

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

Удосконалення поршневого компресора холодильної машини МКВ - 4

Галузь знань 14 Електрична інженерія
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Шифр БРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент
4 курсу група ЕМ-19-1


Підпис

Галунко В. О.
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

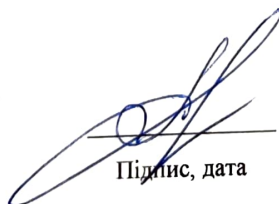
к.т.н., доц. Тимошук О.Г.
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер


Підпис, дата

ст. викл. Пундук С. І.
—
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:
Зав. кафедри МАЕЕС


Підпис, дата

д.т.н., проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

20 06 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень бакалавр

Галузь знань 14 Електрична інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Шифр і назва

Спеціалізація Електропобутова техніка

Освітня програма

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

20.06.2023

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Галунко Віталій Олегович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Удосконалення поршневого компресора холодильної машини МКВ - 4

керівник роботи Тимошук Олександр Григорович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 1 03 2023 р. № 5

2. Строк подання студентом роботи на кафедру 20.06.23 р.

3. Вихідні дані до роботи - завдання на ДР, технічна література

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

Вступ. 1. Огляд та аналіз технологічних процесів охолодження та компресорів холодильних установок. 2. Принцип роботи удосконаленої холодильної машини МКВ-4. 3. Удосконалення поршневого компресора ФБ

4. Розрахунки компресійних колекцій удосконаленого поршневого компресора

Висновки. Перелік посилань

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

1. Класифікація поршнев. компресорів, док. матеріал (А0, А1)
2. Технологічне схем. матеріал графолон (А1, А1)
3. Структурне креслення модернізованого компресора (СК, А1)

4. Огляд розробки проекту компресора
ФВ 8 (АТ, АІ)

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 2.5.05.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
<u>1. Огляд та аналіз технологічних процесів охолодження та компресорів холодильних установок.</u>		
<u>2. Принцип роботи удосконаленої холодильної машини МКВ-4</u>		
<u>3. Удосконалення поршневого компресора ФВ</u>		
<u>4. Розрахунки компресійних колець удосконаленого поршневого компресора</u>		
<u>Висновки. Перелік посилань</u>		

Студент


Підпис

В. Галунко
Ініціали, прізвище

Керівник роботи


Підпис

О.Г. Тимошук
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до бакалаврської кваліфікаційної роботи студента спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»


1. Прізвище, ім'я та по батькові Галунко Віталій Олегович

2. Тема кваліфікаційної роботи Удосконалення поршневого компресора холодильної машини МКВ - 4

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента _____

4. Об'єм бакалаврської роботи: креслень 4 арк., сторінок записки 64

5. Основні розділи розрахунково-пояснювальної записки: _____
Вступ. 1. Огляд та аналіз технологічних процесів охолодження та компресорів холодильних установок. 2. Принцип роботи удосконаленої холодильної машини МКВ-4 3. Удосконалення поршневого компресора ФБ 8. 4. Розрахунки компресійних колець удосконаленого поршневого компресор. Висновки. Перелік посилань.

Підпис студента 

" 26 " 06 20 23 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 4 від "30" 06 20 23 р.

Оцінка проекту ЕК добре 3,75/С
Рекомендації ЕК _____



Особливі відмітки _____

Технічний секретар 

" 30 " 06 20 23 р.

Зміст

	с.
ВСТУП.....	5
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА КОМПРЕСОРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.....	6
1.1 Огляд і аналіз технологічних процесів охолодження продуктів.....	6
1.2 Компресори холодильних установок.....	12
1.3 Висновки до розділу	19
2 ПРИНЦИП РОБОТИ УДОСКОНАЛЕНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ МКВ 4-1-2.....	21
2.1 Характеристика удосконаленої конструкції компресора ФВ 8.....	24
2.2 Висновки до розділу	26
3 УДОСКОНАЛЕННЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА ФВ 8	27
3.1 Удосконалення шатунно-поршневої групи поршневого компресора ФВ 8.....	27
3.2 Висновки до розділу	34
4 РОЗРАХУНКИ КОМПРЕСІЙНИХ КОЛЕЦЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА	36
4.1 Розрахунки шатунних кілець компресора ФВ 8.....	41
4.2 Розрахунок довговічності роботи вкладиша з бабіту.....	44
4.3 Розрахунок довговічності вкладишів з графелону 20.....	53
4.4 Висновки до розділу	56
ВИСНОВКИ.....	58
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	60
Додатки.....	62

				БРМА 23.00.00.000 ПЗ			
Арк.	№докум.	Підпис	Дата				
зонав	Галунко В.			Удосконалення поршневого компресора холодильної машини МКВ - 4	Літера	Аркуш	Аркушів
ревір.	Тимошук О.				д	4	62
контр.	Пундик С.А.				ХНУ гв. ЕМ-19-1		
атвер.	Полщук О.						

ВСТУП

Традиційно для зберігання продуктів використовують сучасні типи холодильних машин, в тому числі компресорні холодильні агрегати.

Сьогодні є два основні напрями стиснення газу: об'ємного способу і способу стиску динамічного. Об'ємними агрегатами є поршневі промислові компресори і роторні компресори різноманітних типів. Такі сучасні компресори мають на сьогодні широке застосування.

В поршневих агрегатах газ втягується в камеру стиску, впускний отвір якої закривається. Потім об'єм камери зменшується динамічно і робочий газ стискується. Після того як тиск досягає того ж рівня, що і тиск у випускному каналі, відкривається клапан і робоче повітря виходить при постійному тиску нагнітальної камери. При динамічному стиску робочий газ втягується в робоче колесо агрегата, що номінально обертається, і розганяється до значної швидкості. Потім газ випускається через дифузор, де значна енергія кінетики переходить в статичний тиск. Використовуються динамічні компресори з радіальним і осьовим потоком, які відомі значною продуктивністю.

Недоліками поршневих агрегатів є невеликий відносно термін роботи вкладишів, їх значні габаритні розміри, складна технологічно конструкція поршня, малий термін експлуатації вкладишів, і залежність клапанів від брудних залишків робочого газу. Наступним недоліком поршневих агрегатів є значний знос пари спряження поршневе кільце – циліндр, тому стоїть задача контролю зносу пари спряження поршневе кільце – циліндр, що покращує термін експлуатації поршневого агрегата і інших робочих параметрів.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 5
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА КОМПРЕСОРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

1.1 Огляд і аналіз технологічних процесів охолодження продуктів

Охолодження це енергетичний та фізичний процес переміщення теплової енергії від продуктів холодильн. об'єму, що приводить до пониження температури.

Відомі наступні способи охолодження: охолодження за допомогою відомих вакуумних охолоджувачів; охолодження рідиною, охолодження повітрям; тощо.

Найефективнішим за швидкістю охолодження вважається вакуумний спосіб, рідинне охолодження. Зараз активно використовується повітрян. метод охолодження об'єму.

Повітряний метод застосовується:

- у тунельних об'ємах з встановленим холодом, де швидкість переміщення повітря 3 ...5 м/с;

- всередині спец.апаратів, де швидкість повітря 2...5 м/с, і кратність циркуляції 50...160 об'ємів за год.;

- у холодильних об'ємах для зберігання продуктів, де швидкість робочого газу 0,5...2 м/с, і кратність обмