мастила практично не розчиняться, суднові аміачні холодильні установки завжди компонуються масловідділювачами. Схема циркуляції мастила аміачної ХУ показана рис.1.1.

Особливу увагу слід приділяти забезпечення безпеки експлуатації холодильних установок, які відпрацювали більше 20 років. Більшість підприємств через існуючого економічного становища не в змозі забезпечити заміну всього застарілого обладнання. Зазначена обставина вимагає особливого підходу до забезпечення безпеки експлуатації таких підприємств.

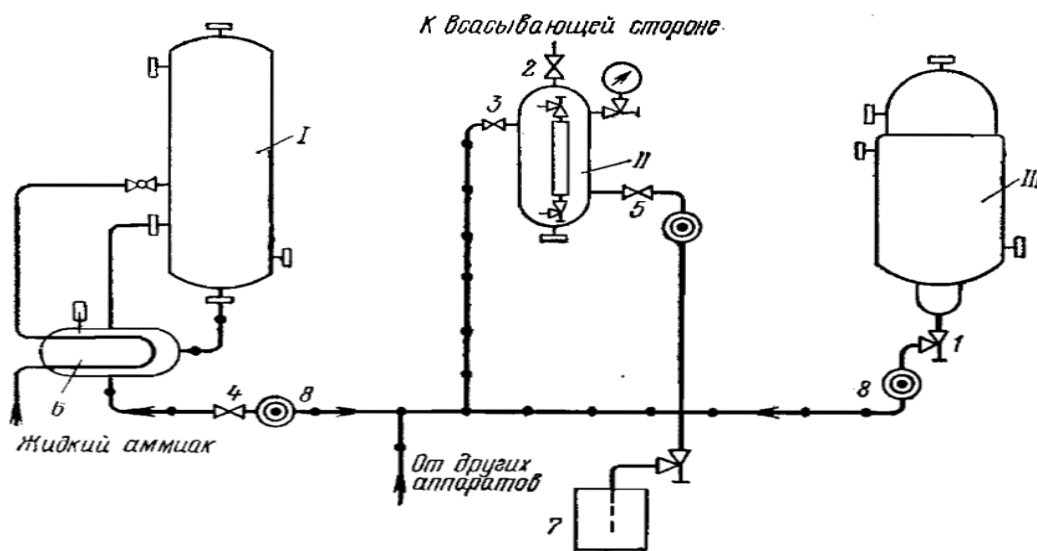


Рис.1.1 - Схема циркуляції мастила аміачної ХУ

Одним з можливих методів вирішення проблеми є розробка обов'язкових до виконання багатоетапних скоординованих планів реконструкції холодильних установок. На першому етапі реконструкції повинні бути виконані основні приписи інспекторів Держгірпромнагляду, що забезпечують безпеку подальшої експлуатації. На другому - повна модернізація установки. Другий етап вимагає великих фінансових витрат. Очевидно, що забезпечення безпеки експлуатації на діючих підприємствах є загальнодержавною задачею.

- Автоматизація аміачних холодильних установок. Відсутня автоматичне регулювання температури охолоджуваних об'єктів і холодопродуктивності компресорного обладнання, що тягне за собою перевитрату електроенергії на вироблення холоду. Відсутні або перебувають у непрацюючому стані регулятори рівня рідкого аміаку в посудинах і апаратах, реле рівня для аварійної зупинки обладнання та попереджувальної сигналізації; соленоїдні вентилі; прилади та системи протиаварійного захисту.

- При наявності приладів автоматичного захисту відсутній контроль їх працездатності.

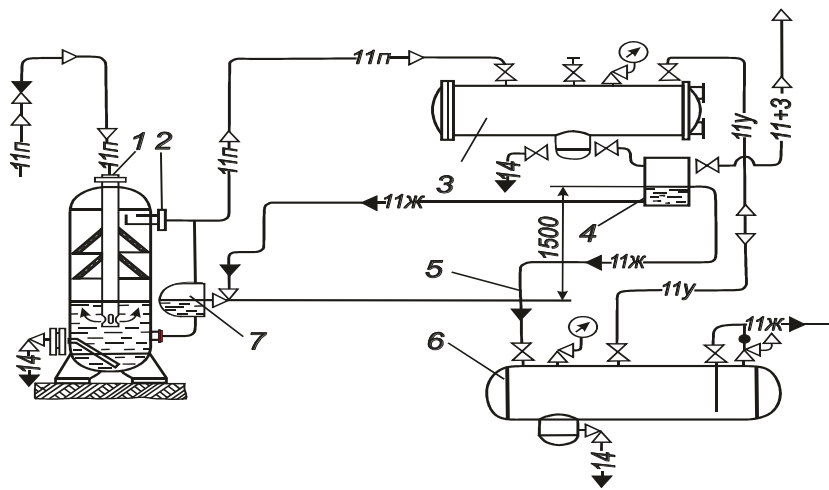


Рис.1.2. Схема підключення мастиловідділювача

1-лінія подачі аміаку в відділювач; 2- лінія подачі в конденсатор; 3- конденсатор; 4- збірник рідини; 5- рідинна лінія; 6- лінійний ресивер

Для підвищення безпеки експлуатації АХУ на діючих старих установках слід йти шляхом заміни існуючих систем холодопостачання на малоаміакоємності.

Залежно від спеціалізації підприємства, його місця розташування, можливі наступні шляхи вирішення задачі:

- На діючих підприємствах (установки з безпосереднім кипінням NH_3) замінити батареї в камерах на більш ефективні малоаміакоємні повітроохолоджувачі.

- Реконструкція установок з використанням проміжного холодоносія в приладах охолодження.

- Створення нових систем охолодження з проміжним холодоносієм на базі охолоджувачів рідини (чилерів) з малої (дозованої) заправкою аміаком. Застосування чилерів забезпечує менший сумарна кількість аміаку в системі (треба прагнути до значення 100 гр. NH_3 на 1 кВт холодопродуктивності). Крім того, в блоках з пластинчастими випарниками і конденсаторами застосовується спринклерна система захисту.

- Знайти застосування блоковим автоматизованим холодильних установок, наближеним до споживачів (контейнерного типу).

- Застосування пристроїв, що дозволяють дистанційно відсікати подачу NH_3 до тимчасово непрацюючим споживачам холоду.

- Облаштування ємнісного Обладнання у приямках.

- Впровадження компресорів, що виключають гідравлічний удар (гвинтових, спіральних).

- Ліквідувати ресивери для зберігання річного запасу NH_3 .

- Заміна кожухотрубних або панельних випарників апаратами пластинчастого типу.

- Замінити кожухотрубні конденсатори пластинчастими. [3]

Фреонові холодильні установки

Особливості експлуатації фреонових установок обумовлені специфічними властивостями фреонів. Розглянемо основні експлуатаційні неполадки в роботі фреонових холодильних установок.

- Компресор фреонової установки працює епізодично, тиск нагнітання і всмоктування низька. Причинами цього є утворення крижаних пробок у ТРВ, недостатня поглинальна здатність осушувача. У цьому випадку необхідно встановити додатковий осушувальний патрон і увімкнути його на 14-16 год. Якщо холодильні установки тривалий час перебували в неопалюваному приміщенні,

то при неісправних заглушках в випарні батареї ІРСН може попасти волога. Одним з простих способів її видалення є продування випарних батарей сухим повітрям, азотом або фреоном. Як поглинач вологи використовують мілкопористий силікагель із зернами розміром 3,6-6 мм, який зберігають у герметичній тарі. Силікагель поглинає до 40% вологи по відношенню до власної маси. Силікагель відновлюють прокалюванням при 200 -250 ° С.

- Компресор фреонової встановлення працює з епізодичними зупинками, тиск на високій та низькій стороні установки нормальне. Причина - пропуски в клапанах через 'прокладку головки блоку або некваліфіковане обслуговування, в процесі якого допускаються теплоприпливи, значно перевищують розрахункові значення (у тих випадках, якщо камери завантажують теплим продуктом, двері камери залишають відкритими, і т.д.).

- Часто при експлуатації холодильних установок має місце повна або часткова втрата фреону з системи. У цьому випадку агрегат не включається, контакти пресостату розімкнуті, тиск нагнітання і всмоктування близько нуля; останні трубки випарника не покриваються інеєм; тиск всмоктування і нагнітання знижений. Іноді спостерігається втрата фреону з термобаллона, капілярної трубки і простору над мебраною - силової частини терморегулюючого вентиля. У цьому випадку шляхом налаштування терморегулюючого вентиля не вдається збільшити подачу рідкого фреону в випарну систему. Необхідно відремонтувати силову, частину і замінити капілярну трубку.

- Можливі випадки, коли прохідний перетин рідинного змійовика теплообмінника зменшено при виготовленні або забруднено настільки, що не вдається домогтися необхідної холодинної потужності машини, а компресор сильно розігрівається через пониження тиску кипіння. Доведення прохідного перерізу змійовика до нормального утруднена, тому що потрібно порушення герметичності конструкції.

- На холодильних установках з, примусової циркуляцією повітря через випарник при порушенні нормальної роботи вентилятора різко погіршується теплопередача від повітря до випарника і температура повітря в холодильній камері підвищення ефективності. У цьому випадку рідкий фреон в випарнику майже не випаровується, тому він може потрапити в циліндр і викликати гідравлічний удар.

- Вологий, хід компресора може мати місце, коли терморегулюючий клапан сильно відкритий внаслідок неправильного положення клапана на сидлі. При цьому стінки компресора; покриваються інеєм, тиск всмоктування підвищується, а тиск нагнітання залишається нормальним.

Фреонові холодильні установки на відміну від аміачних в більшості випадків повністю автоматизовані і тому не вимагають постійного спостереження. При експлуатації великої фреонової автоматизованої холодинної установки необхідно виконати ряд ручних операцій (перемикання клапанів, наповнення системи фреоном і маслом, включення і. Відключення фільтрів, осушувачів і т.д.). Якщо установка повністю автоматизувати, то при виконанні всіх цих операцій пускові пристрої компресорів слід переводити на ручне керування, так як автоматичний пуск компресора може призвести до аварії. Велика автоматизована холодинна установка вимагає тільки профілактичного обслуговування для підтримання її в справному стані та попередження передчасного зносу устаткування.

При обслуговуванні фреонової установки клапани відкривають або закривають тільки за допомогою маховика даного клапана. Після закінчення операції закривають вузол сальника спеціальним ковпаком. У рідинну лінію фреону повинен бути включений фреоновий фільтр.

Фільтр перемикають тільки при його відчистці. Після заповнення системи фреоном, а також після ремонту окремих вузлів і апаратів в рідинну лінію включають І фреоновий осушувач на 10-12 год. На всіх вентилях, які знаходяться в закритому стані (особливо на нагнітальній лінії), вивішують таблички з написом «Вентиль закритий». Усі несправності неаварійного. Характеру, які неможливо усунути при роботі машини, фіксують у журналі з тим, щоб усунути їх при першій же зупинці машини.

Фреони володіють вельми високою плинністю. Вони здатні проникати через найменші нещільності, навіть крізь дрібні пори металу. Обслуговуючий персонал не може виявити витік фреону безпосередньо за допомогою органів почуттів (як для аміаку), так як фреони, які застосовуються як холодильні агенти, при атмосферному тиску представляють собою безбарвний газ з дуже слабким запахом, Який починає відчуватися лише за змісті фреону в повітрі більше 20-30% за обсягом.

Витік фреону призводить до порушення технологічного режиму споживачів холоду, несприятливо позначається на температурного режимі роботи холодильної машини, викликає перегрів обмотки електродвигуна герметичного компресора і вихід його з ладу. У деяких випадках (наприклад, в установці з поверненням масла в картер з кожухотрубного випарника) витік фреону може призвести до виходу з ладу компресора із-за порушення роботи системи змащення. Цілком недоступні навіть незначні витоку фреону в малих автоматизованих агрегатах з капілярними трубками, в першу черга в побутових холодильниках.

Для запобігання витоку холодоагенту в фреонових установках застосовують тонколистової (0,3-0,5 мм) пароніт, перебуваючий з азбесту, каучуку та наповнювачів. Перед установкою прокладки з пароніту її вимочують у гліцерині, з яким фреон не реагує. Ніпелі і манометрові вентиля кріплять на апаратах за допомогою конічних різьб, ущільнюються спеціальної швидкотвердіючою пастою. Фреони розчиняють звичайну гуму. Тому кільця сальників компресорів і клапанів, а іноді й прокладки виготовляють зі спеціальної фреономаслостойкої гуми - севаніта.

Витік фреону спостерігається через сальники вентилів. Тому на них передбачені спеціальні ковпачки-заглушки, які необхідно відгвинчувати тільки на час відкриття або закриття вентиля. На фреонових трубопроводах малих діаметром встановлюють спеціальні безсальникові мембранні вентиля.

Значні витоки фреону можуть виходити через сальники компресорів. Ця одна з причин того, що абсолютна більшість фреонових компресорів малої продуктивності випускають у безсальниковим та герметичному виконанні з вбудованими електродвигунами, охолоджуваними всмоктуваним пором.

Кращим способом запобігання витоку фреону в малих холодильних установках є застосування герметичних холодильне агрегатів і холодильних машин, що поставляються заводами у вигляді закінчених виробів. [6]

Взаємна розчинність мастил з холодильними агентами спричиняють істотний вплив на характеристики і роботу холодильної машини у компресора: холодопродуктивність, енергетичні показники, пускові характеристики компресора, теплообмін в апаратах, циркуляцію масла, надійність компресора.

Особливо це стосується фреонових холодильних систем, так як фреони та мастила добре взаємно розчиняються і тому практично неможливо відділення мастил після стиснення фреону у компресорі. Циркуляційний конткр фреонової холодильної системи, в залежності від параметрів роботи та виду фреону, може на 5-30 % складися із мастила. Тому необхідно слідкувати за поверненням мастила до компресору після випаровування фреонової суміші у випарнику холодильної машини.

Схема циркуляції мастила фреонової установки приведена на рис. 1.3.

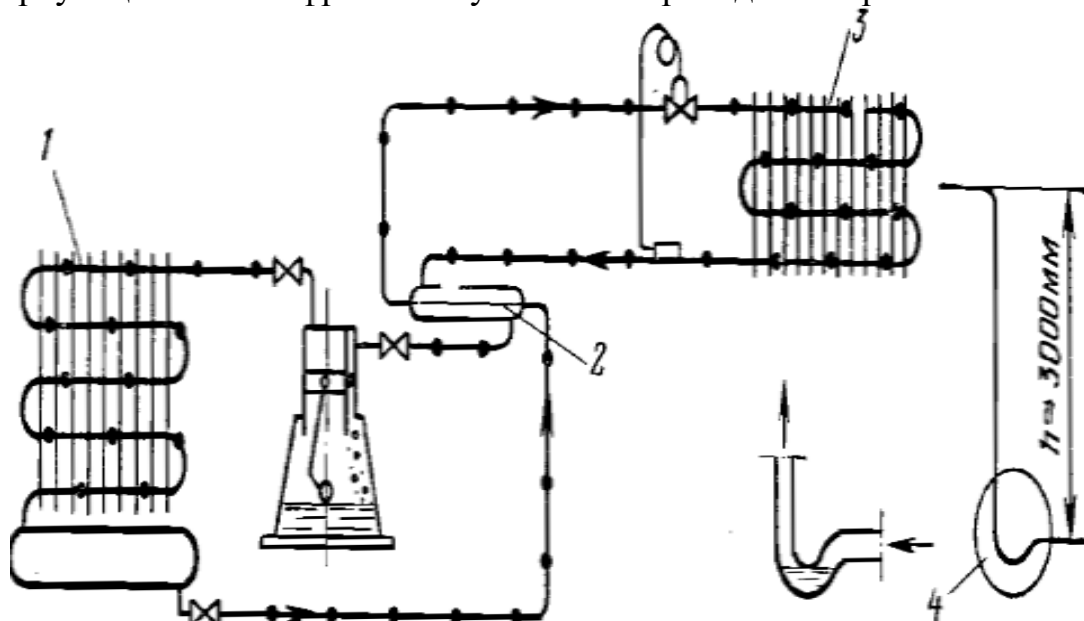


Рис.1.3.Схема циркуляції мастила фреонової ХУ

Зниження холодопродуктивності. Розчинена в рідкому холодильному агенті масло знижує холодопронзводительність холодильної машини. Оскільки тиск розчину холодильного агента з маслом в випарнику обічно нижче тиску чистого холодильного агента, при заданій температурі кипіння тиск і дійсна холодопродуктивність компресора виявляються нижчими, ніж при роботі на чистому холодильному агенті. Корисна холодопродуктивність падає зі збільшенням концентрації олії в циркулюючому холодильному агенті та із зменшенням удаваного перегріву в випарнику.

У кожухотрубних випарниках для нормальної роботи терморегулювальних вентилів (ТРВ) і повернення масла забезпечується перегрів пари на $1 - 5^{\circ}\text{C}$. З випарника мастила повертається у компресор з розчиненим холодильним агентом. Компресор всмоктує холодильний агент, що виділяється в результаті випарювання його з мастила [14].

Використання в холодильній машині регенеративного теплообмінника дозволяє знизити перегрів пари у випарнику і за рахунок цього отримати додаткове охолодження рідкого розчину після конденсатора

. У регенеративному теплообміннику відбувається випаровування холодильного агенту, який консервується у краплинах мастила. Процес довипарювання дозволяє збільшити ступінь регенерації і практично звести до мінімуму шкідливий вплив циркуляції масла на об'ємні характеристики компресора.

1.2. Загальні характеристики холодильних компресорів

Компресором називається енергетична установка або машина, яка призначена для підвищення тиску пружного середовища (газу або пари). Процес підвищення тиску у компресорі завжди супроводжується зменшенням питомого об'єму (підвищенням густини).

Компресорні машини призначені для переміщення і стиснення газів. За принципом дії та конструктивними особливостями компресорні машини розділяються за різними признаками [3]:

за призначенням технологічного процесу;
за конструктивними особливостями;
за особливостями процесу стиснення;
за типом привідного двигуна;
за особливостями стискаємого середовища;
за рівнем підвищення тиску;
за рівнем продуктивності і т.д.

За призначенням компресори розділяються на повітряні, газові, парові та спеціальні (кисневі). Найбільше розповсюдження мають компресори загального призначення (повітряні), які використовуються для стиснення повітря. Стиснуте повітря застосовується у багатьох секторах економіки та побутовому господарстві в якості універсального енергоносія.

Газові компресори набули широкого вжитку в системах транспортування природного газу. Через кожні 80- 150 км газотранспортної системи встановлюються компресорні станції, продуктивність яких складає мільйони кубічних метрів газу за добу.

Парові компресори знаходять широке використання у різноманітних холодильних та теплонасосних установках, криогенній техніці.

Компресори спеціального призначення, такі як кисневі, мають спеціальні системи змащення, ущільнення і т.д.

За принципом стиснення компресори розділяються на компресори об'ємного та динамічного (кінетичного) стиснення.

У компресорах об'ємного стиснення підвищення тиску відбувається при зменшенні замкнутого об'єму, у якому знаходиться газ, наприклад, при переміщенні поршня у циліндрі. У таких компресорах газ або пара залишається практично нерухомою (статичне стиснення).

У компресорах динамічного (кінетичного) стиснення збільшення тиску відбувається внаслідок перетворення кінетичної енергії потоку у потенціальну енергію тиску. Процес стиснення розділяється на дві стадії: в рухомих каналах (робочих лопатках) газ збільшує кінетичну енергію (швидкість потоку), а в нерухомих каналах (дифузорах) швидкість суттєво знижується, а тиск зростає. Особливістю динамічного способу стиснення є безперервність робочого процесу.

Залежно від рівню стиснення газу розрізняють наступні типи компресорних машин: вентилятори ($P_2/P_1 < 1,1$)-для переміщення великих кількостей газів; газодувки ($1,1 < P_2/P_1 < 3,0$)- для переміщення газів при високому опорі газопровідної мережі; компресори ($P_2/P_1 > 3,0$)- для створення підвищених надлишкових тисків; вакуумнасоси- для відсмоктування газів при тисках нижчих за атмосферний.

До основних характеристик компресорів відносяться:

Об'ємна або масова продуктивність. Масова продуктивність (витрата) – це маса речовини у кг, яка проходить за одиницю часу (секунду). Об'ємна продуктивність (витрата) – це об'єм речовини у m^3 , який проходить за секунду.

Ступінь підвищення тиску- це відношення кінцевого тиску P_2 , створеного компресорною машиною, до початкового тиску P_1 , при якому відбувається всмоктування газу,

Механічна потужність на валу та коефіцієнт корисної дії.

Зв'язок між об'ємною та масовою продуктивністю обумовлюється питомим об'ємом (густиною) робочого середовища. Масова продуктивність компресору залишається незмінною за винятком втрат, обумовлених особливостями конструкцій компресорів та нещільностями. Об'ємна продуктивність являється величиною, яка змінюється пропорційно до зміни густини стискаемого середовища

Кінцевий робочий тиск у поршневих компресорах може досягати 0,8 МПа, у відцентрованих 0,8 -1,0 МПа, а у осьових 1,0 МПа. Але в кожному випадку температура обмежується експлуатаційними вимогами та умовами надійності роботи компресору.

Енергетична ефективність компресору характеризується його потужністю або технічною роботою, яка передається стиснутому газу за одиницю часу. Така потужність називається внутрішньою або індикаторною (N_i).

Вибір типу компресора залежить від особливостей технології використання стиснутого газу та залежить від продуктивності, ступеню стиснення, початкового та кінцевого тиску, властивостей стискаемого газу та визначається на основі техніко-економічного аналізу з урахуванням енергетичних, технічних, екологічних та інших аспектів. Але в більшості випадків головним критерієм являється енергетична ефективність процесу стиснення, так як головним складником експлуатаційних витрат є вартість енергії на привід компресору.

Найбільш поширеними в практичному використанні являються поршневі компресори, які відрізняються багатформатністю по схемному та конструктивному виконанню.

Поршневі компресори широко застосовуються у різноманітних системах стиснутого повітря (пневмосистемах), в установках для продукування штучних добрив та пластичних мас, в холодильній та криогенній техніці, в текстильній, хімічній галузях, машинобудуванні, в агропромисловому та оборонному комплексах. Вони залишаються в авангарді машин для стиснення газів та займають провідне місце у компресорних технологіях. В азотно – туковій промисловості за допомогою поршневих компресорів стискається азотно-тукова суміш до тисків 200 – 250 МПа. [15]

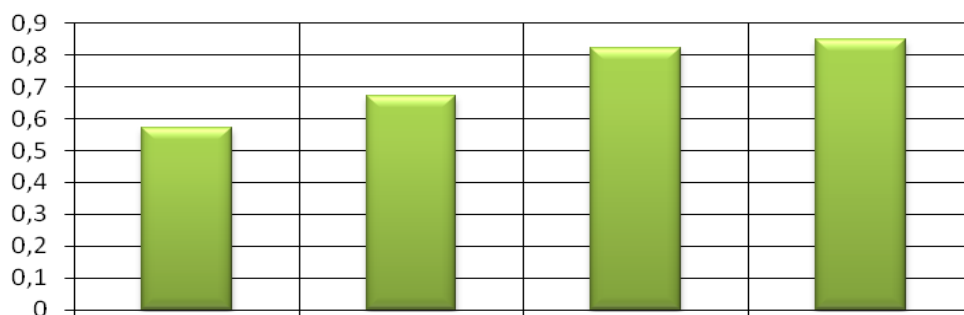
В нафтопереробній промисловості поршневі компресори використовуються в газоліфтових системах, в процесах очищення нафтопродуктів від сірчаних з'єднань та каталітичного реформінгу легких нафтопродуктів, для виготовлення високооктанового бензину та ароматизованих вуглеводнів.

Поршневі компресори по числу ступенів стиснення діляться на одноступеневі, двохступеневі і багатоступеневі, а по характеру дії – на компресори простої (одинарної) і подвійної дії. Одноступеневі компресори виготовляються горизонтальними і вертикальними; горизонтальні компресори, в основному, є машинами подвійної дії, а вертикальні компресори за звичай являються машинами простої дії. Найбільше поширення в газових технологіях набули вертикальні поршневі компресори, які є більш компактними, швидкохідними і мають більш ефективні коефіцієнти корисної дії по відношенню до горизонтальних [9].

1.2.1. Порівняльні характеристики холодильних компресорів

Порівняння холодильних компресорів, які застосовуються при реалізації холодильних машин малої та середньої холодопродуктивності (до 50 кВт) проводиться на основі статистичної інформації наступних характеристик :

- коефіцієнтів подачі компресора;
- адіабатних коефіцієнтів корисної дії;
- питомої маси компресора;
- питомого об'єму компресора;
- питомої вартості

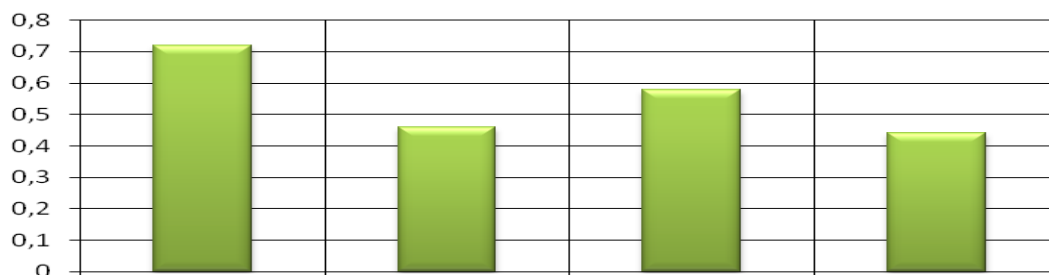


1-поршневі, 2-ротаційні, 3-гвинтові, 4-спіральні

Рис. 1.4. Графіки залежності коефіцієнта подачі від типу компресора

З рис.1.4. помітно, що найбільший коефіцієнт подачі має спіральний компресор. Саме у цьому компресорі спостерігається високий коефіцієнт подачі протягом усього терміну служби внаслідок вільного самостійного підстроювання ущільнення між спіралями - радіальне узгодження, що призводить до постійності холодопродуктивності. В інших типах компресорів, коефіцієнт подачі знижується за час експлуатації компресора через знос деталей, що сполучаються в порожнинах стиснення. Це призводить до зниження холодопродуктивності наприкінці нормативного терміну експлуатації.

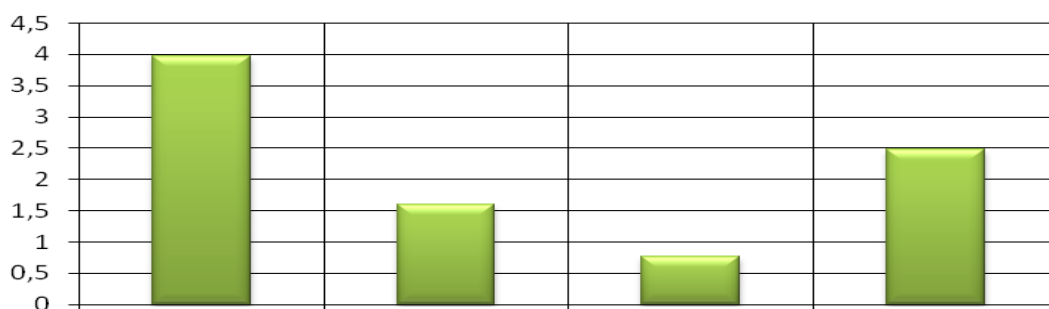
..



1-поршневі, 2-ротаційні, 3-гвинтові, 4-спіральні

Рис 1.5. - Графік залежності адіабатного ККД від типу компресора

З рис.1. 5. видно, що найбільший адіабатний коефіцієнт має поршневий компресор. Ротаційний, спіральний та гвинтовий компресори мають гірші показники зважаючи на один або декілька нижченаведених чинників: «мертвий» об'єм, втрати у клапанах, великі внутрішні теплові втрати.

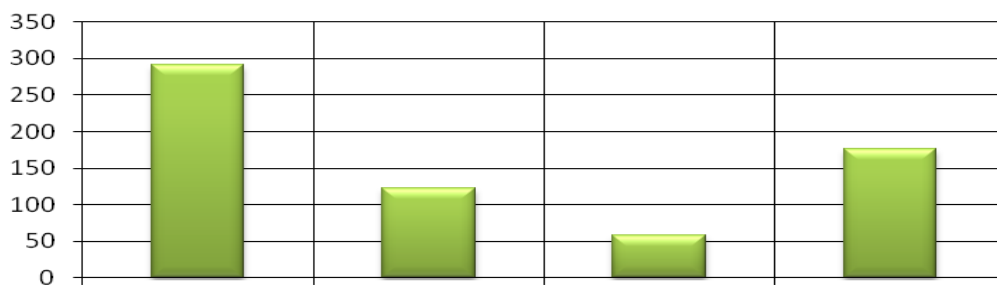


1-поршневі, 2-ротаційні, 3-гвинтові, 4-спіральні

Рис. 1.6. Питомі об'ємні характеристики компресорів $V \cdot 10^4, \text{m}^3/\text{kW}$

На рис. 1.6. приводяться об'ємні показники різних типів компресорів. Об'ємні показники визначаються як відношення об'єму компресору на кВт холодопродуктивності. З рис.1. 6 спостерігаємо, що гвинтовий компресор займає найменший об'єм на одиницю холодопродуктивності, тобто він має найменші розміри.

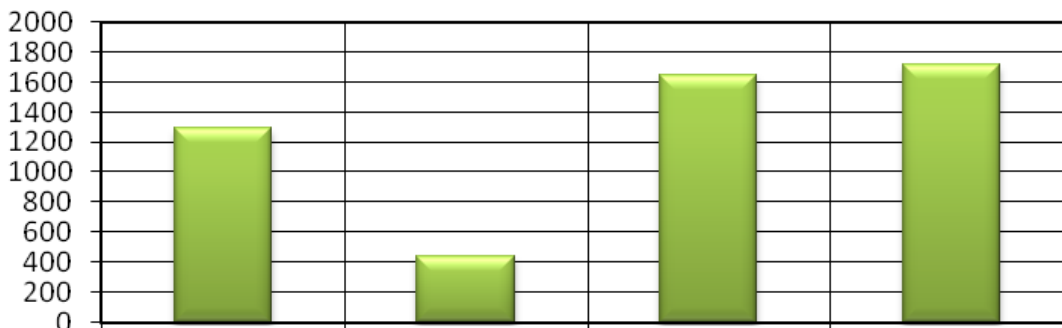
Робимо висновок, що він найкомпактніший. А поршневий навпаки – найбільш громіздкий. Спіральний компресор має посередній показник питомого об'єму, а отже, його умовно можна застосовувати у місцях, де необхідна висока компактність обладнання, наприклад, автомобільний, морський чи авіаційний холодильний транспорт.



1-поршневі, 2-ротаційні, 3- гвинтові, 4- спіральні

Рис.1. 7. Масові показники компресорів. $M \cdot 10^2$, кг/кВт

Рис.1. 7. додатково підкреслює висновки зроблені до рис. 4. З нього видно, що маса поршневого компресора на одиницю холодопродуктивності є найбільшою. Так як ускладнена конструкція поршня приводить до збільшення його маси, появи додаткових сил інерції і обмеження частоти обертання колінчастого вала; підвищення потужності тертя через збільшення довжини поршня. Також треба відмітити, що всі типи компресорів, окрім спірального для розрахункової величини холодопродуктивності обладнуються зовнішніми електричними приводами та різними пристроями, які необхідні для передачі крутного моменту, що додатково збільшує як масу так й габаритні розміри компресора.



1-поршневі, 2-ротаційні, 3- гвинтові, 4- спіральні

Рис.1. 8. Вартість компресорів на одиницю холодопродуктивності. грв /кВт

З рис. 1.8. видно, що вартість спірального компресора на одиницю холодопродуктивності буде найбільшою. Так як він потребує більш високого технологічного рівня виготовлення та організації виробництва. Технологія виробництва цього типу компресора на даний час не досить розвинена.

Загальні висновки

Порівнявши чотири типи компресорів, а саме - ротаційно-пластинчатий, поршневий, гвинтовий та спіральний, робимо висновок, що кожний тип компресора має свої переваги та недоліки.

Наприклад, поршневий компресор має найбільш високий ККД, але в той же час – він має найбільші розміри та потребує значних витрат матеріалів на виготовлення деталей. Гвинтовий компресор має найменші розміри та середні показники щодо маси, ККД та вартості.

Ротаційно-пластинчатий компресор має досить великий ККД, і також середні показники маси та об'єму на одиницю холодопродуктивності. Спіральний компресор має найбільший коефіцієнт подачі, відносно компактні розміри тому, що пояснюється простотою конструкції. Але цей тип компресора є найдорожчим тому, що виготовлення спіралей – складний технологічний процес, який потребує більш точної технології в машинобудуванні. У зв'язку з постійною тенденцією до розвитку технологій компресоробудування можна зробити висновок, що спіральний компресор є найбільш перспективним типом серед компресорів об'ємного принципу дії у діапазоні малих та середніх холодопродуктивностей холодильних машин та може бути рекомендований до серійного застосування у холодильній техніці.

1.3. Оптимальні режими експлуатації холодильних компресорів

Вибір обґрунтованих режимів роботи компресорів холодильних установок та теплообмінного обладнання в значній мірі впливає на енергетичній та загальній ефективності виробництва холоду. Економічно обґрунтовані та рекомендовані різниці температур наводяться у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1- Температурні режими теплообмінних апаратів

<i>Середовища в процесі теплообміну</i>	<i>Середня різниця температур $^{\circ}\text{C}$</i>
<i>Повітря приміщення при безпосередньому кипіння холодильного агента</i>	<i>7 - 10</i>
<i>Теплоносій в випарнику та холодильний агент при кипінні</i>	<i>4 - 6</i>
<i>Охолодження теплоносія в випарнику</i>	<i>2 - 3</i>
<i>Перегрів пари при всмоктуванні (аміак) для одноступеневого стиснення</i>	<i>5 - 10</i>
<i>Перегрів пари при всмоктуванні (аміак) для низької ступені двохступеневого стиснення</i>	<i>10 - 20</i>
<i>Охолоджувальна вода та холодильний агент який конденсується</i>	<i>4 - 6</i>
<i>Підігрів води у конденсаторі при зворотному охолодженні</i>	<i>2 - 4</i>
<i>Підігрів води у конденсаторі при проточному режимі</i>	<i>4 - 8</i>
<i>Переохолодження рідини у проміжному ресивері</i>	<i>2 - 3</i>

Підвищення температури кипіння холодильного агента на один градус обумовлює зростання холодної продуктивності установки на 4—5 % та зменшення відносної витрати електричної енергії на 2—3,5%.

Зниження температури конденсації на один градус підвищує холодної продуктивності установки на 1—2 % та зменшує відносну витрату електричної енергії на 2—3%.

Таблиця 1.2- Температури нагнітання поршневих компресорів.

Температура конденсації	Температура кипіння аміаку. °С												
	-6	-8	-10	-12	-14	-16	-18	-20	-24	-26	-28	-30	-32
20	61	66	71	75	80	84	89	94	103	108	113	116	119
21	64	68	73	78	82	86	91	96	105	110	117	120	123
22	67	70	76	81	84	89	93	99	107	113	120	123	125
23	70	73	78	83	85	92	96	101	109	115	123	125	127
24	73	75	80	85	88	94	98	104	112	118	125	127	130
25	75	78	83	87	91	96	100	106	115	120	127	131	134
26	77	81	86	89	94	99	103	109	116	123	130	135	137
27	81	83	88	92	96	102	106	111	121	126	132	138	140
28	82	85	91	95	99	105	109	114	123	129	135	142	144
29	84	88	93	99	102	107	112	117	126	132	137	145	147
30	87	91	96	101	105	110	114	120	128	135	140	148	
31	89	93	98	103	107	112	116	122	130	137	144		
32	91	95	100	105	109	114	119	124	133	141	147		
33	94	97	102	107	112	116	121	126	135	144			
34	96	99	104	109	114	118	123	128	139	147			

Температуру нагнітання холодильного агента в разі оптимального вибору температури перегріву пари при всмоктуванні розраховують по емпіричній залежності

$$t_n \approx 2,4 (t_k - t_0),$$

де t_k — температура конденсації, °С;

t_0 — температура кипіння, °С.

Таке емпіричне рівняння відповідає температурам кипіння на рівні $t_0 = -5 \dots -25^\circ\text{C}$ та температурам конденсації $t_k = +25 \dots +40^\circ\text{C}$

З більшою точністю температури кінця стиснення (нагнітання) холодильного агента визначаються із таблиці 1.2.

Оптимальні перепади температур між теплообмінними середовищами та величини перегріву пари повинні бути відомими для обслуговуючого персоналу. Але більшість температурних режимів холодильної установки являються самоврівноваженими і залежать на сам перед від загального теплового навантаження на випарну систему, продуктивності компресорів, вибраного теплообмінного обладнання та температури навколишнього середовища.

Вибір різниці температур у теплообмінних апаратах холодильної машини являється питанням техніко-економічним, так як зростання різниці температур обумовлює зменшення розмірів теплообмінної поверхні, але одночасно збільшує енергетичні втрати, обумовленні зростанням ентропії системи та втрати ексергії.

Рекомендовані з техніко-економічної точки зору, різниці температур та відповідні коефіцієнти теплопередачі теплообмінних апаратів при водяться у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3. Приблизні температурні напори та практичні коефіцієнти теплопередачі теплообмінних апаратів холодильних машин та теплових насосів.

<i>Найменування та особливості апарату</i>	<i>Середня різниця температур ° C</i>	<i>Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² К</i>
<i>Батареї охолодження аміачні та ропні без оребренья</i>	<i>8 - 10</i>	<i>7 – 12</i>
<i>аміачні та ропні з оребреньям</i>	<i>8 - 10</i>	<i>3 – 4,5</i>
<i>аміачні та ропні листотрубні</i>	<i>8 - 10</i>	<i>4- 5</i>
<i>фреонові з оребреньям</i>	<i>12- 15</i>	<i>3.5 - 5</i>
<i>Повітряні охолоджувачі аміачні та ропні без оребренья</i>	<i>8 - 10</i>	<i>30-40</i>
<i>аміачні та ропні оребреньям</i>	<i>8 -10</i>	<i>12 – 16</i>
<i>фреонові з оребреньям</i>	<i>12 -15</i>	<i>15 - 20</i>
<i>Випарники кожухотрубні аміачні (охолодження води)</i>	<i>4 – 6</i>	<i>700-900</i>
<i>кожухотрубні аміачні (охолодження ропи)</i>	<i>4 – 6</i>	<i>450-650</i>
<i>кожухотрубні з внутрішнім кипінням</i>	<i>6 –8</i>	<i>1000-1400</i>
<i>кожухотрубні зрошувальні</i>	<i>4 – 6</i>	<i>500-700</i>
<i>занурювальні (охолодження води)</i>	<i>3 –5</i>	<i>500-700</i>
<i>занурювальні (охолодження ропи)</i>	<i>3 –5</i>	<i>400-500</i>
<i>Випарники - конденсатори</i>	<i>6 -10</i>	<i>200-250</i>
<i>Конденсатори кожухотрубні аміачні горизонтальні</i>	<i>4 – 6</i>	<i>700-1000</i>
<i>кожухотрубні аміачні вертикальні</i>	<i>4 – 6</i>	<i>700-900</i>
<i>кожухотрубні фреонові</i>	<i>4 – 6</i>	<i>500-700</i>
<i>випарні</i>	<i>10-12</i>	<i>250-450</i>
<i>повітряні</i>	<i>10-15</i>	<i>25-45</i>
<i>Переохолоджувачі рідини</i>	<i>3 - 5</i>	<i>500-700</i>
<i>Теплообмінники фреонові</i>	<i>30-50</i>	<i>100-200</i>
<i>Змійовики проміжних посудин</i>	<i>3 - 5</i>	<i>350-450</i>

Основним завданням обслуговуючого персоналу полягає у підтримуванні таких умов , які забезпечують оптимальні самоврівноважені режими роботи компресорі.

Основні відхилення від оптимального режиму проявляються у:

Зниженні температури кипіння холодильного агенту;

Підвищенні температури нагнітання (кінця стиснення);

Підвищення температури конденсації;

Вологий хід компресору

У разі зниження температури кипіння і підвищення температури конденсації збільшується рівень підвищення тиску і як наслідок рівень стиснення холодильного агенту, що обумовлює зниження холодительної продуктивності та підвищення питомої витрати електричної енергії.

При високих температурах кінця стиснення (нагнітання) знижуються експлуатаційні показники компресору, ускладнюється робота системи змащення, можливе підгорання мастил на нагнітаючих клапанах..

При зниженні температури кипіння можливе підмерзання об'єктів охолодження які знаходяться в безпосередній біля охолоджуючих приладів в холодильних камерах а також замерзання теплоносія у випарнику для систем з проміжним теплоносієм. При цьому збільшується усихання продукції в холодильній камері.

До основних причин , які обумовлюють зниження температури кипіння холодильного агенту відноситься різке підвищення тепло приливів та невідповідність до них продуктивності компресорів або поверхні теплообмінних апаратів.

Зниження ефективності випарника може обумовлюватись зменшенням кількості холодильного агенту в системі, забрудненням поверхні, зменшенням охолоджувальної рідини, а також накопиченням мастил у випарнику.

Основні причини, які обумовлюють підвищення температури конденсації.
Неполадки у системі охолодження конденсатору (зменшення кількості води або підвищення її початкової температури);

Невідповідність кількості працюючих компресорів та конденсаторів;

Забруднення поверхні конденсаторів або їх поломка

Підвищення концентрації неконденсуючих газів у циркуляційному контурі.

В зимовий час температура конденсації може бути наближеною до температури кипіння холодильного агенту, що обумовлює зниження кількості холодильного агенту у випарній системі. Для нормальної роботи холодильної систем необхідно слідкувати за різницею тисків $P_k - P_0$, яне моде мути меншою від 0,15—0,2 МПа, а при використанні TRV — 0,5 МПа.

Підвищення температури нагнітання холодильного агенту (кінця стиснення в компресорі) більше чим на 5 °С п упорівнянні з даними таблиці свідчить про те що холодильна машина працює в аварійному режимі або із за підвищеного перегріву пари при всмоктуванні або із-за механічних поломок шатунно-компресорної групи.

Підвищений перегрів пари при всмоктуванні може обумовлюватись недостатньою кількістю холодильного агенту в системі, порушенням ізоляції випарника, всмоктуючого трубопроводу, циркуляційного ресиверу, великим гідравлічним опором всмоктую чого трубопроводу або забрудненням парового фільтру на лінії всмоктування.

Типові поломки у шатунно-поршневій групі :

Порушення герметичності у клапанних групах;

Поломка пластин нагнітаючого клапану;

Недостаній рівень мастил у картері компресору;

Мастила ндостатньої в'язкості ;

Порушення системи охолодження компресору.

Вологий хід компресору є найбільш небезпечним режимом його роботи , так як при цьому може бути гідравлічний удар та механічне ушкодження компресору.

Вологий хід компресору може розпочинатись при різкому зниженні перегріву пари на всмоктуванні або різкому зниженню тиску у випарнику, що як правило пов'язано із зниженням температури нагнітання. Іншими причинами можуть бути такф як переповнення системи холодильним агентом, різке підвищення теплового навантаження на випарниу, неправильний монтаж або великий вприск рідинного холодильного агенту. При цьому всмоктуючий патрубок та блок циліндрів покривається інейом , а дзвінкий звук ві руху клапанів змінюється на глухий.

1.4. Основні технічні вимоги до холодильних агентів

Розміри холодильної машини, конструкційний матеріал, із якого вона може бути виготовлена, і тиск при заданих умовах роботи визначаються властивостями холодильного агенту. Тому до речовин, що використовуються в якості холодильних агентів, ставляться наступні вимоги [10,15]:

1) висока критична температура, яка забезпечує можливість конденсацію парів холодоагенту в конденсаторі при допомозі природних охолоджуючих агентів (вода, повітря);

2) велика теплота випаровування для того, щоби зменшити витрату холодинного агента, необхідний для досягнення заданої холодопродуктивності;

3) можливий менший питомий об'єм парів холодинного агента при тиску і температурі випаровування, що зумовлює зменшення розмірів холодинної машини;

4) тиск парів повинен бути трохи вищий атмосферного через те, що легше запобігти витік холодинного агента, ніж підсмоктування повітря; підсмоктування повітря погіршує теплопередачу в конденсаторі і випарнику, підвищує робочий тиск і вносить в систему водяну пару, яка може замерзати в випарнику і приводити до утворення хімічно активних сполук.

5) бажано помірний тиск пари при температурі конденсації для запобігання ускладнення конструкції і подорожчання апаратів і трубопроводів.

Поряд з цим холодинний агент не повинен бути хімічно агресивним і шкідливо впливати на організм людини; крім того, він повинен бути безпечним в пожежному відношенні, а також доступним і недорогим.

Холодинні агенти для установок з турбокомпресорами повинні володіти малою теплотою випаровування, так як турбокомпресори переважно виготовляються для стиснення значних кількостей холодоагенту.

Взаємодія з водою і конструкційними матеріалами. Чисті вуглеводні (наприклад, етан, пропан) не реагують з водою.

Галогенізовані вуглеводні утворюють з водою галоїдні кислоти. При підвищених температурах і в присутності вологи різні метали в різній мірі впливають на термічне розкладання і гідроліз фреонів. Здатність металів сприяти термічного розкладання і гідролізу може бути представлена в порядку убутання наступним рядом: срібло - цинк - латунь - бронза - алюміній - конструкційна сталь - мідь - нержавіюча сталь. Ця послідовність є приблизною. Для окремих фреонів або для особливих умов застосування можуть бити відхилення від цього ряду.

Аміак не взаємодіє зі сталлю, але викликає корозію мідних сплавів, особливо в присутності вологи. Багато фреони є хорошими розчинниками органічних речовин. Тому для виготовлення прокладок використовують спеціальні гуми, а в якості склеюючих, в'язучих речовин та ізоляційних лаків застосовують полівінілацетату і поліаміди.

Традиційні вимоги такі як в'язкість, тиск конденсації та кипіння, теплота пароутворення, критичні параметри, теплопровідність, теплоємність, коефіцієнт тепловіддачі, температура кристалізації, летучість, розчинність, вогнестійкість та пожежобезпечність, сумісність із матеріалами, корозійна активність, термін експлуатації, ціна холодинного агента та відповідного обладнання.

Важливими є і нові аспекти при виборі. До них відносяться не токсичність по відношенню до людини та навколишнього середовища, самостійна біонейтралізація у навколишньому середовищу, біологічна активність. Сучасні холодинні агенти мають у своєму складі інгібітори – присадки, покращуючи властивості, які повинні бути нейтральними з токсичної точки зору та по відношенню до харчових продуктів.

Фреони володіють невисоким тиском конденсації і випаровування, як правило, безпечні, пожежо- і вибухонебезпечні, а також не викликають корозії звичайних конструкційних матеріалів при робочих умовах. До числа їх недоліків відносяться дуже низька в'язкість, що зумовлює витік холодоагенту, і відносно висока взаємна розчинність фреонів і мастильних олив.

1.4.1. Озононебезпечність фреонів [13].

Відомо, що фреони легше повітря й мають високу стійкість. При витoku з холодильних агрегатів, кондиціонерів і теплових насосів вони піднімаються у верхні шари атмосфери на висоту 15-50 км і там розкладаються під дією ультрафіолетового випромінювання. Атомарний хлор, що виділяється, взаємодіє з озоном. По не до кінця підтвердженій думці деяких фахівців це приводить до руйнування озонового шару Землі.

Відомий Монреальський протокол 1987 року (з виправленнями 1990 року) і наступна за ним 1997 року «Угода Кіото» наклали найсуворіші заборони на використання, у першу чергу, робочих речовин, до складу яких входять атоми хлору, як найбільш активної речовини, що сприяє руйнуванню озонового шару. У такий спосіб робоча речовина, що найбільше широко застосовувалася, R-12, що володіє незаперечною енергетичною перевагою перед іншими робочими речовинами HFC- і HCFC- типу, протягом короткого часу перетворився в головний об'єкт нападу з боку екологічної громадськості у світі. Перед холодильною технікою встала одна з найсерйозніших проблем – негайне переведення розроблювальних, випускаючих й, по можливості, що перебувають в експлуатації, холодильних машин і теплових насосів на так звані альтернативні або екологічно чисті робочі речовини.

Строгість і швидкість виконання нормативних актів по впровадженню екологічно чистих робочих речовин, в основному, залежала від тиску суспільної думки в кожній країні й регіоні миру, а також здатності вчених разом із практиками виконати поставлені завдання. Якщо врахувати, що до середини 1970- х років подібні проблеми взагалі не розглядалися, то, отже, і не існувало фундаментальних розробок у цьому напрямку. Проблема переведення холодильної техніки на екологічно чисті робочі речовини поставила три завдання:

- розробити поняття «екологічно чиста робоча речовина»;
- створити наукові основи синтезу екологічно чистих робочих речовин, які мали б властивості, близькі до тим, що застосовувалися, але забороненим до використання робочим речовинам, для можливості експлуатувати вже наявне встаткування;
- створити нове покоління холодильних машин (теплових насосів), у яких можна було б ефективно застосовувати екологічно чисті робочі речовини, а також створити машини, здатні працювати при мінімально можливій кількості циркулюючої робочої речовини.

Ідея повернення до широкого застосування натуральних робочих речовин: води (R-718), повітря (R-729), CO₂ (R-744) і NH₃ (R-717), спричинила не менш складну проблему створення нових вискоефективних термодинамічних циклів, у яких можливо було б використання цих робочих речовин.

Завдання мінімізації кількості робочої речовини, що заправляється в холодильну машину (тепловий насос), також виявилось більш складним, ніж передбачалося спочатку. Причина полягає в необхідності створення нового типу теплообмінного встаткування, більш складного, нового конструктивного виконання відомих типів компресорів.

У результаті підписання основними країнами, що розробляють фреони Монреальського протоколу (в 1987 р.), фреони були розділені на наступні групи:

I. Особливо озононебезпечні (R11; R12; R113; R114; R115), виробництво яких намічено скорочувати;

II. Озононебезпечні (R12B1; R13B1; R114B2 і ін. бромутримуючі озони);

III. Екологічно безпечні фреони (R142, R134; R123 та інш.).

Недоліком озонобезпечних фреонів є їхня більша вартість (наприклад, вартість кілограма фреону R22 становить \$5, R410A - \$33, R407C - \$30), більш високі робочі тиски (відповідно 16, 26 і 18 бар), необхідність застосування для змащення високогігроскопічних поліефірних мастил, а не мінеральних. Більшість озонобезпечних фреонів являють собою суміш із двох-трьох компонентів. Тому вони характеризуються не ізотропністю, тобто при розгерметизації спочатку випаровуються більш легкі компоненти й склад і властивості фреону змінюється. Тому навіть у випадку незначного витоку, увесь, що залишився холодоагент необхідно повністю злити й замінити його новим.

Озоноруйнуюча активність речовин визначається наявністю атомів хлору в молекулі і оцінюється потенціалом руйнування озону ODP (Ozon Depletion Potential).

1.4.2. Вплив газів на парниковий ефект[13].

Поява надлишкової кількості деяких газів антропогенної діяльності негативно впливає на теплоенергетичний обмін на планеті, порушує атмосферний баланс, активізує дію так званого парникового ефекту та сприяє глобальному потеплінню.

Механізм виникнення парникового ефекту, що веде до глобального потепління, полягає в наступному. Атмосфера Землі пропускає короткохвильову сонячну (космічну) радіацію, приблизно 50 відсотків якої досягає поверхні планети та нагріває її. В свою чергу земна поверхня випромінює теплоту в виді інфрачервоної довгохвильової радіації, яка поглинається багатоатомними газами атмосфери до яких відносяться водяні пари, діоксин вуглецю і т.д. Інша частина земної теплової радіації (приблизно 10-20%) випромінюється в космічний простір.

Тільки завдяки таким процесам встановлюється енергетично-радіаційний баланс, що обумовлює постійний рівень середньостатистичної температури поверхні Землі (приблизно на рівні +15 °C). Якби не було атмосфери з парниковими газами, то температура поверхні Землі, відповідно до розрахунків могла б складати -23 °C.

При збільшенні концентрації газів, які поглинають теплове випромінювання землі, (парникових газів) рівень теплового випромінювання в космічний простір зменшується, що сприяє підвищенню температури земної атмосфери [2].

В результаті інтенсивної техногенної діяльності на Землі концентрація так званих парникових газів багатоатомної природи, а особливо вуглекислого газу (CO₂), в атмосфері збільшується, що обумовлює зростання температури земної поверхні. Дані експериментальних спостережень показали, що за останніх 100 років температура атмосфери Землі підвищилася на (0,6 ± 0,2) °C, тоді як за попередніх 900 років вона в середньому впала на 0,2 °C. Відповідно до наукових даних та досліджень підвищення температури на 2 - 3 °C представляє серйозну загрозу для екологічної системи та навколишнього середовища. Це має прояв у зменшенні льодяникового шару світового океану, розширенні пустинь, зміні звичних умов життєдіяльності живих організмів, формуванні циклонів, тайфунів та інших природних катаклізмів. З'явилися і інші ознаки глобального потепління, такі як танення арктичного льоду, руйнування шельфового льоду Антарктиди, зменшення крижаного щита Гренландії і т.д.

У зв'язку із загрозами екологічного характеру та стрімким збільшенням парникових газів у атмосфері, світове співтовариство прийняло рішення по зменшенню викидів парникових газів відповідно до Кіотського протоколу, який був підписаний представниками більшості країн у 1998 році.

Механізм дії Кіотського протоколу полягає в тому, що кожній країні відповідно до стану її технічного та індустріального розвитку встановлюється квота по викидам парникових газів в атмосферу (у протоколі було визначено 6 газів). У разі перевищення кількості викидів на державу накладаються штрафні санкції, а при зниженні кількості викидів по відношенню до встановленої квоти надаються матеріальні пільги.

Відповідно до Кіотського протоколу до основних парникових газів у порядку їх активної дії на енергетичний випромінювальний баланс Землі, відносяться:

- водяна пара; вуглекислий газ; метан; озон; галогеновуглецеві; оксиди азоту.

Основні джерела викиду CO_2 в атмосферу:

- виробництво енергії методом спалювання палива – 43,6%;
- промислові підприємства – 18,5%; автотранспорт – 7,7%;
- інші види транспорту – 6,3%; життєзабезпечення – 8%;
- комерційні послуги – 5,8%.

Основні джерела викидів метану у атмосферу:

- викиди при розробці та експлуатації родовищ природного газу, нафти та вугілля – 16%; біогаз від захоронення відходів рослинного та тваринного походження – 12%;
- худоба – 16%; рисові поля – 22%; болота – 23% и др.

При визначенні рівню викидів парникових газів застосовується так званий питомий доларовий коефіцієнт, який показує кількість парникового газу в кг по відношенню до 1 долару ВВП.

ODP - потенціал розрушення озонового прошарку дорівнюється нулю, якщо у хімічній формулі відсутні атоми хлору, які розрушують озоновий прошарок, якщо попадають до атмосфери. Озон O_3 формується у стратосфері у наслідок дії ультрафіолетового випромінювання на атоми кисню. У свою чергу ультрафіолетове випромінювання обумовлює розрушення і молекул озону, і таким чином підтримується відповідний баланс кисню, озону та атомарного кисню. Молекули хлору, які у результаті викидів попадають до атмосфери порушують цей баланс, що обумовлює формування озонових дірок.

GWP - потенціал глобального потепління базується на прямому впливу речовини на атмосферу землі і оцінює її вплив маси цієї речовини на глобальне потепління на протязі визначеного терміну по відношенню до CO_2 , для якого $\text{GWP} = 1$.

TEWI – коефіцієнт еквівалентного потепління, який враховує усі напрямки екологічної активності холодильного агента.

LCCP коефіцієнтом кліматичної дії за увесь цикл холодильної системи. Цей показник розширює коефіцієнт так як враховує не тільки пряму емісію холодильного агента у атмосферу, але і супроводжуючу емісію у еквіваленті до CO_2 за час експлуатації холодильної установки, витрачену за цей час електричну енергію та обумовлену нею емісію, витрачену електричну енергію на виробництво холодильного агента, складові і частини холодильної установки, електричну енергію, яка використовується при забезпеченні пожежостійкості, надійності.

Числові значення екологічно важливих коефіцієнтів – потенціалів для більшості відомих холодильних агентів наводяться у додатку А. 1.

РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДОМІШОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ.

Холодильний агент, що циркулює в системі холодильної установки, практично ніколи не буває чистим. Він завжди містить домішки і забруднення, що пов'язане або з конструктивними особливостями деяких типів машин, або з недостатньою чистотою заряджається в систему холодильного агента, або з попаданням домішок і забруднень під час роботи машини. До числа домішок відносяться мастило, повітря, вода [9]. Крім того, в системі можуть виявитися механічні забруднення. Кожна з цих складових робить помітний вплив на роботу компресорів та холодильної установки в цілому. Здебільшого це вплив шкідливе, внаслідок чого доводиться вживати заходів до зменшення вмісту домішок і до їх видалення.

Для здійснення цих операцій в схему холодильної установки включають допоміжні апарати, конструкція яких і процеси, що відбуваються в них, залежать від виду холодильного агента. Так, наприклад в аміачній холодильній системі може в розчиненому виді існувати вода, а також навіть і при наявності масляних відділювачів, деяка кількість мастила. Але наявність навіть незначної кількості водяних парів у фреонову циркуляційному контурі недопустимо. В той же час концентрація мастил в таких системах може сягати 10–30%..

В деяких випадках наявність в холодильному контурі циклу повітря та вологості може обумовлювати не тільки суттєве підвищення температури стиснення у компресорі та відповідне зниження ефективності холодильної машини, але і аварійний режим роботи та зупинку.

2.1. Головні причини присутності повітря і вологи в холодильній системі [7]

Волога потрапляє в систему холодильного агента при недостатньому осушенні системи після монтажу, при неповному видаленні вологого повітря з окремих ділянок системи, механізмів і апаратів після їх ремонту, при зарядці системи хладоном та мастилами або додаванні їх в систему при роботі установки на вакуумі.

Деяка кількість мастил та вологості може знаходитись в мастилах, які зберігаються не належним чином при наявності прямого контакту з повітрям зовнішнього середовища.

Незалежно від того, в якій частині установки повітря потрапило в систему, він скупчується в конденсаторі і лінійному ресивері, оскільки з усіх частин повітря відсисається разом з парами холодильного агента. У конденсаторі або ресивері утворюється гідравлічний затвор, що перешкоджає прориву у випарну систему не лише пари холодильного агента, але і повітря.

Зовнішніми ознаками наявності вологи в системі є підвищення температури в коморах і відтавання інею з поверхонь випарних батарей камер з низькою температурою. Тиск кипіння знижується і значно збільшується перегрів всмоктуваної пари.

Повітря може опинитися в системі холодильного агента в результаті недостатнього ретельного вакуумування її перед первинним заповненням хладоном, при розкритті компресорів, апаратів, допоміжного устаткування і окремих частин системи для ремонту і профілактичного огляду, а так само при роботі установки на вакуумі.

Зовнішніми ознаками наявності повітря в системі є підвищений тиск конденсації та зростання величини електричного струму електричних двигунів, які використовуються для роботи компресорів.

При цьому суттєво збільшується амплітуда коливання стрілки манометра на стороні нагнітання компресору, значно підвищується температура кінця стиснення пари холодильного агента в компресорі та блокування роботи компресора приладами автоматичної системи регулювання та контролю [2].

2.1.1. Вплив домішок на роботу аміачних СХУ

Аміак на відміну від фреону не розчиняє мастило і добре розчиняє воду з-за чого її неможливо видалити з системи.

Незалежно від того, в якій частині циркуляційної холодильної установки повітря проникає у систему, воно накопичується в конденсаторі, так як гідравлічний затвор у конденсаторі (або ресивері) перешкоджає прориву повітря в випарну систему[7,9]. При наявності суміші повітря і пари хладону загальний тиск у конденсаторі підвищується і складається з парціального тиску пари хладону P і парціального тиску P_v повітря,

$$P_k = P + P_v$$

Парціальний тиск пари холодильного агента залежить від температури конденсації, яка у свою чергу залежить від температури води, що проходить через конденсатор, А парціальний тиск повітря залежить насамперед від його кількості в конденсаторі.

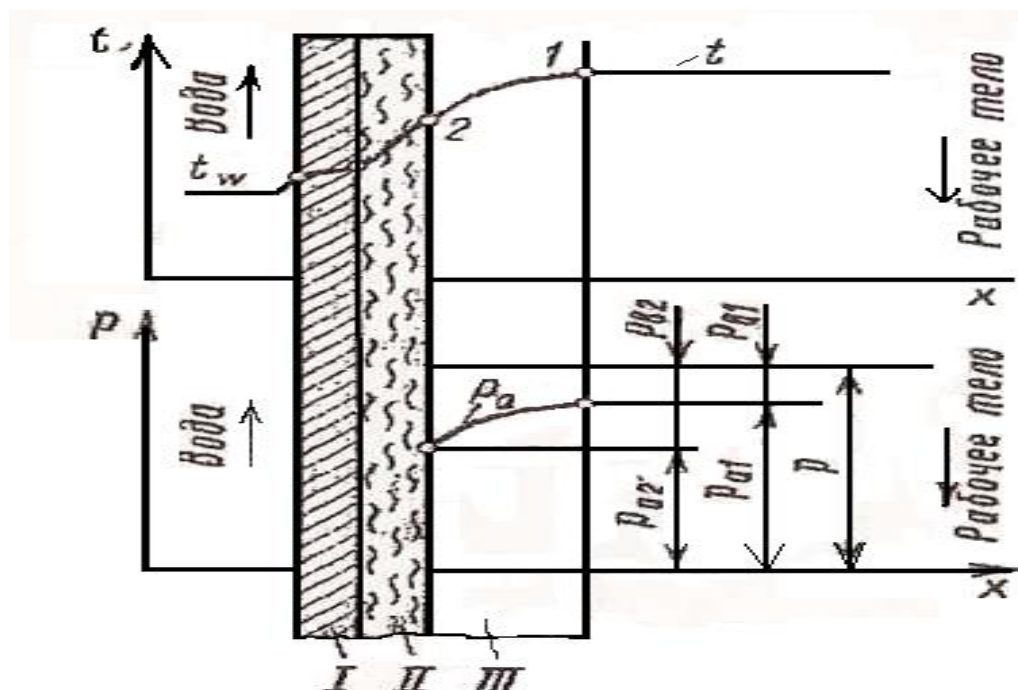


Рис. 2.1. - Зміна температури і тиску робочого тіла у теплообмінній поверхні в конденсаторі

Таким чином, наявність у холодильній й системі повітря та інших газів із низькою температурою конденсації обумовлює підвищення тиску у конденсаторі, в результаті чого холоди́льна продуктивність установки зменшується, а механічна споживча потужність компресорів збільшується. Крім того, разом з повітрям у систему потрапляє волога, яка завжди міститься в повітрі.

Цим не обмежується вплив повітря на підвищення тиску в конденсаторі. Повітря погіршує тепловіддачу від пари, яка конденсується, до стінки труби у зв'язку з утворенням газової плівки III біля поверхні конденсату, що стікає по стінці труби I (рис. 2.1.). Газовий прошарок виявляється додатковим досить потужним термічним опором, так як коефіцієнт теплопровідності газу достатньо низький. Таким чином у газовому прошарку має суттєве зниження температури (ділянка 1-2), і температура пари

біля поверхні рідинної плівки відрізняється від температури пари в основному потоці. Така зміна температури пари викликає відповідне змiну парціального тиску пари робочого тіла від P_{a1} в основному потоці до P_{a2} біля поверхні прошарку. Так як загальний тиск в апараті однаковий, то зменшення тиску пари біля поверхні рідинної плівки супроводжується підвищенням парціального тиску повітря у цій поверхні P_{B2} в порівнянні з тиском в основному потоці суміші P_{B1} . По міру руху потоку вздовж стінки у зустрічному напрямку руху води парогазова суміш стикається зі стінкою труби з відносно пониженою температурою. Внаслідок цього вміст повітря у плівці конденсату в самій холодній зоні конденсатора виявляється в цих умовах найбільшим, а вміст пари найменшим. Таким чином прошарок повітря збільшує термічний опір теплопередачі та обумовлює зменшення коефіцієнту теплопередачі [7,9].

Зменшення коефіцієнта теплопередачі конденсатора (при тій же величині його теплового навантаження) може бути компенсовано лише збільшенням різниці температур між холодильним агентом і водою, що призводить до підвищення температури конденсації агента і пов'язаного з нею парціального тиску P_a . Таким чином, загальний тиск в конденсаторі при наявності повітря підвищується, як від появи p_v , так і від збільшення p_a .

Підвищення тиску в конденсаторі тягне за собою зростання ступені стиснення в компресорі, а внаслідок цього - підвищення витрати енергії і зменшення холодної потужності машини при незмінній температурі охолоджувального середовища. У цьому випадку може виникнути і небезпечний режим, як від можливого надмірного підвищення тиску в конденсаторі, так і від неприпустимого підвищення температури пароповітряної суміші, що відбувається в кінці стиснення в компресорі.

Зрозуміло, поділ газової суміші не відбувається через відмінності щільності компонентів, так як кожен газоподібний компонент суміші відповідно до закону Дальтона розподіляється рівномірно в загальному обсязі суміші. Однак збільшення концентрації повітря в певній частині обсягу парогазової суміші може відбуватися внаслідок конденсації пари з суміші біля поверхні з більш низькою температурою, Тому що при незмінному загальному тиску суміші пониження тиску пари холодоагенту має компенсуватися відповідним підвищенням парціального тиску повітря.

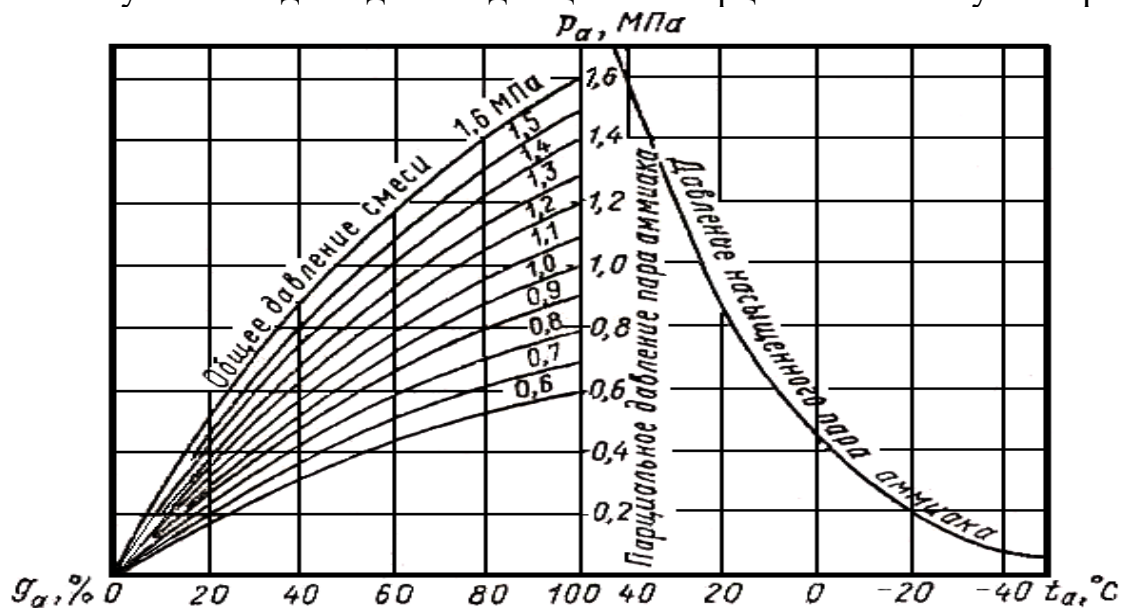


Рис. 2.2. Концентрація аміаку в пароповітряній суміші при різних температурах і тисках суміші

2.1.2. Вплив на роботу фреонових систем

Повітря разом з водяною парою, опинилася в системі циркулюють разом з хладоном і, волога залишаючись у вільному стані, зберігає всі свої фізичні властивості, в тому числі здатність замерзати при негативних температурах. Це обумовлено тим, що фреони дуже обмежено розчиняють воду і тому при дроселюванні агента, супроводжується різким пониженням температури, утворюються льодові затори, частково або повністю блокуються дросельні отвори ТРВ. Внаслідок цього значно зменшується або повністю припиняється надходження рідкого хладона в випарні батареї.

Негативно впливає на роботу фреонових установок повітря, що потрапляє в них. Як і в аміачних установках, він накопичується в конденсаторі, створюючи в ньому тиск, вище тиску конденсації холодоагенту. Однак головна небезпека полягає в тому, що разом з атмосферним повітрям в установку проникає волога.

Наявність вологи в системі приводить до наступних наслідків, вода в системі викликає корозію металів; іржа, змивається хладоном з поверхні трубопроводів, апаратів і механізмів, забиває дросельні отвори ТРВ. У присутності води хладон вступає в хімічну реакцію з міддю, яка випадає у вигляді тонкого шару на сталевих поверхнях деталей і вузлів компресора (обміднення поверхні), що порушує його роботу. Тому до обезводнення фреонових систем, включаючи установки кондиціонування повітря, пред'являються високі вимоги. Відповідно до діючих стандартів масовий вміст води в холодильному агенті, що поставляється хімічними заводами, не повинно перевищувати %: 0,0006 для ф12 і 0,0025 для ф22. Перед заповненням хладоном і маслом систему старанно вакуумують і осушують. У процесі обслуговування холодильної установки також вживають заходів, що попереджають проникнення вологи в систему [1,10]. Вологу, проникла в систему, видаляють за допомогою поглиначів-адсорбентів: силікагелю або цеоліту. Причому фільтр-осушувач включають в роботу відразу при появі ознак наявності вологи в системі, а вимикають не раніше 4 год після повного зникнення цих ознак.

Силікагель представляє собою тверду високопористу речовину. Активність (поглинальна здатність), силікагелю оцінюється кількістю поглиненої їм вологи, Виражається у відсотках його маси і складає 10-60%. Для відновлення активності насиченого вологою силікагелю його регенерують (осушують) одним з наступних способів - пропускають протягом 2-3 годин через осушувач гаряче повітря або азот, що має температуру 190-200 °С, вакуумують фільтр-осушувач при температурі 100-р-120 °С, прожарюють силікагель протягом 4 годин в електропечі, що має температуру 140-150 °С. Фільтр-осушувач заповнюють можливо більш гарячим силікагелю. У суднових холодильних установках застосовують мінеральний гранульований силікагель марки КСМ (розмір зерен 1,5г - 3, 5 мм) ГОСТ 3956-64. Силікагель необхідно зберігати в герметичній упаковці. У сучасних холодильних установках фільтр-осушувач має обвідний трубопровід. Включати фільтр-осушувач в роботу слід тільки при необхідності. Для попередження попадання вологи в систему холодильного агента фільтр-осушувач слід обов'язково включати в роботу при зарядці та дозарядці системи холодильного агента хладоном.

Поряд з силікагелем в якості адсорбенту застосовують синтетичний цеоліт. Цеоліт володіє поглинаючою здатністю приблизно в 2,5 рази більше, ніж силікагель. Цеоліт зберігає високу поглинаючу спосібність при високих температурах, до 60 ° С, а отже, забезпечує ефективне осушення системи при найвищих температурах конденсації, що зустрічаються в практиці експлуатації суднових холодильних установок.

У суднових умовах цеоліт звичайно регенерації не підлягає з-за високої температури відновлює процесу, порядку 550°C .

Одна з важких аварій фреонових холодильних машин - втрата агента з системи внаслідок витoku його в конденсаторі, так як в цьому випадку при зниженні тиску в системі хладону нижче тиску охолоджувальної води забортна вода починає заповнювати систему агента. Систему після усунення причини, викликала аварію, просушують, продуваючи її азотом або вуглекислотою і неодноразово вакуумування.

У зв'язку з тим, що під фреонових холодильних установках вживаються заходи щодо забезпечення високої герметичності, а перед заповненням фреоном вони глибоко вакуумують, імовірність влучення повітря в них незначна. [1]

Розділу газової суміші в конденсаторі не відбувається навіть при великій різниці щільності повітря і холодильного агента, тому, якщо випускати повітря безпосередньо з конденсатора, будуть великі втрати холодильного агента. Наприклад, тиск в аміачному конденсаторі 1,2 МПа, температура конденсації 25°C , відповідне цій температурі тиск 1,02 МПа, отже, тиск повітря буде одно 0,18 МПа, об'ємна частка повітря становить 15%, маса повітря буде дорівнює 0,225 кг/кг, маса аміаку 0,775 кг/кг. Отже, при випуску повітря без спеціальних пристроїв з 1 кг повітря буде випускатися 3,44 кг аміаку, а в кінці процесу з системи практично буде випускатися чистий аміак зі слідами повітря.

На рис. 2.3, 2.4 приводяться номограми, які дозволяють визначати концентрацію холодильного агента в суміші з повітрям в залежності від температури та тиску.

Номограми побудовані для найбільш відомих холодильних агентів : аміак, фреон 134та фреон 22.

Кожна лінія являється графічною залежністю тиску насичення холодильного агента від концентрації неконденсуючих газів (насамперед повітря) та відповідає визначеному загальному тиску суміші. Наприклад при початкових параметрах парогазової суміші $t = 32,5^{\circ}\text{C}$, $P = 1,6$ МПа, концентрація повітря складає 32% від загальної маси суміші. Якщо загальний тиск збільшується до 1,8 МПа, то маса аміаку, який випускається із системи знижується на 10

Номограми побудовані при використанні моделі ідеального газу, що безумовно обумовлює відповідну похибку.

Для корегування відповідної реальності газової суміші необхідно використовувати експериментальні корегуючі коефіцієнти, які враховуються при фазових рівновагах парогазової суміші..

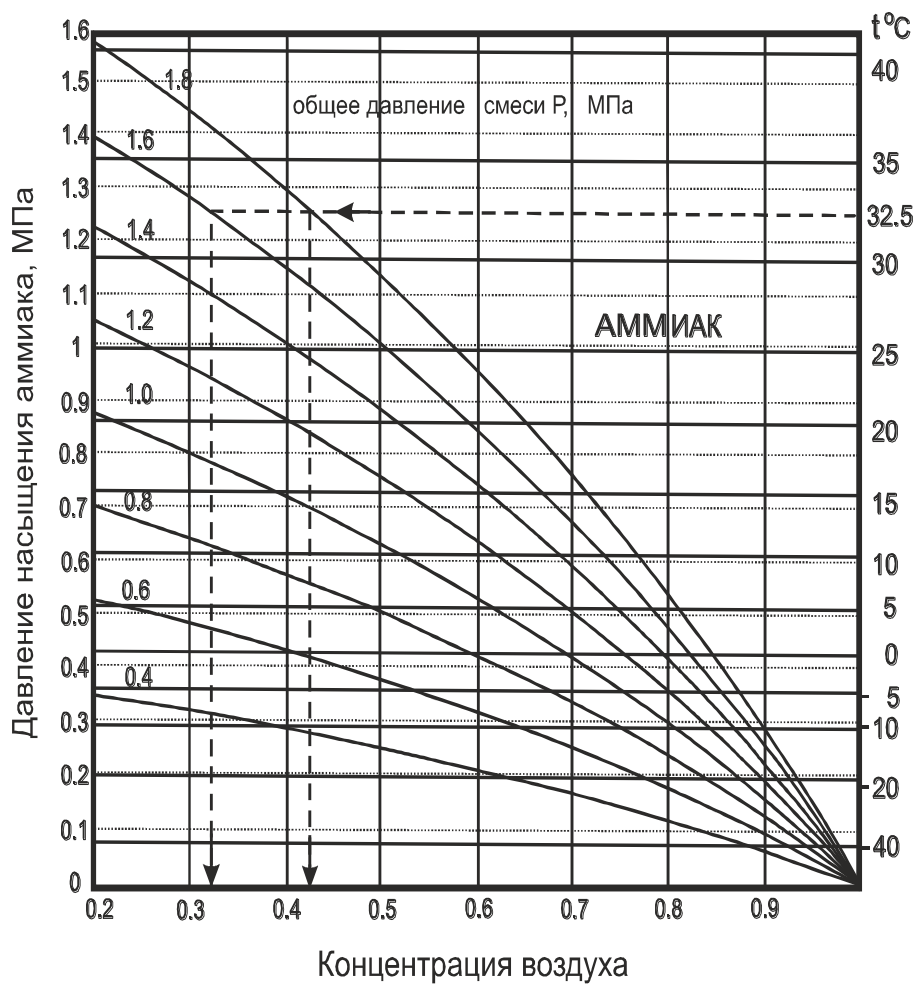


Рис. 2.3. Номограма суміші аміак-повітря%.

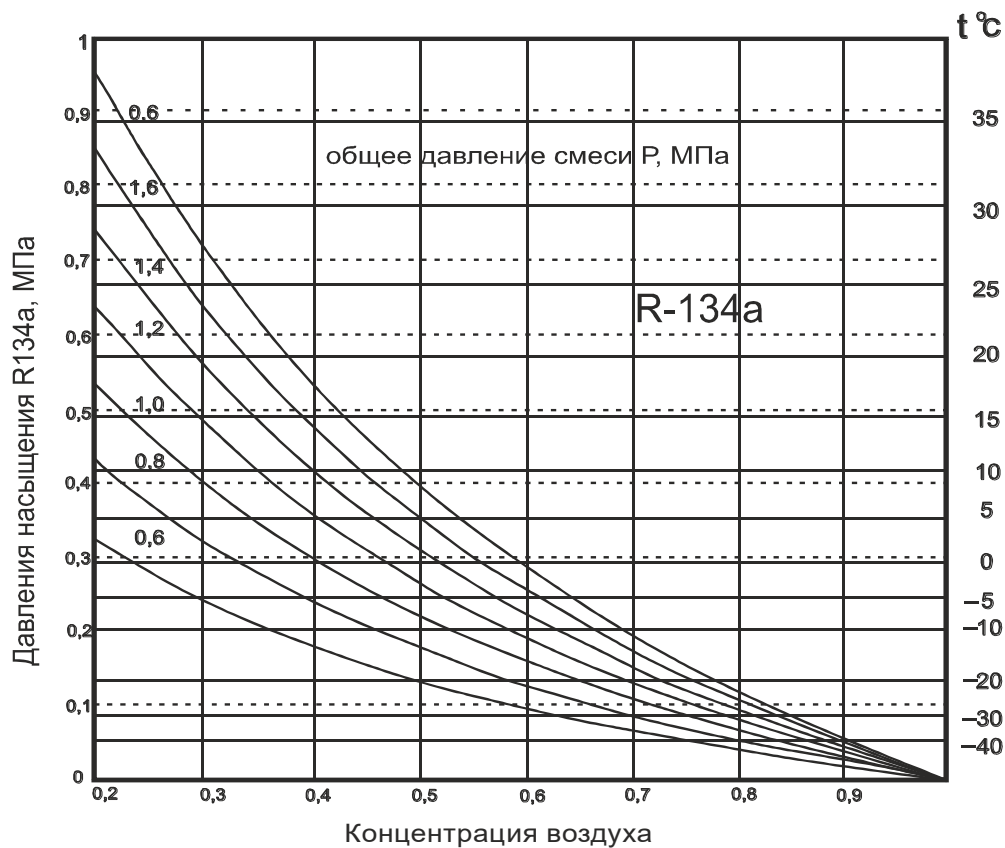


Рис. 2.4 . Номограма суміші «R-134a-повітря»

Аналіз наведених результатів показує, що зменшення концентрації холодильного агенту в парогазовій суміші може досягатись різними шляхами: стисненням парогазової суміші; охолодженням суміші; комбінацією процесів стиснення та охолодження.

В фреонових холодильних системах недостатньо використання тільки процесу охолодження, так як при цьому із конденсатору випускається пароповітряна суміш зі значною концентрацією холодильного агенту. У той час як в аміачних холодильних системах концент рація холодильного агенту в пароповітряній суміші буде значно меншою.

Тому фреонові повітряні відділювачі наряду з охолодженням потребують додаткове стиснення пароповітряної сциіші.

В амічних холодильних установках повітряні відділювачі експлуатуються при робочих тисках в конденсаторах, а конденсація аміаку із пароповітряної суміші реалізується шляхом її охолодження рідинним аміаком з температурами кипінні -15...-40°C. Таким чином, концентрація аміаку в пароповітряній сумішці складає приблизно 10% по масі.

В зимовий період, куоли тиск аміаку в конденсаторах знижується до 0,6-0,8 МПа (в середньому длч Одеської області), концентрація аміаку в пароповітряній суміші може складати 20% и більше, що обумовлює суттєві втрати холодильного агенту.

Постільки повітря концентрується в конденсаторах та ресиверах необхідно його вилучити із того апарату, який має вище розташування. Безумовно, що разом із системи вилучається і холодильний агент, який необхідно повертати до циркуляційної системи. Розділення газоподібних сумішей (такими є аміачно-повітряна суміш) не відбувається із-за різниці питомих об'ємів (густини), так як відповідно до закону Дальтона компоненти розподіляються рівномірно в загальному обсязі суміші. Але збільшення концентрації повітря може мати місце в разі конденсації пари аміаку із суміші на поверхні з низькою температурою, так як при незмінному загальному тиску суміші зменшення порційного тиску повітря.

Розглядаючи суміш, як суміш ідеальних газів, що допустимо з інженерної точки зору при незначній похибці, можливо отримати кількісні співвідношення в процесі конденсації пари аміаку із суміші:

парційний тиск холодильного агенту(аміаку).

$$P_a = r_a * p = g_a * p \left(\frac{R_a}{R_{cm}} \right)$$

де: P_a – порційний тиск пари NH_3 ;

P – загальний тиск суміші;

r_a, g_a – об'ємна та масова концентрації холодильного агенту;

R_a, R_{cm} – газові постійні аміаку та суміші;

$g_{п}$ – масова концентрація повітря;

$\mu_a, \mu_{п}$ – молекулярні маси аміаку (17 кг/кмоль); повітря (29 кг/кмоль)

$$g_a + g_{п} = 1$$

$$R_{cm} = g_a * R_a + g_{п} * R_{п}.$$

Після незначних перетворювань та спрощень:

$$P_a = \frac{P}{1 + \left(\frac{1}{g_a} - 1 \right) * \frac{\mu_a}{\mu_{п}}} = \frac{11,87 * 10^5}{1 + \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right) * \frac{17}{29}} = 10,$$

На рис.2.3. показана монограма для аміаку, в якій показані залежності парційного тиску аміаку від його масової концентрації в суміші та залежність тиску насиченої пари аміаку (P_a) від температури. Відповідно до монограми, концентрація аміаку в суміші біля плівки конденсату складає 70÷80%. Тому при випуску суміші із конденсатору, концентрація пари аміаку значно перевищує концентрацію повітря. Монограми для деяких холодильних агентів приведені на рис. 2.4 та 2.5 [1.9].

При зниженні температури конденсації, суттєво знижується концентрація пари аміаку. Наприклад, при $t=-25^{\circ}\text{C}$, $g_a=20\%$. Це дає можливість суттєво підвищити процес концентрування повітря в суміші, якщо організувати процес конденсації в повітряних відділювачах при низьких температурах.

Як відомо, присутність повітря в циркуляційному контурі обумовлює підвищення температури та тиску конденсації та суттєвому зниженню коефіцієнту тепловіддачі та загального коефіцієнту теплопередачі навіть при невеликих концентраціях (5%) інертного газу.

Особливістю тепломасообміну при конденсації пари з парогазової суміші є те, що швидкість конденсації пари значною мірою обумовлена дифузійними процесами в прикордонному шарі поблизу плівки конденсату. Таким чином, розрахунок теплообміну при конденсації пари з парогазової суміші зводиться до розв'язання пов'язаного завдання, що враховує як термодифузійний прикордонний шар парогазу, так і термічний опір плівки конденсату.

Теорія Нуссельта заснована на передумові, що швидкість підведення частинок пари до поверхні плівки конденсату необмежено велика. При конденсації пари з парогазової суміші інтенсивність підведення частинок пари до поверхні плівки конденсату зменшується, що знижує коефіцієнт тепловіддачі тим більше, чим вище вміст неконденсатів.

Присутність повітря в циркуляційному контурі фреонових систем значно менше впливає на теплообмін по відношенню до аміачних. Це залежить від термічного опору гідродинамічної плівки фреону значно, який є більший по відношенню до аналогічного гідродинамічного опору аміаку.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

3.1. Термодинамічний розрахунок циклу холодильної машини

Розрахунок холодильного циклу виконується при заміні фреону 12 на термодинамічно ефективний аміак, який до того ж має хороші екологічні та економічні показники і широко застосовується в якості холодильного агенту у різноманітних установках. Термодинамічний розрахунок циклу проводиться для блоку низькотемпературного холоду при загальній холодильній й продуктивності $Q_0=230\text{кВт}$.

Для розрахунку циклу одноступінчатого холодильної машини, перш за все, потрібно побудувати цикл холодильної машини в однієї з термодинамічних діаграм стану [11]. Термодинамічні параметри вузлових точок цикла визначаються з допомогою діаграм стану аміаку $\ln P - h$. Побудова циклу проводиться в такій послідовності:

1. Визначається температура кипіння холодильного агенту. Вона залежить від температури в холодильній камері, системи охолодження (безпосередня або з проміжним теплоносієм). Температуру кипіння холодильного агенту - 27°C .

2. Температура конденсації холодильного агенту (t_k) визначається в залежності від температури зовнішнього середовища (води). $t_k=30^\circ\text{C}$

3. Температуру на вході в компресор (t_{BC}) вибираємо на 5°C більшу від температури кипіння. Для фреонових систем з регенеративними теплообмінниками температура переохолодження на всмоктування пари визначаються із теплового розрахунку РТО.

4 На діаграмі T-S або $\lg P-h$ наносяться ізотерми, що визначають режим роботи установки;

t_0 - температура кипіння; t_k – температура конденсації;

$t_{\text{П}}$ - температура переохолодження рідини; t_{BC} – температура всмоктування (на вході в компресор)

5. За температурами t_0 і t_k знаходять відповідні ізобари p_0 і p_k в області перегрітої пари та переохолодження рідини

Термодинамічні процеси:

5 – 6 - кипіння у випарнику при p_0 і t_0 .

0 - 1 - перегрів пари на всмоктуванні від t_0 до t_{ac} при тиску p_0 ;

1 - а – адіабатний оборотний процес стиснення в компресорі;

1-2 - реальний адіабатний процес стиснення в компресорі;

2-4-5– процес відведення тепла в конденсаторі при постійному тиску p_k , який можна розділити на три стадії: (2-3) - охолодження пари до стану насичення, (3-4) - конденсація холодильного агенту та (4-5) переохолодження. (5-6)-дроселювання холодильного агенту в регулюючому вентилі від p_k до p_0 по лінії ентальпії.

У якості вхідних даних для розрахунку термодинамічного циклу парокомпресійного холодильної машини вибираємо:

холодильний агент – R717 (аміак);

холодильна продуктивність $Q_0 = 230\text{кВт}$;

відносний мертвий простір поршневого компресору – $c = 0.035$.

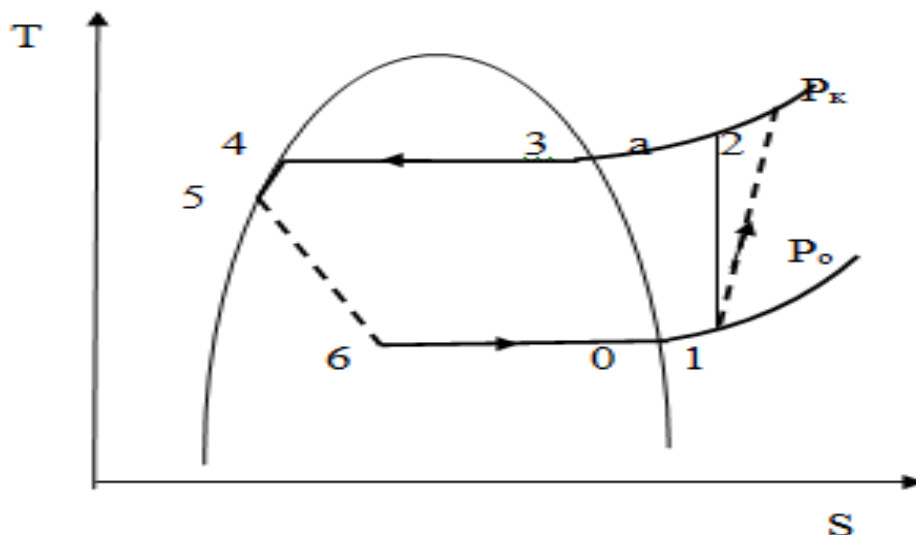
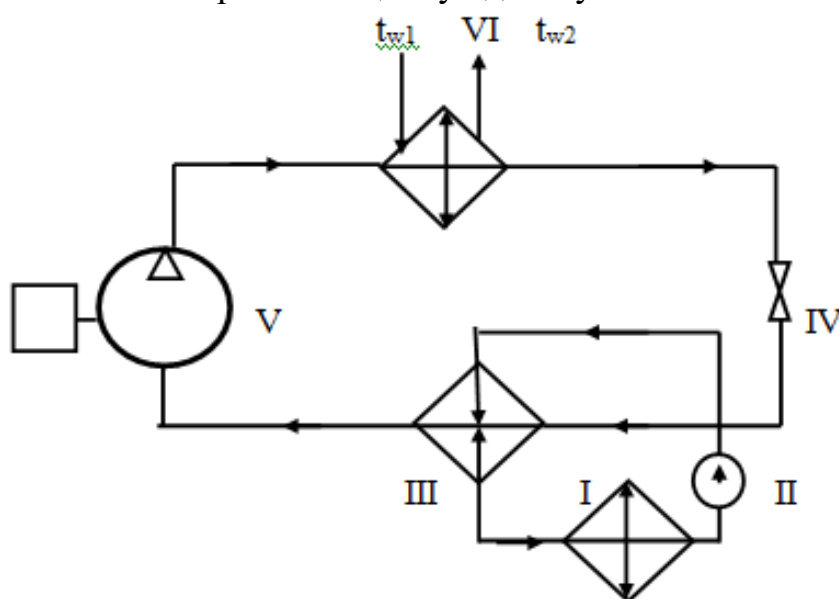


Рис. 3.1 – Зображення циклу одноступеневого стиснення у діаграмі $T - S$



I – повітряний охолоджувач в холодильній камері; II – насос; III - випарник; IV – дросельний вентиль; V - компресор; VI – конденсатор.

Рис. 3.2 - Схема аміачної холодильної машини з проміжним теплоносієм

При виборі холодильного агенту необхідно, щоб при температурі кипіння у випарнику величина тиску кипіння повинна бути $> P_{атм}$. Тиск у конденсаторі має бути невисоким з тим, щоб не збільшувати масу та габарити конденсатору та іншого обладнання.

Величини теплоти фазових переходів в конденсаторі і випарнику повинні бути якомога більшими, що обумовлює зменшення витрати холодильного агенту в циклі.

Температура випаровування робочої речовини $t_0 = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$ визначається в залежності від температури в холодильній камері, а температура конденсації $t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ є функцією температури навколишнього середовища (забортна вода). У даному випадку вибір базується на температурі морської води для тропічних районів плавання $26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для визначення термодинамічних параметрів можливо використовувати діаграми стану або таблиці насиченої та перегрітої пари відповідного холодильного агенту (аміаку). По вибраних температурах кипіння та конденсації визначається тиск в випарнику та конденсаторі кипіння і конденсації $P_0 = 0.142\text{ МПа}$ і $P_k = 1.18\text{ МПа}$.

Таблиця 3.1 - Термодинамічні властивості R 717

№	P, МПа	t, °C	h, кДж/м ²	v, м ³ /кг
1	0,142	-22	396	0,84
2	1,18	136	474,5	0,16
3	1,18	155	488	0,17
4	1,18	30	405	0,11
5	1,18	30	134	0,002
6	0,142	-27	134	0,17
7	0,142	-27	393	0,84

Температура води на вході в конденсатор: $t_{w1}=26^{\circ}\text{C}$.

Температура води на виході із конденсатору: $t_{w2}=32^{\circ}\text{C}$.

Питома холодопродуктивність:

$$q_0=h_0-h_5=259 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома навантаження:

$$q_k=h_2-h_4=354 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Робота стиску в компресорі:

$$l_t=h_2-h_1=92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Кількість холодоагенту циркулюючого в системі:

$$G=Q_0/q_0=230/259=0,888 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплове навантаження конденсатора:

$$Q_k=q_k \cdot G=354 \cdot 0,888=314,4 \text{ кВт}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a= l_t \cdot G=92 \cdot 0,888= 81,7 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i=l_t \cdot G/0,73=92 \cdot 0,888/0,74=110,4 \text{ кВт}$$

Потужність на валу компресора:

$$N_e= N_i/\eta_m=110,4/0,9=126,7 \text{ кВт}$$

Об'ємна витрата холодильного агента на вході в компресор

$$V_d = G_a v_1=0,888 \cdot 0,84 = 0,746 \text{ , м}^3/\text{с}$$

Визначимо об'єм , який описується поршнями компресора, з врахуванням об'ємних втрат компресору

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda},$$

де: λ - коефіцієнт подачі компресору, який розраховується як здобуток окремих коефіцієнтів, які враховують об'ємні втрати (відповідно, в наслідок мертвого об'єму компресору λ_c дроселювання в клапанах (депресії) λ_θ , підігріву (теплообмін в компресорі) λ_w , нещільностей в компресорі λ_n)

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_\theta \lambda_n$$

Об'ємний коефіцієнт мертвого простору:

$$\lambda_c = 1 - c \left(\frac{P_\kappa}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 = [1 - 0.025 \left(\frac{1,65}{0,68} \right)^{\frac{1}{1.05}} - 1] = 0.85$$

Об'ємний коефіцієнт депресії

$$\lambda_c = 1 - \frac{1 + c \Delta P_o}{k P_o \lambda_c} = 1 - \frac{1 + 0.025 * 0.04 * 0,132}{1.16 * 0.68 * 0,132} = 0.92$$

Об'ємний коефіцієнт нещільностей вибираємо по рекомендаціям 0,96 - 1,0

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_o \lambda_n = 0,85 * 0,92 * 0,776 * 0,98 = 0,71$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = \frac{0,746}{0.71} = 1,051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За значенням $V_h = 1,051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ вибираємо тип аміачного компресору, який рекомендується при відповідних умовах експлуатації холодильної системи [14]. Загальний вид компресору показаний на рис. 3.1.а основні геометричні розміри в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2- Геометричні розміри компресору

Діаметр циліндру компресору	D, м	0,15
Хід поршня компресору	S, м	0,08
Радіус кривошипу	R, м	0,04
Висота поршня	H_n , м	0,112
Зовнішній діаметр поршневого пальця	d_n^H , м	0,032
Внутрішній діаметр поршневого пальця	d_n^{BH} , м	0,016
Радіальна товщина кільця	$t_{\text{кол}}$, м	0,0042
Висота кільця	$h_{\text{кол}}$, м	0,0063
Діаметр шатуної шийки вала	$d_{\text{ши}}$, м	0,10
Діаметр коріної шийки вала	$d_{\text{ки}}$, м	0,09
Ширина верхньої головки шатуна	$a_{\text{ш}}^e$, м	0,04
Ширина нижньої головки шатуна	$a_{\text{ш}}^H$, м	0,04
Товщина щоки колінчатого вала	$l_{\text{ц}}$, м	0,053
Довжина шатуна	M	0,38

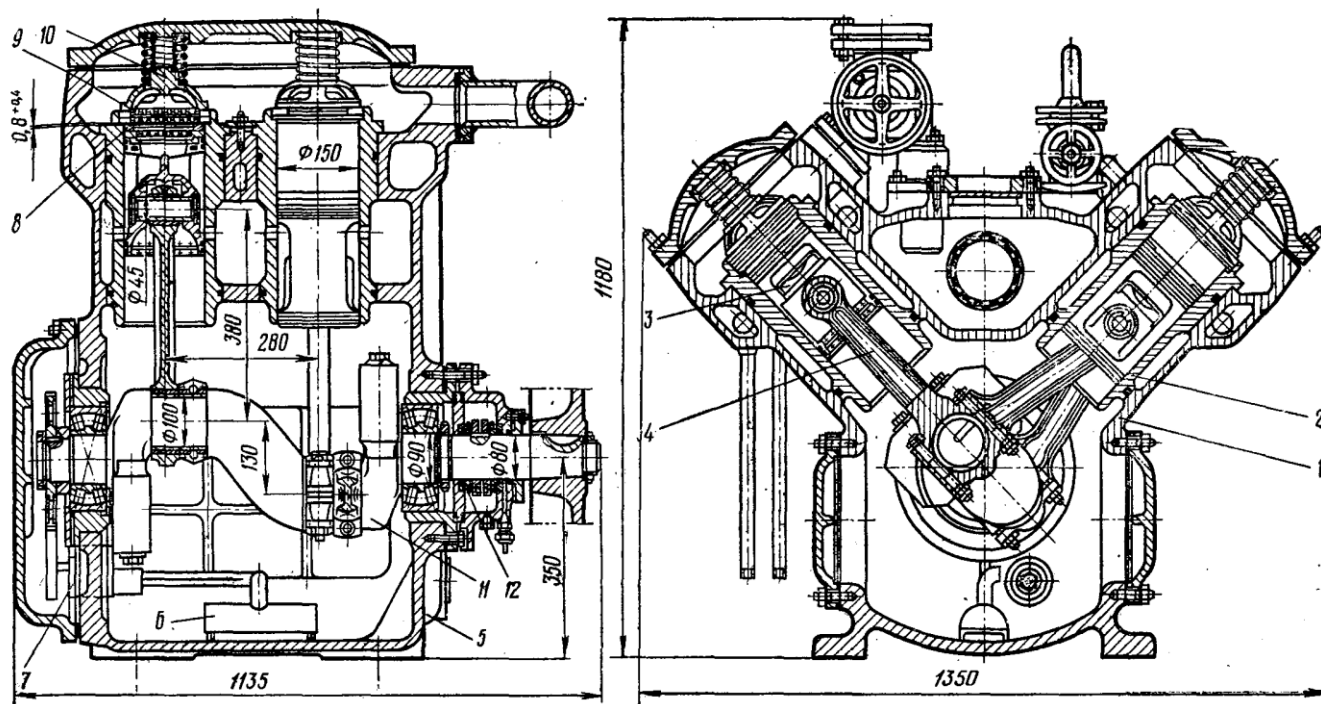


Рис. 3.3. Загальний вид безкрейцкопфного холодильного компресору.

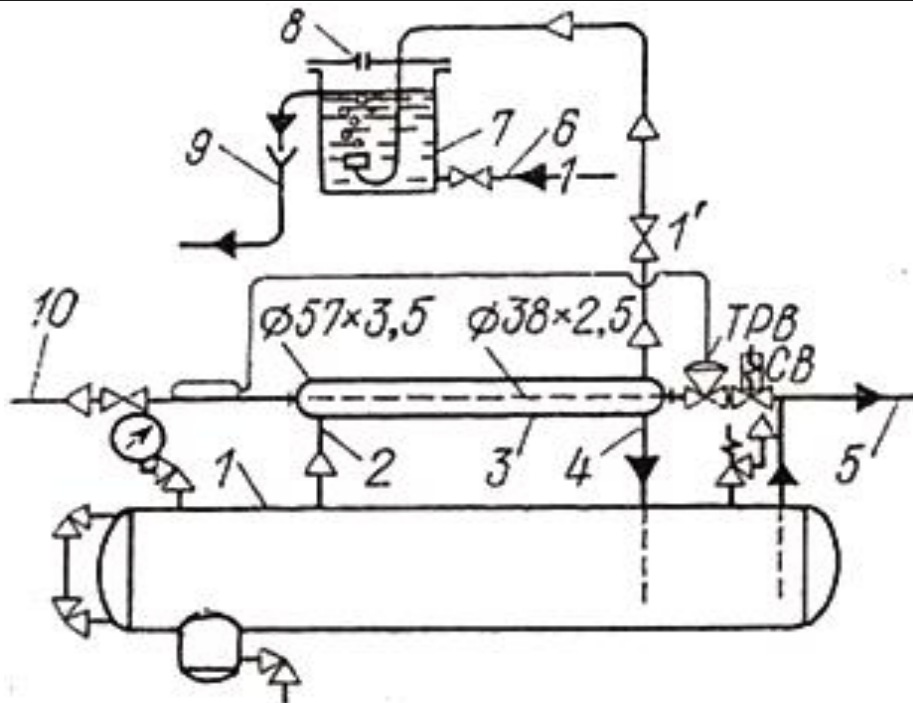
1- блок-картер; 2- гільза циліндру; 3- поршень; 4- шатун; 5-зовнішній мастильний фільтр; 6- робочий мастильний фільтр; 7- мастильний насос; 8-всмоктуючий клапан; 9- нагнітаючий клапан; 10 –буферна пружина; 11- колінчатий вал з противагами; 12- ущільнюючий сальник

3.2. Вибір схеми установки для видалення повітря

Саморозділення газової суміші холодильний агент + повітря в конденсаторі не відбувається навіть при великій різниці щільності повітря і холодильного агенту, тому, якщо випускати повітря безпосередньо з конденсатора, будуть великі втрати холодильного агенту. Наприклад, тиск в аміачному конденсаторі 1,2 МПа, температура конденсації 25 ° С, відповідне цій температурі тиск 1,02 МПа, отже, тиск повітря буде одно 0,18 МПа, об'ємна частка повітря становить 15%, маса повітря буде дорівнює 0,225 кг/кг, маса аміаку 0,775 кг/кг. Отже, при випуску повітря без спеціальних пристроїв з 1 кг повітря буде випускатися 3,44 кг аміаку, а в кінці процесу з системи практично буде випускатися чистий аміак зі слідами повітря [15] .

Значно більш ефективними являються відділювачі повітря, в яких пароповітряна суміш проходить тонким шаром біля охолоджувальної поверхні. Найбільш простий є конструкція двухтрубного відділювача повітря;, в якому пароповітряна суміш проходить по кільцевому міжтрубному простору товщиною 5-6 мм і тому забезпечується високий рівень видалення повітря та інших газів, які мають низьку температуру конденсації. . Заводи іноді комплектують двотрубними відділювачами повітря лінійні ресивери (наприклад, вітчизняні ресивери марки ЛРВ), встановлюючи відділювач повітря; 3 безпосередньо над ресивером 1.

Принципова схема підключення повітряного відділювача показана на рис. 3.5.



1- ЛРВ; 2- патрубок; 3- конденсатор-випарник; 4-злив аміаку; 5- подача аміаку у випарну систему; 6,9- лінія подачі води; 7- водяний стакан; 10 – парова лінія аміаку.

Рис. 3.4. - Схема включення відділювача повітря

Пароповітряна суміш відбирається з парового простору ресивера по трубі 2, а конденсат стікає по трубі 4. Постачання відділювача повітря рідким холодоагентом здійснюється із загальної рідинної труби 5 і може бути автоматизоване за допомогою терморегулюючого вентиля ТР В. Трубою 10 відділювач повітря; з'єднаний зі всмоктуючої стороною компресора. Відкриття вентиля 1 'для випуску повітря регулюють при первісному пуску. Випуск повітря краще робити в скляна посудина 7 'з проточною водою, яка подається в невеликій кількості по трубі 6. Водоаміачного розчин зливається за сифону 9 у каналізацію. Для випуску повітря в кришці посудини передбачено отвір 8. Недоліком двотрубного відділювача повітря; є те, що охолоджуваний з боку внутрішньої поверхні шар пароповітряної суміші підігрівається біля зовнішньої поверхні навколишнім повітрям. Для зменшення шкідливого впливу теплопритоку через зовнішню поверхню доцільно її ізолювати.

Загальний недолік відділювачів повітря; безперервної дії складається в труднощі автоматизації випуску повітря. Відділювач повітря повинен включатися в роботу при появі повітря в системі. Очевидно, що імпульс на включення відділювача повітря повинен давати прилад, що вимірює парціальний тиск повітря як різниця між загальним тиском в конденсаторі і парціальним тиском хладагента (в даному випадку тиском конденсації). Якщо першу величину можна вимірювати без утруднень, то для вимірювання парціального тиску поки немає надійних методів.

При включенні відділювача повітря; в схему холодильної установки треба мати на увазі розглянуті вище умови їх ефективної роботи. Так, важливим є вибір місця відбору пароповітряної суміші з конденсатора. Відбирати суміш треба не у верхній точці конденсатора, а в найбільш холодній його зоні, тобто біля місця подачі охолоджуючої води або над рівнем рідини. Можна відбирати суміш з лінійного ресивера. Пароповітряна суміш в ресивері має той же склад, що і наприкінці конденсатора. Неправильно відбирати паровоздушную суміш з зрівняльної труби, що з'єднує парові простору конденсатора і ресивера, тому що при коливаннях рівня рідини в ресивері

можливий потік пари по вирівнюючій трубі з парового обсягу конденсатора, де вміст повітря зазвичай менше, ніж в ресивері. Відбір повітря з ресивера повинен вестися з «спокійній зони», тобто у видаленні і від зливної труби і від вирівнюючої. Пари робочого тіла з відділювача повітря; повинен відводитися у всмоктувальну магістраль з найбільш низькою температурою кипіння. [15].

3.3. Процес теплообміну у випарнику-конденсаторі установки

Конденсатор-випарник виготовляється із сталених веслових труб різного діаметру (Ø 57×3 та Ø 25×2,5) які монтуються одна в одній.

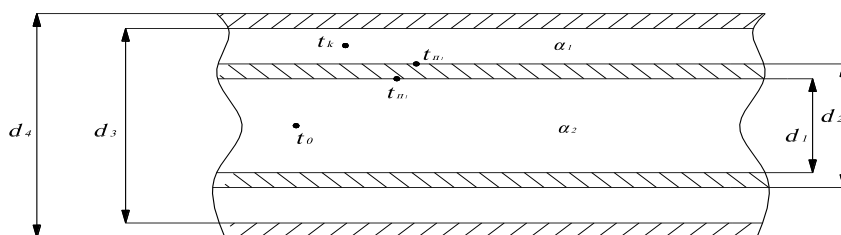
У середині труби Ø 25×2,5 кипить холодильний агент з температурою $t = -27^\circ\text{C}$.

Пара аміаку надходить до компресору при тиску $P_0 = 0,142 \text{ МПа}$ де вона стискується та подається до конденсатору.

На зовнішній поверхні труби Ø 25×2,5 конденсується пара аміаку при парційному тиску $P_a = 10,2 \times 10^5 \text{ Па}$, що відповідає температурі конденсації, $t_k = 25^\circ\text{C}$ та перехолодженню рідини до відповідної температури. Конденсований аміак подається до основного конденсатору, або лінійного ресиверу холодильної установки.

Розрахунок ведеться на основі використання емпіричних рівнянь по тепловіддачі при кипінні холодильного агенту в середині труби, та конденсації аміаку на зовнішній поверхні [13].

Схема процесу теплообміну показана на рис.3.6.



$t_k, t_0, t_{п1}, t_{п2}$ – відповідно температури конденсації, кипіння, внутрішньої та зовнішньої поверхні труби з Ø25×2,5;

$\Theta_1 = t_{п1} - t_0$ – різниці температур з сторони кипіння NH_3 ;

$\Theta_2 = t_k - t_{п2}$ – різниця температур з сторони конденсації NH_3 ;

α_1, α_2 – відповідно коефіцієнти тепловіддачі з боку аміаку який кипить, та аміаку який конденсується на зовнішній поверхні.

Рис.3.5 - Схема теплообмінного елементу конденсатору – випарювача

Тепловий потік з боку аміаку який кипить

$$q_1 = \alpha_1 \Theta_1 = \alpha_1 (t_{п1} - t_0) \text{ Вт/м}^2$$

Тепловий потік з боку аміаку, який конденсується

$$q_2 = \alpha_2 \Theta_2 = \alpha_2 (t_k - t_{п2})$$

Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі з боку аміаку який конденсується розраховуємо за формулою Нусельта.

$$\alpha_2 = 0,725 \sqrt{\frac{r * \lambda^3 * \rho^2 * g}{\mu * d^2 * \theta^2}} * \frac{d_1}{d^2}$$

Теплофізичні властивості рідинного аміаку знаходимо із довідника по температурі конденсації $P_a = 25^\circ\text{C}$

$$r = 1165,2 \text{ кДж/кг}, q = 602,65 \text{ кг/м}^3, x = 0,446 \text{ Вт/м К}, M = 12,65 \times 10^{-5} \text{ Па*с}, Pr = 1,43.$$

$$\alpha_2 = 0,725 \sqrt{\frac{1165,2 * 0,446^3 * 602,65^2 * 9,8}{12,65 * 0,025 * \theta^2 * 10^{-5}}} = 7476,72 * \theta^{-1/4}$$

Щільність теплового потоку

$$q_2 = \alpha_2 * \theta_2 = 7476,72 * \theta^{3/4} \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку який конденсується в середині труби розраховується по емпіричним формулам серед яких відзначаємо наступні: [13],

$$\alpha = (103,2 + 0,19 * t_0) * q^{0,25}$$

$$\alpha = 20 * q^{0,6} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,3}$$

Розраховуємо α відповідно до рекомендацій та знаходимо середнє значення

$$\alpha_{11} = [103,2 + 0,19 * (-27)] * 5000^{0,25} = 824,7 \text{ Вт/м}^2 * \text{К}$$

$$\alpha_{12} = 20 * 5000^{0,6} (1,38)^{0,3} = 1193,2 \text{ Вт/м}^2 * \text{К}$$

Середнє значення:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha^{11} * \alpha^{12}}{2} = \frac{824,7 + 1193,2}{2} = 1109 \text{ Вт/м}^2 * \text{К}$$

Щільність теплового потоку з боку аміаку який кипить

$$q_1 = \alpha_1 * \theta_1 = 1009 * \theta_1$$

Середня різниця температур

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 = t_k - t_0 = 25 - (-27) = 52^\circ \text{C}$$

Дійсну (реальну) щільність теплового потоку розраховуємо графоаналітичним способом за допомогою графіків $q_1 = f(\theta_1)$ та $q_2 = f(\theta_2)$

Задаємо послідовно графік $\theta_{11} = 2, 4, 6, 8$

$$q_{11} = 10,09 * 2 = 20,08; q_{12} = 10,09 * 4 = 40,36; q_{13} = 10,09 * 6 = 60,54$$

$$q_{14} = 10,09 * 8 = 80,72$$

Відповідно будуємо графік $q_1 = f(\theta_1)$ як пряму яка з'єднує точки 1, 2, 3, 4

Графік $q_2 = f(\theta_2)$ будуємо по точкам, параметри, яких приводяться у таблиці

Таблиця 3.3 - Розрахункові параметри вузлових точок

	1	2	3	4
θ	2	3	4	5
$\theta^{3/4}$	1,68	2,28	2,82	3,34
Q	12560	17041	21145	24970

Графічне розрахування щільності теплового потоку показане на рис 4.5.

По графіку визначаємо консолідовану щільність теплового потоку у конденсаторі-випарнику 42500 Вт/м^2 та відповідні різниці температур з боку конденсуючої аміачної пари на зовнішній поверхні та рідинного аміаку, який випаровується усередині труби

$$\theta_1 = 8^\circ \text{C} \quad \theta_2 = 44^\circ \text{C}$$

Розрахована щільність теплового потоку використовується для розрахунку поверхні теплообміну

$$F * q_d = Q_p$$

Q_p – тепловий потік в випарнику-конденсаторі

Він вибирається емпіричним шляхом в залежності від технічного стану, та умов функціонування холодильної установки. В залежності від Q

$$\text{Із графіку визначаємо } q_d = 42500 \text{ Вт/м}^2$$

Різниця температур $\theta_1 = 8^\circ\text{C}$, різниця температур $\theta_2 = 44^\circ\text{C}$

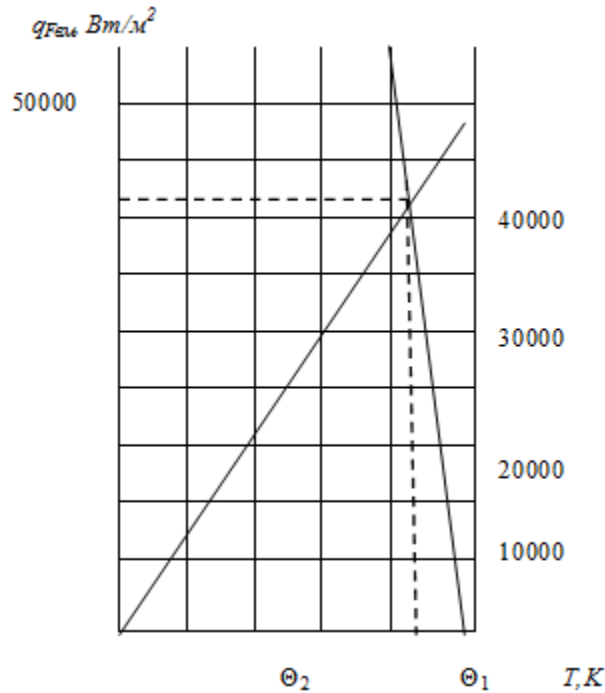


Рис. 3.6 - Графік $q_{F_{em}} = f(T)$ до розрахунку конденсатору – випарувача відділювання повітря

Розрахована щільність теплового потоку використовується для розрахунку поверхні теплообміну

$$F \cdot q_d = Q_{\pi}$$

Q_{π} – тепловий потік в випарнику-конденсаторі

Він вибирається емпіричним шляхом в залежності від технічного стану, та умов функціонування холодильної установки. В залежності від Q

Розраховуємо внутрішню поверхню внутрішньої труби:

$$F = \frac{Q_{\pi}}{q}$$

Довжина труби:

$$l = \frac{F}{\pi d} \text{ м.}$$

$$Q_{\pi} = G \cdot r = (20/3600) \cdot 1350 = 7,5 \text{ кВт}$$

Наприклад, для установки де концентрується 20 кг аміаку на годину теплове навантаження складає:

$$Q_I = G_{\text{NH}_3} \cdot r = (20/3600) \cdot 1165 = 6,47 \text{ кДж/с}$$

Масова витрата повітря, яка видаляється з установки (концентрацію NH_3 обираємо з емпіричного графіку [Рис.2.2]:

$$G_{\pi} = G_{\text{NH}_3} \cdot 4 = 20 \cdot 4 = 80 \text{ кг/год}$$

Масова витрата рідинного аміаку, який подається в конденсатор-випарник.

$$Q = G'_{\text{NH}_3} \cdot r_1$$

де, r_1 – скрита теплота випаровування при $t_0 = -27^\circ\text{C}$ складає 1350 кДж/кг

РОЗДІЛ 4. ТЕРМОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ З ВПРИСКОМ РІДИНИ

4.1. Основні причини підвищення температури нагнітання в компресорах

Якщо при роботі аміачних установок процес видалення повітря із системи і таким чином зниження температури нагнітання є відносно простим, то для фреонових систем цей процес є більш складним так як фреони, в переважній більшості, є хорошими розчинниками. Це обумовлює впроваджувати інші методи для зниження температури кінця стиснення для фреонових компресорів. В деяких випадках експлуатації холодильних установок, наприклад, при високих температурах зовнішнього середовища суттєво зростає температура конденсації і, як наслідок, температура кінця стиснення холодильного агенту. Кінцева температура газу при стисненні в значній мірі залежить від перегріву пари, яка всмоктується компресором. Але перегрів пари перед компресором є необхідним запобіжним заходом, який унеможливорює вологий хід компресору та гідравлічний удар. Для більшості холодильних агентів мінімально необхідний перегрів складає 5-10 °С. Для більшості холодильних агентів для перегріву пари та забезпечення надійного сухого ходу компресору застосовуються регенеративні теплообмінники [13] у яких перегрів низькотемпературної пари холодильного агенту перед компресором відбувається за рахунок переохолодження рідини високого тиску (після конденсатору). Це дозволяє підвищити об'ємні та енергетичні показники компресорних машин, особливо при застосуванні поршневих компресорів у одноступеневих холодильних циклах. Переохолодження рідинного холодильного агенту перед дроселюванням сприяє підвищенню питомої холодної продуктивності циклу, збільшує рівень заповнення випарника рідиною (зменшується рівень сухості вологої насиченої пари), що загалом підвищує холодину продуктивність машини.

Перегрів пари перед її стисненням у компресорі обумовлює підвищення об'ємних та енергетичних коефіцієнтів компресору, суттєво зменшує ризики вологого ходу компресору та практично унеможливорює аварійні режими роботи та аварійні зупинки. Особливо широкого застосування набули РТО у фреонових холодильних системах. Насамперед це пояснюється тим, що після випарника в краплинах мастил розчиняються краплі холодильного агенту, який починає випаровуватись в компресорі, що може обумовити вологий режим роботи компресору та зниження його об'ємних та енергетичних коефіцієнтів. Тому в інколи перегрів пари в РТО фреонових машин може досягати 50°C.

Але перегрів пари перед компресором обумовлює підвищення кінцевої температури холодильного агенту та питомої роботи стиснення, що знижує енергетичну ефективність холодної продуктивності циклу. Перегрів пари перед стисненням збільшує питомий об'єм пари, що загалом зменшує масову витрату пари через компресор і як наслідок холодину потужність. До того ж надмірне підвищення температури кінця стиснення холодильного агенту може бути в результаті наступних причин: неправильна подача холодильного агенту в систему; несправності в компресорі, до яких потрібно віднести зношення циліндра компресора, що викликає пропуск пари через поршневі кільця, а також нещільність нагнітальних або всмоктувальних клапанів; недостатня подача води в охолоджуючу систему компресора або відкладення водяного каменю на стінках охолоджуючої сорочки, що призводить до погіршення теплообміну; порушення змащування поверхні циліндра і розігрів його стінок через підвищення тертя поршневих кілець по стінкам циліндра.

Підвищення температури кінця стиснення холодильного агенту являється негативним наслідком, так як при цьому необхідно контролювати властивості мастил які знижуються, а при граничних температурах різко змінюють свою якість.

При високих температурах може розпочатись процес карбонізації мастил, що обумовлює у свою чергу підвищення роботи тертя та активний механічний втрати на рівні пар тертя.

Велику небезпеку викликає мастильний нагар, який формується на поверхнях газового тракту компресору (клапанів та циліндру). Під дією статичних електричних зарядів мастильний нагар починає тліти, а при наявності кисню у газі може виникнути вогневе запалення та вибух.

Тому температури кінця стиснення для більшості газів є обмеженими. Наприклад, для повітряних компресорів вона складає 180 °C, для аміачних - 150 °C, для фреону 22 -125°C.

Особливо це має відношення до холодильних систем, які працюють у тропічних умовах, а також суднових холодильних машин, зовнішні умови функціонування яких залежать від районів плавання.

Одним із варіантів зниження температури кінця стиснення може розглядатись цикл з вприском рідинного холодильного агенту високого тиску, що обумовлює реалізацію процесу стиснення холодильного агенту у не адіабатних умовах, який супроводжується відводом теплоти, наближенням лінії стиснення до правої пограничної кривої та зниженням кінцевої температури стиснення. Такий цикл був запропонований досить давно італійським інженером Джимбальвіо [7,10], але не був досліджений у повній мірі і тому відсутня інформація з приводу його зон використання та енергетичної доцільності по відношенню до різних холодильних агентів. Практична реалізація такого процесу потребує відповідних змін у конструкції компресору та холодильної машини у цілому, але у кожному разі необхідно оцінювати термодинамічну так і техніко - економічну ефективність. Такий цикл був запропонований французьким інженером достатньо давно, але практична його реалізація має місце тільки у деяких виробників, таких наприклад, як фірма Копеланд, яка постачає такого типу холодильні машини, особливо для країн з тропічним кліматом. В кожному конкретному випадку необхідно оцінювати насамперед енергетичну доцільність такого циклу, так як зниження зовнішньої роботи відбувається за рахунок зменшення холодної продуктивності, так як частина холодної агенту високого тиску подається не у випарну систему а безпосередньо у компресор.

Практична реалізація такого процесу потребує відповідних змін у конструкції компресору та холодної машини у цілому, але у кожному разі необхідно оцінювати як термодинамічну так і техніко - економічну ефективність.

4.2. Розрахунок циклів із вприском рідини

В кожному конкретному випадку необхідно оцінювати, насамперед, енергетичну доцільність такого циклу, так як зниження зовнішньої роботи відбувається за рахунок зменшення холодної продуктивності, так як частина холодної агенту високого тиску подається не у випарну систему а безпосередньо у компресор. Схема та відповідний цикл холодної машини із вприском показані на рис.4.1

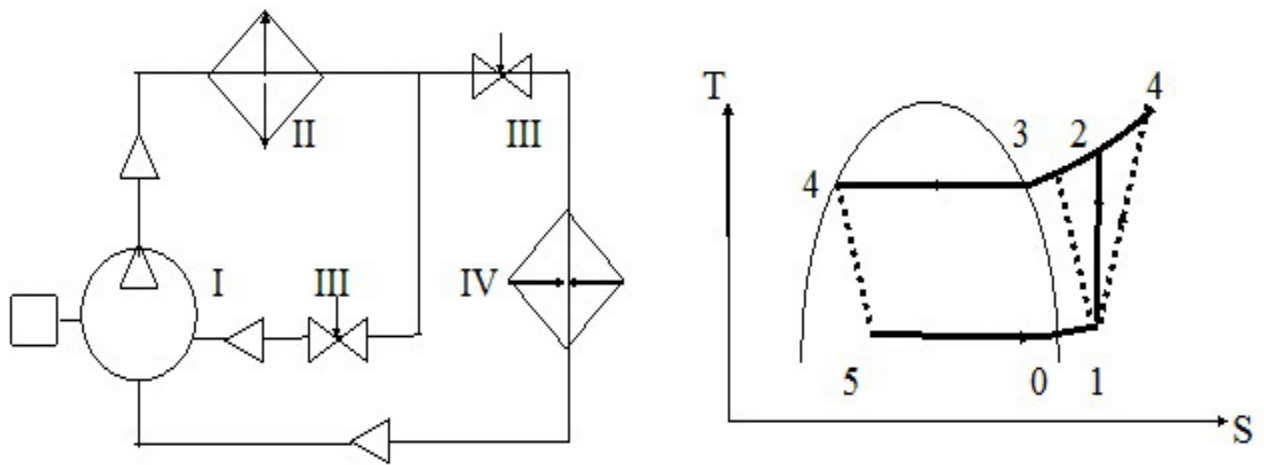


Рис.4.1- Схема та холодильний цикл із вприском рідини

.I- компресор; II – конденсатор; III – регулюючі вентиля; IV – випарник.

1-2^I – адіабатний оборотний процес стиснення; 1-2 адіабатний необоротний процес; 1-3 – процес стиснення з внутрішнім охолодженням; 4-5 процес конденсації холодильного агенту; 5-6 – процес адіабатичного дроселювання;

6-0 – процес випаровування; 0-1 – процес перегріву пари.

В кожному конкретному випадку необхідно оцінювати насамперед енергетичну доцільність такого циклу, так як зниження зовнішньої роботи відбувається за рахунок зменшення холодильної продуктивності, так як частина холодильного агенту високого тиску подається не у випарну систему а безпосередньо у компресор. Схема та відповідний цикл холодильної машини із вприском показані на рис.4.1.

Безумовно, що енергетична ефективність теоретичного холодильного циклу із вприском насамперед буде залежати від типу холодильного агенту та рівня відхилення процесу від адіабатного, що обумовлюється кількістю рідинного холодильного агенту, який для цього використовується.

Інформація відносно такого циклу на теоретичному рівні практично відсутня, за виключенням теоретичного аналізу, приведеного в роботі [7], коли в основу покладена модель ідеального газу. При цьому досліджувався цикл при умові, що стиснення відбувається вздовж граничної кривої (лінії сухої насиченої пари), коли властивості робочого тіла суттєво відрізняються від моделі ідеального газу.

Метод дослідження базується на певних припущеннях та умовностях, які дають насамперед кількісну похибку, так як властивості пари холодильного агенту поблизу лінії насичення (фазового переходу) відрізняються від властивостей ідеального газу не тільки по кількісним показникам, але і якісно. Разом с тим, результати аналізу показують на те, що енергетична ефективність циклу з прииском рідини та стисненням вздовж лінії сухої насиченої пари, суттєво залежить від властивостей холодильного агенту, на віть при порівнянні теоретичних циклів[8].

Нами пропонується методика порівняння циклу із вприском рідинного холодильного агенту та циклу з адіабатичним процесом стиснення, яка базується на реальних властивостях холодильного агенту, які визначаються з використанням діаграм стану та довідкових таблиць найбільш часто використовуваних холодильних агентів [10,11].

Методика розрахунку виконується для холодильного циклу (у питомих величинах) за умовою, що через випарник холодильної машини проходить 1 кг холодильного агенту, що може відповідати фіксованій холодопродуктивності установки в цілому. У такому разі у компресорі буде стискуватись (1+ a) кг холодильного агенту.

Рівняння енергетичного балансу процесу змішування холодильного агента, який вприскується, та основного потоку пари при стисненні у компресорі записується на основі балансу теплоти випаровування холодильного агента при вприску та теплоти охолодження пари у процесі стиснення.

$$q_o a = (1 + a) \Delta h$$

де a – масова витрата рідинного агента, який вприскується;

q_o - питома холоди́льна продуктивність холодильного агента;

$\Delta h = h_2 - h_3$ – зниження ентальпії при стисненні у наслідок внутрішнього теплообміну;

C_p - масова питома теплоємність сухої перегрітої пари при тиску конденсації.

P_o, T_o – відповідно тиск та температура кипіння;

P_k – тиск конденсації;

K – показник адіабати холодильного агента.

У першому приближенні, з відповідною похибкою, процеси з перегрітою парою холодильного агента можливо розглядати та аналізувати на основі моделі ідеального газу та використовувати для цього відповідний математичний апарат, що дає можливість визначати рівень зниження температури по відношенню до адіабатичного процесу стиснення.

Різниця температур на яку знижується температура кінця стиснення

$$\Delta T = \frac{q_o a}{(1 + a) c_p} = T_2 - T_3 = \frac{1}{\frac{(1 + a) c_p}{q_o a}}$$

Температура кінця стиснення при вприску рідини

$$T_3 = T_2 - \frac{1}{\frac{(1 + a) c_p}{q_o a}}$$

З урахуванням необоротності процесу стиснення (адіабатичного (індикаторного) коефіцієнту корисної дії компресору) температура кінця стиснення розраховується

$$T_3 = T_o + \frac{T_o}{\eta_k} \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] - \frac{1}{\frac{(1 + a) c_p}{q_o a}}$$

Кінцева температура при оборотному адіабатному стисненні

$$T_2 = T_o \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Таким чином кінцева температура стиснення залежить від властивостей холодильного агента (теплоємності, скритої теплоти пароутворення, показника адіабати та режиму експлуатації холоди́льної машини (тиску конденсації, температури кипіння, адіабатного коефіцієнту корисної дії компресору та кількості рідини у системі вприску.

Результати розрахунків при умові реалізації процесу стиснення уздовж граничної лінії (лінії сухої насиченої пари, проводились для деяких традиційних холоди́льних агентів [7] при температурі кипіння -20 °С та температурі конденсації 20 °С , показують, що додаткова масова витрата холоди́льного агента складає 5-12% при підвищенні енергетичної ефективності на 2- 13 % .

Для визначення енергетичної ефективності циклу з вприском використовується величина, яку називають рівень термодинамічної досконалості циклу, та розраховують як відношення холодильного коефіцієнту циклу з адіабатним стисненням та холодильного коефіцієнту циклу з вприском рідинного холодильного агенту.

$$\eta = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_o}$$

При умові, що холодильна продуктивність приймається однаковою рівень термодинамічної досконалості розраховується, як відношення технічної роботи стиснення циклу з вприском та з адіабатним стисненням.

$$\eta = \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_o} = \frac{l_o}{l_s} = \frac{q'_1 - q_o}{q_1 - q_o} = \frac{(1+a)(h_3 - h_5) - q_o}{(h_2 - h_5) - q_o}$$

Таким чином при ладанні параметрах експлуатації холодильного циклу (T_o та T_k) та величині охолодження по відношенню до адіабатного стиснення розраховується кількість холодильного агенту, який вприскується та рівень термодинамічної досконалості.

Кількість холодильного агенту, який вприскується

$$a = \frac{\Delta h}{q_o - \Delta h} = \frac{1}{\frac{q_o}{\Delta h} - 1} = \frac{1}{\frac{h_o - h_5}{h_2 - h_3} - 1}$$

Для дослідження вибираються наступні холодильні агенти, які в даний час застосовуються у суднових холодильних установках (аміак, фреон 22, фреон 134 а) та перспективні холодильні агенти які відповідно до екологічних вимог, можуть бути альтернативними (R 410 А, R 600 а, R 290). Порівняння циклів з вприском холодильного агенту та з адіабатним стисненням виконуються у двох температурних режимах:

Режим кондиціювання повітря з температурою випаровування + 5 °С та температурою конденсації 35 °С; Низькотемпературний режим з температурою випаровування -20 °С та конденсації 30 °С.

Термодинамічні параметри холодильних агентів у вузлових точках циклу визначались з використанням відповідних діаграм стану та довідкових таблиць і приводяться у таблицях.

Розрахунки виконувались у порівнянні з циклом адіабатного оборотного стиснення в компресорі та циклу з індикаторним коефіцієнтом корисної дії компресору 80%.

Таблиця 4.1 - Термодинамічні властивості циклу з аміаком

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціювання				
	P	T	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	1,95	-20	0,12	1430	6,9	5,2	5	0,25	1470	5,55
2 ¹	12	115	0,15	1720	6,9	14	80	0,11	1610	5,55
2	12	140	0,17	1790	7,2	14	95	0,12	1650	5,65
3	12	30	0,11	1490	5,25	14	35	0,1	1500	5,3
4	12	30	0,11	1490	5,25	14	35	0,1	1500	5,3
5	12	30	350			14	35		353	
6	1,95	-20	350			5,2	5		353	

Таблиця 4.2 - Термодинамічні властивості циклу з фреоном 22

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціювання				
	P	t	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	2,5	-20	0,09	697	1,79	6	5	0,04	708	1,74
2 ^I	12	60	0,02	740	1,79	14	45	0,019	728	1,74
2	12	76	0,025	751	1,83	14	57	0,02	733	1,77
3	12	30	0,02	715	1,72	14	35	0,017	715	1,7
4	12	30	0,02	715	1,72	14	35	0,017	715	1,7
5	12	30		537		14	35		544	
6	2,5	-20		537		6	5		544	

Таблиця 4.3 - Термодинамічні властивості циклу з фреоном 600a (ізобутан)

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціювання				
	P	t	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	0,72	-20	0,49	525	2,34	2,0	5	0,2	565	2,35
2 ^I	4,0	35	0,1	600	2,34	4,8	40	0,087	610	2,35
2	4,0	40	0,11	619	2,43	4,8	50	0,09	622	2,4
3	4,0	30	0,115	595	2,41	4,8	35	0,085	600	2,33
4	4,0	30	0,115	595	2,41	4,8	35	0,085	600	2,33
5	4,0	30		270		4,8	35		280	
6	0,72	-20		270		2,0	5		280	

Таблиця 4.4 - Термодинамічні властивості циклу з фреоном 410 А

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціювання				
	P	t	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	4,0	-20	0,065	415	1,85	9	5	0,03	428	1,82
2 ^I	19	55	0,013	460	1,85	21	50	0,013	450	1,82
2	19	70	0,016	472	1,9	21	60	0,014	460	1,85
3	19	30	0,014	435	1,83	21	35	0,028	430	1,8
4	19	30	0,014	435	1,83	21	35	0,028	430	1,8
5	19	30		250		21	35		260	
6	4,0	-20		250		9	5		260	

Таблиця 4.5 - Термодинамічні властивості циклу з фреоном 134 а

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціювання				
	P	t	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	1,4	-20	015	370	1,74	3,5	5	0,06	400	1,72
2 ^I	7,5	40	0,03	428	1,74	8,5	40	0,025	430	1,72
2	7,5	58	0,031	442	1,8	8,5	50	0,028	440	1,77
3	7,5	30	0,027	415	1,72	8,5	35	0,058	425	1,7
4	7,5	30	0,027	415	1,72	8,5	35	0,058	425	1,7
5	7,5	30		235		8,5	35		257	
6	1,4	-20		235		3,5	5		257	

Таблиця 4.6 - Термодинамічні властивості циклу з фреоном 290

	Низькотемпературний режим					Режим кондиціонування				
	P	t	v	h	s	P	t	v	h	s
	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ	бар	°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кгТ
1	2,5	-20	0,21	550	2,4	5,5	5	0,085	580	2,38
2 ¹	11	44	0,06	640	2,4	12,5	48	0,055	640	2,38
2	11	58	0,05	662	2,5	12,5	60	0,041	656	2,45
3	11	30	0,045	607	2,35	12,5	35	0,047	615	2,35
4	11	30	0,045	607	2,35	12,5	35		615	2,35
5	11	30		275		12,5	35		290	
6	2,5	-20		275		5,5	5		290	

Результати розрахунків кількості холодильного агенту, який вприскується для зняття теплоти перегріву пари приводяться у таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 - Кількість рідини, яка вприскується при повному охолодженні парів холодильних агентів

	Відносна кількість рідини, яка вприскується, а			
	Низькотемпературний режим		Режим кондиціонування	
	Оборотне стиснення	Ккд компресору 80%	Оборотне стиснення	Ккд компресору 80%
R 717	0,27	0,305	0,109	0,155
R 22	0,185	0,298	0,086	0,123
R 134 a	0,107	0,25	0,036	0,105
R 600a	0,02	0,08	0,036	0,086
R 410 A	0,2	0,28	0,135	0,217
R 290	0,136	0,26	0,094	0,165

Нами розраховувались та аналізувались граничні умови реалізації не адіабатного процесу стиснення з вприском рідинного холодильного агенту, коли процес стиснення наближається до правої граничної лінії (лінії сухої насиченої пари). Таким чином при стисненні холодильного агенту у компресорі, завдяки теплообміну з рідинним холодильним агентом, який при цьому випаровується, температура кінця стиснення відповідає температурі насиченої пари – температурі конденсації холодильного агенту

Як видно із таблиць найбільша кількість рідини , яка вприскується, відповідає аміачним циклам та зростає на 10-16 % при зниженні індикаторного коефіцієнту корисної дії компресору зі 100 % до 80 %.

На рис.4.1 показані графіки залежності енергетичної ефективності циклу зі вприском від кількості рідинного холодильного агенту при умові реалізації процесу стиснення уздовж пограничної кривої. Зона зміни величини вприску рідини залежить від властивостей холодильного агенту і змінюється в залежності від величини перегріву пари при адіабатному стисненні та індикаторного ккд компресору. Лінії залежностей приведені на рис. 4.2. розраховані при зміні індикаторного ккд компресору в зоні 100 – 80 %.

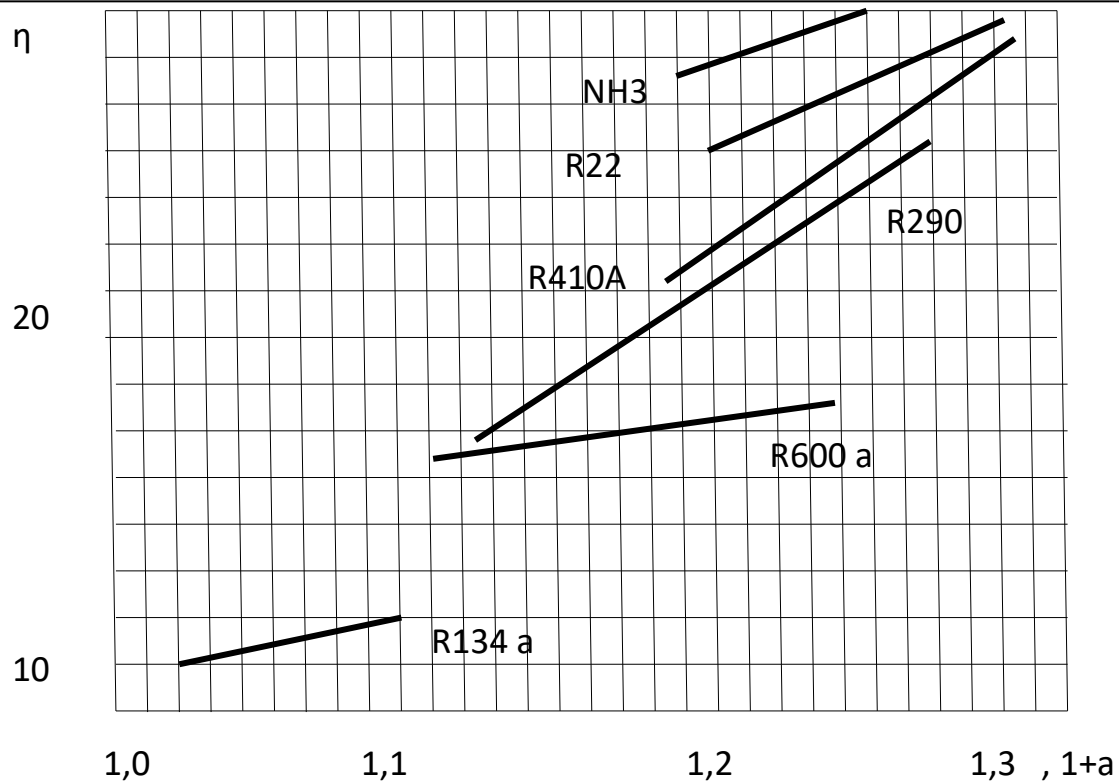


Рис.4.2 - Залежність рівню термодинамічної досконалості від вприску рідини при повному охолодженні пари холодильного агента в процесі стиснення.

Більш високі енергетичні показники відповідають процесам стиснення у аміачних компресорах, та фреонових (R22), так як при цьому має місце максимальна різниця температур, а відповідно і найбільша кількість рідини, що подається у об'єм стиснення (більше 30%).

Необхідно підкреслити те, що для деяких режимів роботи та деяких холодильних агентів, які мають незначну питому теплоємність сухої насиченої пари і відповідно практично вертикальну верхню пограничну криву, немає необхідності аналізувати та застосовувати процеси зниження температури в кінці процесу стиснення. Насамперед це обумовлено тим, що температура кінця стиснення адіабатного процесу не суттєво відрізняється від температури конденсації. Наприклад, для R600a, R290 різниця складає всього 15-30 °C.

Найбільш ефективними процеси зниження температури кінця стиснення методом вприску можуть бути для аміачних холодильних машин та машин, де температура холодильного агента після адіабатного стиснення значно відрізняється від температури конденсації (з великим перегрівом пари). Розрахунки виконувались для циклу СХУ при температурі випаровування -20 °C, а температурі конденсації 30 °C. Графіки залежності ефективності зниження температури від кількості холодильного агента, який вприскується, показані на рис. 4.3.

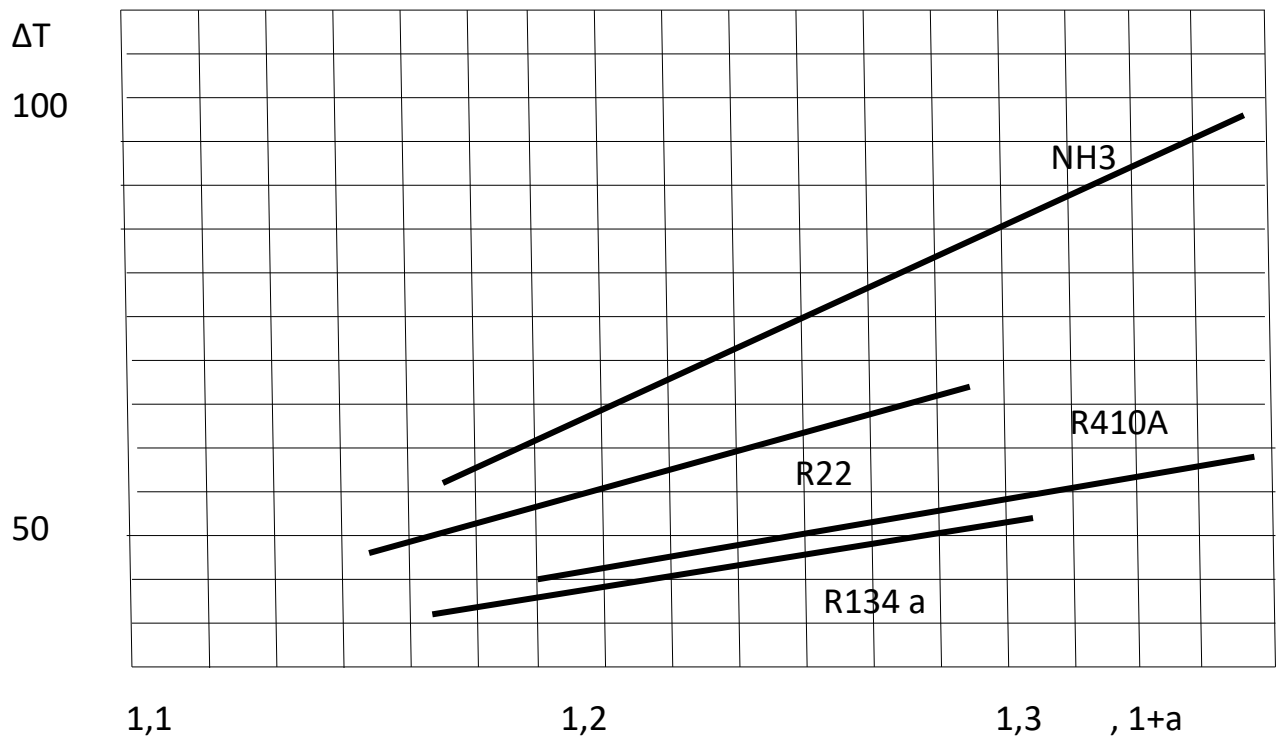


Рис. 4.3 - Графіки залежності рівня зниження температури при стисненні з вприском рідини

Енергетична ефективність циклів з вприском рідини, розрахована відповідно до рис. 4.3. складає 10 -38 % для аміачних компресорів, 7-35% для фреону R 22 , 12-25 % для R 410 A і 11-20 % для фреону R 134 a. Але найбільш суттєвий результат по зниженню температури кінця стиснення має місце для холодильних агентів з високою адіабатною температурою стиснення.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

5.1. Класифікація приміщень за ступенем вибухової, вибуховопожежної та пожежної небезпеки.

Для будівель та приміщень у яких експлуатуються відеотермінали та монітри персональних комп'ютерів правила техніки безпеки регламентуються ДНАОП 0.00-1.31-99 Правилами пожежної безпеки в Україні та іншими нормами та документами.

Будівлі та їх приміщення в яких розміщуються комп'ютерні системи та ВДТ повинні мати рівень протипожежної безпеки не нижчий чим II рівень вогнестійкості. Над та знизу приміщень, у яких розміщуються ВДТ та ЕВМ, а також у суміжних з ними приміщеннях не допускається розміщення приміщень з категоріями А та Б по вибухопожежній безпеці. Приміщення категорії В необхідно відокремлювати від приміщень з ЕВМ протипожежними стінами та перегородками..

Усі будівлі та приміщення, у яких експлуатуються відеотермінали та ЕВМ, відносяться до певної категорії відповідно вибухопожежної та пожежної безпеки відповідно до НАПБ Б.03.002-2007 «Нормы определения категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности и класс зоны согласно Правилам устройства электроустановок (ПУЭ)». Відповідні інформаційні таблички та надписи необхідно наносити на входні двері приміщень.

Виробничі приміщення для робіт із персональними комп'ютерами не повинні розташовуватись поблизу приміщень, рівень шуму та вібрацій перевищує допустимі норми.

До того ж забороняється розташування вибухопожежних приміщень категорії А і Б (НАПБ Б.07.005-86), а також приміщень з вологими технологічними процесами та підвищеним станом вологості по сусідству з приміщеннями, у яких знаходяться персональні комп'ютери, а також зверху та знизу.

Категорії вибухопожежної та пожежної небезпеки приміщень і будівель визначаються для найбільш несприятливого у відношенні пожежі або вибуху періоду, виходячи з виду знаходяться, в апаратах і приміщеннях горючих речовин і матеріалів, їх кількості і пожежонебезпечних властивостей, особливостей технологічних процесів.

За вибухопожежною та пожежною небезпекою приміщення та будівлі поділяються на категорії А, Б, В, Г і Д [].

Для усіх приміщень у яких знаходяться відео термінали та Персональні комп'ютери необхідно визначати категорію з вибухонебезпечності та пожежонебезпечності відповідно до ОНТП 24-86 «Визначення категорій приміщень та будівель з вибухової та пожежної небезпеки», та класу зони відповідно до ПУЕ. Відповідна інформаційна табличка повинна бути на дверях приміщення.

Будівлі та приміщення у яких розміщуються ЕВМ та персональні комп'ютери повинні мати клас не нижче чим другий рівень вогнестійкості. Приміщення для обслуговування, ремонту та наладки ЕВМ повинні відноситись до категорії В з пожежної та вибухопожежної безпеки відповідно до ОНТП 24-86, а по класу приміщень - до П-2а по ПУЕ.

5.2. Електробезпека. Захист від ураження електричним струмом

Для захисту від дії електричного струму рекомендується використовувати захисне заземлення. Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих не струмо провідних частин електроустаткування. У електричних мережах напругою до 1000 В опір системи заземлення не повинно перевищувати 4 Ом. Це в 250 разів менше, ніж розрахунковий опір тіла людини.

При випадковому зіткненні людини до такого заземленого корпусу струм, який піде через нього буде відповідно менше.

У приміщенні заземлення виконують таким чином: усередині приміщення, по периметру, на відстані 20 - 30 см від підлоги прокладають металопровідник, який сполучений із землею. У землі знаходяться електроди завдовжки від 2 до 3 м.

Металеві корпуси устаткування, що знаходяться у компресорному цеху сполучені провідниками із заземлюючим контуром за допомогою зварки. З корпусом провідник з'єднується різьбовим з'єднанням з пружиною і шайбою для запобігання самовідгвинчування.

Електричний струм може нанести людині травму не лише при прямому проходженні через тіло, але і іншими видами енергії, в які перетворюється електрика: потоки світлової енергії електричної дуги і теплоти, що виділяється при цьому, ультрафіолетове випромінювання і ін. При цьому спостерігається перегрів тканин тіла або їх повне згорання, електролітичне розкладання рідких середовищ, крові, перезбудження нервової системи, шок і ін.

По ПУЕ ((правила влаштування електроустановок) всі електроустановки підрозділяються на вибухозахищених і нормального виконання. У вибухонебезпечних зонах застосовується лише вибухозахищене устаткування, що не допускає займання вибухонебезпечного середовища.

Вибухозахищене устаткування підрозділяють по рівнях і видах вибухозахисту, категоріях, групах і температурних класах.

Залежно від сфери застосування вибухозахищене устаткування ділиться на дві групи:

I—копальневе;

II—для внутрішніх і зовнішніх установок;

У машинних відділеннях фреонових установок використовують захисні щити для запобігання потрапляння до двигунів різних деталей, які можуть призвести до виходу агрегату із строю; виконана протипожежна сигналізація з пожежагасящими та аварійна вентиляція.

5.2.1. Розрахунок заземлюючого пристрою

Мета захисного заземлення створити надійний електричний контакт між металевими, неструмопровідними частинами електроустановок і землею.

Заземленню підлягають корпуси ЕОМ, трансформаторів, металеві оболонки кабелів і проводів, металеві огорожі.

Мета розрахунку захисного заземлення – визначення кількості електродів заземлення і заземлюючих провідників, їх розмірів і схем розміщення в ґрунті, при яких опір заземлюючого пристрою розтіканню струму або напруга дотику при замиканні фази на заземленні частини електроустановок не перевищує допустимих значень.

Вхідні данні:

Зовнішній діаметр труби: $d = 0,03$ м;

Довжина вертикальних заземлювачів: $l = 2,0$ м;

Ширина сталеві смуги: $b = 0,06$ м ;

Тип ґрунту: вапняк;

Питомий опір ґрунту: $\rho_{\phi} = 100$ Ом*м; [3, с 12]

Кліматичний коефіцієнт: $\psi = 1,1$;

Відношення: $l'/l = 3$;

Визначимо розрахункове значення питомого опору ґрунту:

$$\rho_p = \rho_{\phi} \cdot \psi = 100 \cdot 1,1 = 110 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Визначимо опір одного вертикального заземлювача:

$$R_0 = \frac{\rho_{\delta}}{2\pi l} \left(\ln \frac{2l}{d_a} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+l}{4t-l} \right), \text{ Ом};$$

t- відстань від поверхні до середини заземлювача, м

$$t = t_0 + \frac{l}{2} = 0.5 + \frac{2}{2} = 1.5, \quad t_0 \geq 0.5$$

$$R_0 = \frac{\rho_p}{2\pi l} \left(\ln \frac{2l}{d_e} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+l}{4t-l} \right) = \frac{110}{2 \cdot 3.14 \cdot 2} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0.03} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1.5 + 2}{4 \cdot 1.5 - 2} \right) = 45.85 \text{ Ом}$$

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{треб}}} = \frac{45.85}{4} = 11.46 \text{ шт}$$

$R_{\text{треб}}$ -необхідний опір системи заземлення для електричних мереж змінного струму напругою до 1000 В, $R_{\text{треб}} \leq 4 \text{ Ом}$;

Вибираємо стандартне значення заземлювачів: $n' = 20 \text{ шт.}$

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_B = \frac{R_0}{n' \cdot \eta_e} = \frac{45.85}{20 \cdot 0.71} = 3.29 \text{ Ом}$$

Де η_B – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів, для заземлювачів розміщених по контуру і відповідному відношенні $l'/l=3$, $\eta_B=0.71$

Опір з'єднувальної смуги (шини):

$$R_z = \frac{\rho_p}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_z} \cdot \ln \frac{L^2}{d \cdot t_o}, \text{ Ом}$$

Де L- довжина смуги, залежить від системи розподілу заземлювачів: при розміщенні заземлювачів по контуру:

$$L = n' \cdot l', \text{ м} \quad L = 20 \cdot 6 = 120, \text{ м}$$

$$R_z = \frac{110}{2 \cdot 3.14 \cdot 120 \cdot 0.56} \cdot \ln \frac{120^2}{0.03 \cdot 1.5} = 3.3 \text{ Ом}$$

Де η_r - коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, $\eta_r=0.7$

Загальний опір системи заземлення:

$$R_c = \frac{R_B \cdot R_z}{R_B + R_z}, \text{ Ом} \quad (20.8)$$

$$R_{\text{сист}} = \frac{R_B \cdot R_z}{R_B + R_z} = \frac{3.29 \cdot 3.3}{3.29 + 3.3} = 1.65 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом}$$

5.3. Пожежна профілактика

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості підрозділяються на 8 ступеней (СНіП 2.01.02—85). Для захисту будівель і споруд від розповсюдження пожежі на весь об'єкт (при його виникненні на якій-небудь ділянці) передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи і ін. Протипожежні стіни, перегородки, перекриття, конструкції протипожежних зон і тамбурів-шлюзів, а також заповнення світлових отворів в протипожежних перешкодах виконуються з негорючих матеріалів.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація відіграють важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця пожежі. Електричну пожежну сигналізацію включає встановлені на ділянках і цехах підприємств оповіщувачі, за допомогою яких сигнал передається на пункт зв'язку пожежної частини (команди) і приймальної станції, що забезпечує прийом сигналів. Пожежні оповіщувачі можуть бути ручної і автоматичної дії. Вони діляться на теплові, димові, світлові, комбіновані, ультразвукові. Теплові оповіщувачі спрацьовують при підвищенні температури доквілля, димові — при появі диму, світлові — за наявності відкритого вогню, комбіновані — при підвищенні температури і появі диму, ультразвукові, — при зміні ультразвукового поля під дією вогню.

Первинні засоби пожежогасіння

Вогнегасник ВХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цього типа вогнегасники при гасінні електроустановок, що горять, знаходяться під напругою, оскільки утворюється піна електропроводка. Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В, в музеях, на виставках і т. п., оскільки діоксид вуглецю не викликає псування матеріалів. Не рекомендується застосовувати їх при гасінні матеріалів, що горять, і речовин, які можуть горіти без доступу повітря (целулоїд).

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянь на мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах. Вогнегасник ВП-1 приводиться в дію енергичним струшуванням, після чого через сітчастий розпилювач, вставлений в горловину вогнегасника, вилітає порошок у вигляді пилової хмари. Час роботи вогнегасника 20—50 с. Заряд вогнегасника — порошок ПСБ (бікарбонат натрію—88%, тальк — 10, стеарат металів — 2%).

5.4. Виробнича санітарія

У приміщеннях з персональними комп'ютерами та ВДТ передбачають наступні види штучного освітлення:

- Робоче
- Аварійне
- Місцеве (для ремонту, перегляду і т.д.)

Освітленість робочих поверхонь, створювана робочим освітленням, повинна становити не менше 75 лк при використанні ламп розжарювання або не менше 150 лк при використанні люмінесцентних ламп (система загального освітлення). Освітленість приладів контролю повинна становити не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп (система комбінованого освітлення).

Крім робочого освітлення, у приміщеннях передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, автоматично включається при від-відключенні основного джерела освітленні

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті та очищення внутрішніх порожнин машин та апаратів холодильних установок приймають переносні світильники у вибухозахищеному виконанні напругою не вище 12 В.

Рациональне освітлення підвищує безпеку роботи, сприяє зростанню продуктивності праці і поліпшенню якості продукції. Недостатнє або неправильне освітлення робочих місць і зон, сліпуча дія джерел світла, різкі тіні від предметів і устаткування наводять до передчасного стомлення і зростання травматизму.

Освітлення може бути природним, штучним або змішаним, поєднуючим природне і штучне.

Висота приміщення: $H=5$ м

Коефіцієнт відбиття стелі: $\rho_n=50\%$;

Коефіцієнт відбиття стін: $\rho_c=30\%$;

Вибираємо люмінісцентну лампу в захищеному світильнику ЛПО.

Загальне рівномірне освітлення $E_n=150$ лк, коефіцієнт запасу $k=1,5$

Рівень робочої поверхні від підлоги $H_p=4,2$ м;

Система освітлення – загальна; [3, с 23]

$$\frac{L}{H_p} = 1.4$$

Визначимо кількість світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L_k^2}, \text{шт}$$

Де А, В – розміри приміщення, м

L_k - відстань між центрами світильників;

$$N = \frac{15 \cdot 20}{5,88^2} = 8,68 \text{шт}$$

Приймаємо $N=9$ шт.

Визначимо

індекс

приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)}$$

$$i = \frac{15 \cdot 20}{4,2 \cdot (15 + 20)} = 2,04$$

Визначимо світловий потік:

$$\begin{aligned} \Phi_p &= \frac{E_n \cdot A \cdot B \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta} = \\ &= \frac{150 \cdot 15 \cdot 20 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 100}{9 \cdot 57} = 14473 \text{лм} \end{aligned}$$

z-коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінісцентних ламп $z=1,1$; [3]

η - коефіцієнт використання світлового потоку, $\eta=57$ [3]

За умови, що в одному світильнику з люмінесцентними лампами знаходиться 4 лампи маємо $\Phi_p=14473/4=3618$ лм.

Підбираємо марку лампи ЛДЦ80.

Визначаємо встановлену потужність світильників:

$$P_{\text{сист}} = P_{\text{л}} \cdot N \cdot n = 80 \cdot 9 \cdot 4 = 2880 \text{Вт}$$

$P_{\text{л}}$ -потужність однієї лампи, Вт

Визначимо відхилення дійсного світлового потоку від розрахункового:

$$\Delta = \frac{\Phi_{\text{д}} - \Phi_{\text{р}}}{\Phi_{\text{е}}} = \frac{14473 - 3618}{14473} = 0.75\%$$

5.5. Виробнича вентиляція

Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату (припливно-витяжна, місцеві відсмоктування, повітряні завіси). За способом переміщення повітря розрізняють системи природної і механічної вентиляції.

Природна вентиляція забезпечує повітрообмін в приміщеннях, обумовлений різницею щільності зовнішнього і внутрішнього повітря і вітровим тиском.

Механічну вентиляцію застосовують, коли необхідні параметри мікроклімату і чистота повітря в приміщеннях не можуть бути забезпечені природною вентиляцією. При механічній вентиляції повітря переміщається за допомогою вентиляторів. По характеру дії механічну вентиляцію підрозділяють на припливну, витяжну і припливно-витяжну, по місцю дії — на загальнозмінну 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. У приміщенні при цьому створюється надлишковий тиск

Витяжна вентиляція призначена для видалення з приміщень забрудненого повітря, надлишкових тепло- і вологидалень, при цьому в приміщенні створюється знижений тиск.

Приміщення, в яких можливо раптове видалення великих кількостей шкідливих або вибухонебезпечних газів або пари, обладнали аварійною витяжною вентиляцією.

Припливно-витяжна механічна вентиляція одночасно здійснює і подачу свіжого повітря, і видалення забрудненого. У приміщеннях, де виділяються пожежо- і вибухонебезпечні пари і гази, а також пари і гази шкідливих речовин 1—3-го класів небезпеки (в тому випадку, якщо до них примикають інші виробництва і приміщення, що сполучаються з першими дверними і іншими отворами), продуктивність систем витяжної вентиляції має бути більше продуктивності систем припливної. Відстань по горизонталі між отворами для видалення і прийому повітря має бути не менше 20 м

Розрахунок системи вентиляції (витяжної, приточної, аварійної)

Визначимо повітрообмін у приміщенні:

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

Де k - коефіцієнт кратності вентиляції чи повітрообміну

Основна приточна: $k=2$

Основна витяжна: $k=3$;

аварійна: $k=8$;

Об'єм приміщення: $V=1620 \text{ м}^3$;

Визначимо продуктивність основної приточної вентиляції:

$$L_{\text{ОСН}} = k_{\text{ОСН}} \cdot V, \text{м}^3 / \text{г}$$

$$L_{\text{ОСН}} = 2 \cdot 1620 = 3240 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Визначимо продуктивність основної витяжної вентиляції:

$$L_{\text{ОСН}} = k_{\text{ОСН}} \cdot V, \text{м}^3 / \text{г}$$

$$L_{\text{ОСН}} = 3 \cdot 1620 = 4860 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Визначимо продуктивність аварійної вентиляції:

$$L_{авар} = k_{авар} \cdot V, м^3 / с$$

$$L_{авар} = 8 \cdot 1500 = 12960 м^3 / с$$

Визначимо настановну потужність двигуна:

$$N = \frac{k \cdot L_{осн} \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{Вент} \cdot \eta_{прив}}, кВт$$

де k-коефіцієнт запасу, приймаємо k=1,5

H- аеродинамічний опір вентилятора, H=300 Па

$\eta_{вент}$ - ККД вентилятора, $\eta_{вент}$ =0,6;

$\eta_{прив}$ – ККД приводу, $\eta_{прив}$ =0,9;

$$N = \frac{1,5 \cdot 3240 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,75 кВт$$

$$N = \frac{1,5 \cdot 4860 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 1,125 кВт$$

Визначимо настановну потужність двигуна

$$N = \frac{k \cdot L_{аварт} \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{Вент} \cdot \eta_{прив}}, кВт$$

$$N = \frac{1,5 \cdot 12960 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 1,75 кВт$$

5.6.Долікарська допомога

Найбільшу небезпеку при роботі в приміщенні несе поразка електричним струмом, у разі такого необхідно зуміти надати потерпілому долікарську допомогу.

Перша долікарська допомога при нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму, і надання йому медичній допомозі.

Звільнення потерпілого від дії струму, може бути здійснене декількома способами.

Найбільш простий і вірний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти потерпілого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти особу холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо потерпілий погано дихає – рідко, судорожно або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання.

За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; постраждалий повинен лежати нерухомо; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно

промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевої - кислого калію або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинного масла і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її парів в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. У цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинної струменем води, а потім додатково слабким розчином оцтової кислоти або розчином борної кислоти.

При отруєнні аміаком необхідно негайно вивести постраждалого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. При наявності дихання проводять інгаляцію теплим паром лимонної кислоти.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину (марганцевої - водяні пухирі) і третьої (глибокі ушкодження і омертвіння тканин) ступеня одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити потерпілого в медпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; постраждалий повинен лежати нерухомо; уражені місця накривають чистим простирадлом. При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевої - кислого калію або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинного масла і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її парів в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. У цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинної струменем води, а потім додатково слабким розчином оцтової кислоти або розчином борної кислоти

РОЗДІЛ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

6.1. Захист робітників та службовців у разі надзвичайних ситуацій.

«Цивільна оборона України є державною системою органів управління, сил і засобів, що створюється для організації і забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру» (закон «Про цивільну оборону України», ст. 1).

Громадяни України мають право на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, значних пожеж, стихійного лиха. Уряд України, інші органи виконавчої влади, адміністрації підприємств, установ і організацій, незалежно від форм власності і господарювання, повинні забезпечувати реалізацію цього права. Держава, як гарант цього права, створює систему цивільної оборони. Мета її — захист населення від небезпечних наслідків аварій і катастроф, від стихійного лиха, сильнодіючих отруйних речовин, зброї. Заходи цивільної оборони поширюються на всю територію України, на всі верстви населення. Розподіл цих заходів за обсягом і відповідальністю за їх виконання здійснюється за територіально-виробничим принципом [2].

Аварія — це порушення нормальної роботи певного механізму, що призводить до значних ушкоджень, знищення матеріальних цінностей, ураження і загибелі людей.

Катастрофа — це аварія значних масштабів з трагічними наслідками. Небезпечними наслідками великих аварій є пожежі та вибухи. Вибухають під великим тиском котли, балони, трубопроводи на промислових підприємствах, вугільний пил і газ у шахтах, пара лакофарбових речовин на меблевих і деревообробних підприємствах. На об'єктах нафтової, хімічної і газової промисловості аварію спричинюють загазованість атмосфери, розливання нафтопродуктів, агресивних рідин та сильнодіючих отруйних речовин (СДОР).

Основними причинами виробничих аварій є безвідповідальне ставлення проектувальників до вимог техніки безпеки, керівників підприємств, цехів до дотримання цих вимог, низький контроль за станом виробництва і особливо за вибухонебезпечними і легкозаймистими ділянками; порушення будівельних норм при будівництві об'єктів і монтажі технічних систем; погана обізнаність про окремі явища і реакції хімічних речовин у лабораторних умовах; стихійні лиха, які призводять до руйнування ліній електропостачання, газопроводів, комунальної мережі, виробничих корпусів, тваринницьких ферм та ін.; порушення технології виробництва, правил експлуатації обладнання, машин, механізмів і транспорту; недотримання правил зберігання агресивних, вибухо- і пожежонебезпечних речовин і неправильне поводження з ними; фізичне старіння і корозія металів; аварії на сусідніх підприємствах або на енергетичних лініях і комунальних мережах.

Виробничі аварії можуть бути різними, але у них є найбільш типові уражаючі фактори — це вибухи, які призводять до руйнування виробничих будівель, інтенсивні пожежі, отруєння людей рідинами і газами; завали виробничих будівель споруд, ураження людей електричним струмом, затоплення виробництва разом з людьми, негативний психологічний вплив на людей.

Аварія може зумовити катастрофу з невинуватими наслідками, з великими людськими втратами.

Великі аварії, які виникають на великих промислових об'єктах, на транспорті, за обсягами руйнування, людськими жертвами, а також за характером післядії на людей, тварин і рослин можуть бути такими, як дія сучасної зброї масового ураження. Надзвичайні ситуації техногенного характеру виникають в основному на потенційно техногенно небезпечних об'єктах.

До них належать: хімічно небезпечні об'єкти, радіаційно небезпечні об'єкти, вибухо- та пожежо- небезпечні об'єкти і гідродинамічні небезпечні об'єкти.

Надзвичайні ситуації техногенного характеру класифікують за такими основними ознаками:

- за масштабами наслідків (об'єктові, місцеві, регіональні й загальнодержавні);
- за галузевою ознакою (надзвичайні ситуації у сільському господарстві, у лісовому господарстві, на заповідній території, на об'єктах особливого природно-охоронного значення, у водоймах, матеріальних об'єктах, об'єктах інфраструктури, промисловості, транспорту, житлово-комунального господарства).

Найнебезпечніші аварії можуть виникнути на підприємствах, які виробляють, використовують або зберігають сильнодіючі отруйні, вибухо- і вогне- небезпечні речовини і матеріали. Це підприємства хімічної, нафтопереробної, нафтохімічної та інших споріднених галузей промисловості; підприємства, що мають холодильні установки, в яких використовується аміак; це також залізничні станції, на яких є колії відстою рухомого складу зі СДОР; це склади і бази із запасами отрутохімікатів. Здебільшого аварії виникають через: порушення технологи виробництва, правил експлуатації обладнання, машин і механізмів; низьку трудову і технологічну дисципліну; недотримання заходів безпеки; незадовільне впровадження прогресивних систем пожежогасіння: відсутність належного нагляду за станом обладнання, а також через стихійні лиха. Нині у світі нараховується до 6 млн хімічних речовин; 90% з них — це органічні сполуки, більшість яких токсичні. У промисловій технології щодо токсичних хімікатів вживається поняття «шкідлива речовина»; при контакті з організмом людини вона може викликати травми, отруєння, захворювання, інші відхилення у стані здоров'я.

6.2. Перелік сильнодіючих отруйних речовин

Цивільна оборона до групи сильнодіючих отруйних речовин (СДОР) відносить не всі шкідливі речовини, а тільки ті, що заражають повітря в небезпечних концентраціях, здатних викликати масові ураження людей, тварин і рослин. За фізичними властивостями до групи СДОР належать: тверді леткі речовини: солі синильної кислоти, гранозан, етилмеркурфосфат, етилмеркурхлорид, меркуран; рідкі леткі речовини, що зберігаються в місткостях під тиском: у підгрупі А — аміак, окис вуглецю; у підгрупі Б — хлор, сірчистий газ, сірководень, фосген, бромметил; рідкі леткі речовини, що зберігаються в місткостях без тиску: у підгрупі А — нітро- й аміносполуки ароматичного ряду, синильна кислота; у підгрупі Б — нітро-акрилова кислота, нікотин, октаметил, тіофос, метафос, сірковуглець, тетраетилсвинець, дифосген, дихлоретан, хлорпикрин; димучі кислоти — сірчана, азотна, соляна, плавикова, хлорангідриди сірчаної, сірчистої та піросірчаної кислот. Розглянемо основні характеристики найпоширеніших сильнодіючих отруйних речовин, що знаходяться у великих кількостях на підприємствах, які їх виробляють або використовують.

Хлор — газ жовто-зеленого кольору з різким характерним запахом. Малорозчинний у воді. Важчий за повітря, тому накопичується в низинах. У великих кількостях використовується для відбілювання тканин і паперової маси, знезараження питної води та ін. Перевозиться в зрідженому стані під тиском у цистернах і балонах. Потрапивши в атмосферу, димить.

Аміак — безбарвний газ із характерним різким запахом (нашатирий спирт). Легший за повітря. Добре розчиняється у воді. Рідкий аміак використовується як робоча речовина у холодильних машинах.

Аміачна вода застосовується як добриво. Перевозиться у зрідженому стані під тиском у цистернах і балонах. Потрапивши в атмосферу, димить.

Сірководень — безбарвний газ із неприємним запахом. Важчий за повітря. Розчиняється у воді. Його пара утворює з повітрям вибухонебезпечні суміші. Двоокис сірки (сірчистий газ, сірчистий ангідрид) — безбарвний газ із характерним різким запахом. Добре розчиняється у воді. У великих кількостях використовується для виготовлення сірчаної кислоти, застосовується в паперовому і текстильному виробництві, для дезінфекції приміщень.

Акрилонітрил (нітрил акрилової кислоти) — безбарвна, легколетка, низькокипляча рідина з неприємним запахом. Розчиняється у воді. Пара важча за повітря. При взаємодії акрилонітрилу з повітрям утворюються вибухонебезпечні суміші. Під час горіння акрилонітрилу виділяються отруйні гази.

Синильна кислота — безбарвна, прозора, дуже лётка рідина. Пара її в звичайному стані безбарвна, має своєрідний п'яний запах (гіркою мигдалю). Добре змішується з водою.

Фосген — безбарвний газ. При температурі нижче 8°C конденсується (у безбарвну рідину). Запах нагадує запах прілих фруктів чи сіна.

Фосген важчий за повітря. Малорозчинний у воді. Отруйна тільки пара фосгену. Бензол — безбарвна рідина з характерним запахом. Його пара важча за повітря і утворює з ним вибухонебезпечні суміші.

Стихійне лихо — це надзвичайне природне явище, що діє з великою руйнівною силою, завдає значної шкоди району, в якому відбувається, порушує нормальну життєдіяльність населення, знищує матеріальні цінності. Розглянемо основні види стихійних лих.

Пожежі — це стихійне поширення вогню, що вийшов з-під контролю людини. Пожежі трапляються у лісах і на торф'яниках, у житлових і виробничих приміщеннях, в енергетичних мережах і на транспорті. Пожежі завдають величезних матеріальних збитків і нерідко призводять до загибелі людей.

Повені — значні затоплення суходолу, коли вода у річках піднімається вище звичайного рівня внаслідок рясних опадів, швидкого танення снігів, утворення льодових заторів або коли вітер жене воду з боку моря в гирла річок.

Землетруси — явища, що проходять у певних ділянках земної кори. Це одне із жахливих стихійних лих. Воно виникає зненацька. І хоча тривалість основного поштовху не перевищує кількох секунд, його наслідки сягають величезних масштабів. Попередити землетрус, зупинити його чи уникнути неможливо. Люди не вміють точно передбачити його початок. На земній кулі щороку відбувається понад 100 тис землетрусів; більшість з них призводять до загибелі тисяч людей і до різноманітних руйнувань.

Ураган - це посилення вітру до 35 м/с і більше (12 балів за шкалою Бофорта). Шквал - різке короткочасне посилення вітру (від кількох хвилин до кількох десятків хвилин), іноді до 30-70 м/с зі зміною його напрямку, частіше під час грози.

6.3. Способи оповіщення органів цивільної оборони та населення.

Надзвичайні ситуації, стихійні лиха, промислові аварії і катастрофи на транспорті, екологічні наслідки антропогенного впливу на біосферу, застосування противником у разі військових дій різних видів зброї, створюють ситуації, небезпечні для життя і здоров'я населення. Серед захисних заходів цивільної оборони, здійснюваних завчасно, особливо важливе місце займає організація сповіщення органів цивільної оборони, формувань і жителів ІЖД про загрозу і про застосування ним ядерної, хімічної, бактеріологічної (біологічної) зброї і інших сучасних засобів нападу.

Особливе значення набуває оповіщення у разі раптового нападу супротивника, коли реальний час для попередження мешканців ІЖД буде вкрай обмеженим і обчислюватися хвилинами. Тому захист мешканців ІЖД від зброї масового ураження навіть при наявності достатньої кількості притулків і укриттів буде залежати від добре організованої системи оповіщення, організація якої покладається на штаби цивільної оборони.

З метою своєчасного попередження мешканців ІЖД про виникнення безпосередньої небезпеки застосування супротивником ядерної, хімічної, бактеріологічної (біологічної) або іншої зброї і необхідності застосування заходів захисту встановлені наступні сигнали оповіщення цивільної оборони: «Повітряна тривога» «Відбій повітряної тривоги»; «Радіаційна небезпека»; «Хімічна тривога». Усі сигнали передаються по каналах зв'язку і радіотрансляційних мереж, а також через місцеві радіомовні станції.

Сигнал «Повітряна тривога» подається для всього населення. Він попереджає про безпосередню небезпеку ураження супротивником даного міста (району). Одночасно з цим сигнал дублюється звуком сирен, гудками заводів і транспортних засобів. Тривалість сигналу 2-3 хвилини. За цим сигналом об'єкти припиняють роботу, транспорт зупиняється, і всі жителі ІЖД переходять у захисних спорудах.

Сигнал «Радіаційна небезпека» подається в населених пунктах і районах, у напрямку до яких рухається радіоактивна хмара, що утворилася при вибуху ядерного заряду. За сигналом «Радіаційна небезпека» необхідно надіти респіратор, тканинну маску або ватно-марлеву пов'язку, а при їх відсутності - протигаз, взяти підготовлений запас продуктів, індивідуальні засоби медичного захисту, предмети першої необхідності і піти в притулок, протирадіаційне або найпростіше укриття.

Сигнал «Хімічна тривога» подається при загрозі або безпосередньому виявленні хімічного або бактеріологічного нападу (зараження). За цим сигналом необхідно швидко надіти протигаз, а в разі необхідності - і засоби захисту шкіри і при першій же можливості сховатися в захисній споруді. Якщо захисної споруди поблизу не виявиться, то від ураження аерозолями отруйних речовин і бактеріальних засобів потрібно залишатися в приміщенні ІЖД з добре закритими вікнами і дверима. І чекати подальших розпоряджень органів ГО.

При аварії на АЕС. Жителям ІЖД слід знаходитися в житлових будинках. Провести герметизацію приміщень і підготуватися до евакуації. Надалі діяти відповідно до вказівок штабу ЦО. Під час повені. Жителям ІЖД даного району слід зібрати необхідні речі, продукти харчування на 3 дні, воду, відключити газ і електроенергію і звернутися в певному приміщенні району для реєстрації на збірному евакопункті і відправки в безпечні райони.

При виникненні загрози нападу противника місцевими органами влади і штабами ГО за допомогою засобів масової інформації передаються населенню постанови або розпорядження про порядок дій. З цього часу радіоточки, телевізори повинні бути постійно включені для прийому нових повідомлень. У найкоротші терміни населення повинне вжити необхідних заходів захисту і включитися у виконання заходів, що проводяться ГО. Дуже важливо відразу уточнити місце найближчого притулку (укриттів) і шляху підходу до нього. Якщо поблизу немає захисних споруд, потрібно негайно приступити до будівництва найпростішого укриття або пристосування заглиблених приміщень (навіть 1-го поверху кам'яної будівлі) під ЯРУ. У цій роботі активну участь повинні також прийняти учні старшокласники.

Необхідно привести готовність засоби індивідуального захисту, пристосувати підручні засоби, дістати домашню аптечку. У житлових приміщеннях слід провести герметизацію вікон, дверей, протипожежні заходи; вжити заходів до запобіжних продуктів харчування, води від можливого зараження (забруднення). Необхідно підготувати все найнеобхідніше на випадок евакуації.

При знаходженні в зоні радіоактивного зараження (забруднення) необхідно строго виконувати режим радіаційного захисту, установлюваний штабом ЦО в залежності від ступеня зараження (забруднення) району. Якщо з якої-небудь причини не надійде повідомлення ГО, деякий час можна керуватися наступним.

У зоні помірного зараження населення знаходиться в укритті, як правило, кілька годин, після чого воно може перейти в звичайний приміщення. З будинку можна виходити в першу добу не більше ніж на 4 год.

У зоні сильного зараження люди повинні бути в притулках (укриттях) до трьох діб, при крайній необхідності можна виходити на 3-4 год на добу. При цьому необхідно надягати засоби захисту органів дихання та шкіри. У зоні небезпечного зараження люди повинні бути в укриттях і притулках троє діб і більше, після чого можна перейти в житлове приміщення і знаходитися в ньому не менше чотирьох діб. Виходити з приміщення на вулицю можна тільки на короткий термін (не більше ніж на 4 год на добу).

У зоні надзвичайно небезпечного зараження перебування населення можливо тільки в захисних спорудах з коефіцієнтом ослаблення дози опромінення близько 1000.

У всіх випадках при знаходженні поза укриття і будинків застосовуються засоби індивідуального захисту. В якості профілактичного засобу, що зменшує шкідливий вплив радіоактивного опромінення, використовуються радіозахисні таблетки з комплекту АІ.

Режим радіаційного захисту - це порядок дій мешканців ІЖД, застосування засобів і способів захисту в зонах радіоактивного зараження (в результаті ядерного вибуху), що передбачає максимальне зменшення можливих доз опромінення.

Режим радіаційного захисту № 1 застосовується в населених пунктах в основному з дерев'яними спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 2 рази, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 50 разів (перекриті щілини, підвали).

Режим радіаційного захисту № 2 передбачається для населених пунктів з кам'яними одноповерховими спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 10 разів, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 50 разів.

Режим радіаційного захисту № 3 розроблено для населених пунктів з багатоповерховими кам'яними будівлями, що забезпечують ослаблення радіації в 20-30 разів, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 200-400 разів (підвали багатоповерхових будинків).

Кожен режим радіаційного захисту визначає час, протягом якого необхідно постійно знаходитися в ПРУ (1 етап), потім по черзі в ПРУ і удома (2 етап) і, нарешті, переважно вдома з короткочасним виходом на вулицю по невідкладних справах в цілому не більше ніж на 1 год (3 етап).

У районах сильного радіоактивного забруднення в результаті аварії на АЕС населення повинно бути евакуйовано в максимально короткі терміни. Мешканці прилеглих районів, де потужність дози випромінювання не перевищує 5 мР / год (так званих районів суворого контролю), повинні виконувати гігієнічні вимоги, зокрема, щодня проводити вологе прибирання ІЖД, як можна частіше мити руки з милом, дотримувати

правил зберігання продуктів харчування і води (ці правила життєдіяльності розроблені штабами ГО і органами охорони здоров'я). Цими ж органами проводиться повна профілактика населення.

У зоні хімічного зараження слід знаходитися в сховищі (укритті) до отримання розпорядження про вихід з нього. Виходити з притулку (укриття) необхідно в надітих засобах захисту органів дихання.

Напрямок виходу із зони зараження позначається вказівними знаками, при їх відсутності треба виходити убік, перпендикулярну напрямку вітру.

У зоні зараження не можна брати що-небудь із зараженою місцевості, сідати і лягати на землю. Навіть при сильній втомі не можна знімати засоби індивідуального захисту. Якщо краплі ОВ, ДЯВ потрапили на відкриті ділянки тіла або одяг треба негайно провести їх обробку за допомогою ІПП.

Після виходу за межі зони зараження знімати засоби індивідуального захисту, і особливо протигаз, без дозволу не можна тому, що поверхня одягу, взуття та засобів захисту може бути заражена ОВ. Отримав ураження необхідно негайно надати першу медичну допомогу: ввести протитруту (антидот) обробити відкриті ділянки тіла за допомогою вмісту ІПП. після чого доставити їх на медичний пункт.

Населення, що знаходиться в осередку бактеріологічного ураження, повинне строго дотримувати вимоги медичної служби цивільної оборони, особливо режим харчування. У їжу дозволяється вживати тільки ті продукти, які зберігалися в холодильниках або в закритій тарі. Крім того, як їжу, так і воду для шиття слід обов'язково піддавати термічній обробці.

У всіх випадках, перебуваючи у вогнищі бактеріологічного ураження, населення зобов'язане виявляти спокій і дисциплінованість, суворо виконувати встановлені правила.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз експлуатаційних характеристик парокомпресійних холодильних машин та їх вплив на енергетичні показники установок .
2. Наведені результати порівняння експлуатаційних та енергетичних показників найбільш поширених типів холодильних компресорів.
3. Проаналізовано вплив не конденсуючихся газів і , в першу чергу повітря , на характеристики аміачних та фреонових холодильних машин та способи видалення повітря із системи.
4. Виконано розрахунок циклу аміачної холодильної машини та теплообмінника системи видалення повітря із системи.
5. Проаналізовані основні причини, що можуть підвищувати температуру кінця стиснення фреонових холодильних машин . Проведений аналіз доцільності застосування рекуперативних теплообмінників та виконані порівняльні розрахунки таких циклів.
6. Виконані розрахунки циклів при застосуванні процесів стиснення із вприском рідинного холодильного агенту для деяких холодильних агентів. Визначено рівень зниження температури нагнітання та енергетичних показників деяких фреонів від кількості рідинного холодильного агенту в процесі його вприску в компресор.
7. В розділі охорона праці та безпека життєдіяльності проаналізовані питання пов'язані з використанням електричного струму, пожежної безпеки, проведено розрахунок системи заземлення, проаналізовані питання виробничої санітарії вентиляції та долікарської допомоги.
8. Проаналізовані способи та методи сповіщення та захисту робітників в разі виникнення . надзвичайних ситуацій, аварій та катастроф.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андрусенко А.Н., Мнацаканов Г.К. Дослідження та моделювання процесів конденсації аміакув суміші з неконденсуючими газами в горизонтальних трубах // Холодильна техніка и технологія.-2006.-№6-с.19-25
2. Загоруйко В.О. Голиков О.А. / Суднова холодильна техніка. - Київ: Наукова думка. 2002.
5. Громадська оборона. Под ред.. Атаманюка В.Г. Киев, КІСІ,2005
6. Каталог фірми DWMCOPELAND.www. Copeland.com
7. Кодекс цивільного захисту.Відомості Верховної Ради (ВВР), 2013, № 34-35, ст.458)
8. Кошкин Н.Н., Пекарев В.И. Теоретичний аналіз ефективності циклу при стисненні пари вздовж граничної кривої. В сб. Дослідження по термодинаміці. В-во «Наука», М. 1973.,стр. 187-190.
9. Мельниченко Д.О., Ярошенко В.М. Теоретичний аналіз процесів стиснення у компресорах із вприском холодильного агенту. Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників « Суднові енергетичні установки: Експлуатація і ремонт», ОНМА, 2012, стр. 126-129.
10. Мнацаканов Г.К., Андрусенко А.Н. Особливості конденсації холодильних агентів в парогазових сімішах.// Холодильна техніка та технологія .-2000.-Вип.68,-с.28-31
11. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин и теплових насосів. / Одесса,- «Негоціант»,-2006, -с.712
12. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. Г. Загорученко та ін. ; під ред. акад. НАНУ А. А. Долинського. - Харків : ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016
13. Охорона праці в машинобудуванні: Підручник для машинобудівних вузів .Під редакцією О. Я. Юдіна, С. В.Белова - 2-е вид.- М.: Машинобудування, 1983,432 с.
14. Чумак И.Г. Холодильні установки. 3-изд.,Одесса, Друк, 2007.-472стр.

Додаток А. Таблица А.1. Властивості холодильних агентів

	Формула	Название	t_b °C	T_{266ap} °C	T_{crit} °C	P_{crit} бар	Мол. м.	ODP	GWP
R11	$CFCl_3$	Трихлорфторметан	23,76	162,7	198,05	44,67	137,37	1	4000
R12	CF_2Cl_2	Дихлордифторметан	-29,76	86,4	111,80	41,80	120,91	1	8500
R12b1	$CBrClF_2$	Бромхлордифторметан	-3,54	126,3	154,60	41,24	165,35	3	
R13	CF_3Cl	Хлортрифторметан	-81,48	11,3	28,86	38,70	104,46	1	11700
R13b1	CF_3Br	Бромтрифторметан	-57,83	46,3	67,05	40,17	148,91	10	5600
R14	CF_4	Тетрафторметан	-127,98	-57,8	-45,65	37,95	88,00	0	5500
R21	$CHFCl_2$	Дихлорфторметан	8,85	137,6	178,5	51,70	102,93	0,04	
R22	CHF_2Cl	Хлордифторметан	-40,86	63,2	96,15	50,54	86,47	0,05	1700
R23	CHF_3	Трифторметан	-82,03	1,2	25,95	49,0	70,01	0	12100
R30	CH_2Cl_2	Хлористый метилен	39,64	174,7	245	60,9	84,93	0	9
R31	CH_2ClF	Хлорфторметан (расчет. знач.)	8,9		34,35	61,6	68,48	0,02	
R32	CHF_2Cl	Дифторметан	-51,66	42,0	78,2	57,95	52,02	0	580
R40	CH_3Cl	Хлористый метил	-23,38	89,2	143,1	66,8	50,49	0	
R41	CH_3F	Фтористый метил	-78,12	9,1	44,13	58,97	34,03	0	
R50	CH_4	Метан	-161,5	-101,9	-82,5	46,4	16,04	0	24,5
R113	$CFCI_2-CCIF_2$	1,1,2-Трихлортрифторэтан	47,65	196,1	214,35	34,56	187,38	0,8	5000
R114	$CClF_2-CCIF_2$	1,2-Дихлор-1,1,2,2-тетрафторэтан	3,59	132,5	145,65	32,48	170,92	1	9300
R114a	CCl_2F-CF_3	1,1-Дихлор-1,2,2,2-тетрафторэтан	3,0	131,5	145,50	33,03	170,92	1	9300
R114B2	CBF_2-CBF_2	1,2-Дибром-1,1,2,2-тетрафторэтан	47,1	197,0	214,5	33,72	259,83	>0	
R115	$CClF_2-CF_3$	Хлорпентафторэтан	-38,94	70,6	79,9	31,53	154,47	0,6	9300
R116	CF_3CF_3	Гексафторэтан	-78,20	13,6	19,65	29,79	138,02	0	9200
R123	$CHCl_2-CF_3$	1,1-Дихлор-2,2,2-трифторэтан	27,83	162,6	183,68	36,63	152,93	0,02	93
R123a	$CClF_2-CHClF$	1,2-Дихлор-1,1,2-трифторэтан	30,01	166,3	187,95	37,41	152,93	>0	
R124	$CHFCl_2-CF_3$	1-Хлор-1,2,2,2-тетрафторэтан	-11,94	104,6	122,47	36,37	136,48	0,03	480
R125	C_2HF_5	Пентафторэтан	-48,14	51,1	66,18	36,29	120,01	0	3200
R132b	$CH_2Cl_2-CCIF_2$	Дихлордифторэтан (расчет. знач.)	93,0		142,4	72,3	134,910,005-0,008		
R133a	CH_2Cl-CF_3	1-Хлор-3,3,3-трифторэтан	6,1	127,3	152,5	40,58	118,49	>0	
R134	CHF_2-CHF_2	1,1,2,2-Тetraфторэтан	-19,81	89,4	118,95	45,62	102,03	0	
R134a	CF_3-CH_2F	1,1,1,2-Тetraфторэтан	-26,07	79,4	101,15	40,67	102,03	0	1300
R141b	$CFCI_2-CH_3$	1-Фтор-1,1-дихлорэтан	32,15	172,3	204,15	41,20	116,94	0,11	1800
R142b	CF_2Cl-CH_3	1-Хлор-1,1-Дифторэтан	-9,14	111,3	137,15	41,20	100,49	0,065	2000
R143	$CF_3H-CF_2H_2$	1,1,2-Трифторэтан	4,01	118,8	156,75	45,2	84,04	0	
R143a	CF_3-CH_3	1,1,1-Трифторэтан	-47,23	55,4	73,60	38,32	84,04	0	3800
R152a	CHF_2-CH_3	1,1-Дифторэтан	-24,02	85,0	113,26	45,17	66,05	0	140
R160	CH_3-CH_2Cl	Хлористый этил	14,0	141,6	187,0	50,8	64,52	0	
R216	$CCIF_2-CF_2-CF_2Cl$	1,1,2,2,3,3-Гексафтор-1,3-дихлорпропан	35,7	176,7	179,99	27,54	220,03	>0	
R218	C_3F_8	Перфторпропан	-36,75	71,6	71,95	26,81	188,03	0	7000
R290	C_3H_8	Пропан	-42,09	70,3	96,70	42,48	44,10	0	3
R227ea	$CF_3-CHF-CF_3$	1,1,1,2,3,3,3-Гептафторпропан	-15,61	96,1	102,80	29,80	170,04	0	3300
R236ea	$CF_3-CHF-CHF_2$	1,1,1,2,3,3-Гексафторпропан	6,19	125,1	139,29	35,33	152,05	0	
R236fa	$CF_3-CH_2-CF_3$	1,1,1,3,3,3-Гексафторпропан	-1,42	114,3	124,92	32,0	152,04	0	8000
R245ca	$CHF_2-CF_2-CH_2F$	1,1,2,2,3-Пентафторпропан	25,22	150,9	174,42	39,25	134,05	0	560
R245cb	$CF_3-CF_2-CH_3$	1,1,1,2,2-Пентафторпропан	-17,59	97,1	106,93	31,37	134,06	0	
R245fa	$CF_3-CH_2-CHF_2$	1,1,1,3,3-Пентафторпропан	14,90	135,7	154,05	36,40	134,06	0	
R600	C_4H_{10}	n-Бутан	-0,54	129,3	152,01	37,96	58,12	0	<10
R600a	$(CH_3)_2CH-CH_3$	изо-Бутан	-11,61	115,0	134,70	36,31	58,12	0	3
RE170	CH_3-O-CH_3	Диметиловый эфир	-24,84	89,3	126,95	53,70	46,07	0	
R400	R12/R114 60/40 %	Зеотроп	-23,20	101,3	125,4	39,9	136,9	>0	
R401a	R22/R152a/R124 53/13/34 %	Зеотроп	-33,05	75,9	107,8	46,06	94,4	0,03	1080
R401b	R22/R152a/R124 61/11/28 %	Зеотроп	-35,70	73,5	103,5	46,82	92,8	0,035	1190
R401c	R22/R152a/R124 33/15/52 %	Зеотроп	-30,5	82,6	109,8	45,76	101,03	0,03	830
R402a	R125/R290/R22 60/2/38 %	Зеотроп	-49,00	53,0	75,0	42,4	101,6	0,02	2570
R402b	R125/R290/R22 38/2/60 %	Зеотроп	-47,00	56,1	83,0	44,5	94,71	0,03	2240
R403a	R290/R22/R218 5/75/20 %	Зеотроп	-50,00	59,6	93,0	~45	89,8	0,04	2670
R403b	R290/R22/R218 5/56/39 %	Зеотроп	-51,00	58,2	90,0	43,4	102,6	0,03	3680
R404a	R125/R143a/R134a 44/52/4 %	Зеотроп	-47,00	55,4	73,0	37,8	97,6	0	3750
R405a	RC318/142b/152a/22 42,5/5,5/7/45	Зеотроп	-28,67	80,4	106	42,92	111,9	0,028	4582
R406a	R600a/R142b/R22 4/41/55 %	Зеотроп	-30,00	82,86	116,5	48,8	89,85	0,057	1760
R407a	R32/R125/R134a 20/40/40 %	Зеотроп	-42,30	56,9	83,0	45,4	90,1	0	1920
R407b	R32/R125/R134a 10/70/20 %	Зеотроп	-45,20	54,0	76,0	44,5	102,9	0	2560
R407c	R32/R125/R134a 23/25/52 %	Зеотроп	-40,00	59,24	86,0	46,5	86,2	0	1610
R407d	R32/R125/R134a 15/15/70 %	Зеотроп	-36,05	65,77	91,56	44,8	90,96	0	
R407e	R32/R125/R134a 25/15/60 %	Зеотроп	-39,15	60,7	88,76	47,34	83,78	0	
R408a	R125/R134a/R22 7/46/47 %	Зеотроп	-44,00	57,6	83,0	40,9	87,0	0,026	3050
R409a	R22/R124/R142b 60/25/15 %	Зеотроп	-34,00	76,4	107,0	46,1	97,45	0,05	1440
R409b	R22/R124/R142b 65/25/10 %	Зеотроп	-35,00	73,9	104,4	47,1	96,67	0,05	1425
R410a	R32/R125 50/50 %	Зеотроп	-51,00	43,1	72,0	49,5	72,6	0	1890
R410b	R32/R125 45/55 %	Зеотроп	-51,47	43,4	69,46	46,65	75,57	0	1890
R411a	R1270/R22/R152a 1,5/87,5/11 %	Зеотроп	-38,46	66,4	98,06	49,5	82,36	0,078	1503
R411b	R1270/R22/R152a 3/94/3 %	Зеотроп	-40,52	63,4	95,95	49,5	83,07	0,052	1602
R411c	R1270/R22/R152a 3/95,5/1,5 %	Зеотроп	-41,34	62,9	94,75	49,51	83,44	>0	
R412a	R22/R142b/R218 70/25/5 %	Зеотроп	-36,06	73,8	116,6	~45	92,17	0,055	2040
R413a	R134a/R218/R600a 88/9/3 %	Зеотроп	-35,00	75,4	101,0	~46	103,95	0	1770
R414a	R22/124/142b/600a 51/28,5/16,5/4	Зеотроп	-29,9	79,7	110,6	46,96	96,93	>0	
R414b	R22/124/142b/600a 50/39,9/5,1/5	Зеотроп	-30,27	78,5	108,0	45,9	101,6	>0	
R415a	R22/R23/R152a 80/5/15 %	Зеотроп	-41,9	63,5	97,14	50,37	81,72	>0	
R417a	R125/R134a/R600 46,6/50/3,4 %	Зеотроп	-41,80	64,5	90,5	38,6	106,6	0	1950
R500	R12/R152a 73,8/26,2 %	Азеотроп	-33,5	77,5	105,5	44,23	99,31	0,74	6310
R501	R12/R22 25/75 %	Азеотроп	-40,41	65,3	96,2	47,64	93,10	0,29	3400
R502	R22/R115 48,8/51,2 %	Азеотроп	-45,50	59,46	80,7	40,0	111,7	0,33	5590
R503	R13/R23 59,9/40,1 %	Азеотроп	-88,7	-1,6	19,5	41,82	87,5	0,6	11860
R504	R32/R115 48,2/51,8 %	Азеотроп	-57,2	38,32	62,14	44,39	79,2	>0	
R505	R12/R31 78/22 %	Азеотроп	-29,9				103,5	>0	
R506	R31/R114 55,1/44,9 %	Азеотроп	-12,3	103,6	142,06	51,55	93,7	>0	
R507a	R125/143a 50/50 %	Азеотроп	-47,00	54,3	71,0	37,9	98,9	0	3800
R508a	R23/R116 39/61 %	Азеотроп	-87,40	-2,5	11,0	37,0	100,1	0	10175
R508b	R23/R116 46/54 %	Азеотроп	-86,00	-2,9	12,1	38,3	95,39	0	10350
R509a	R22/R218 44/56 %	Азеотроп	-47,50	57,0	83,2	~45	123,97	0,025	4668

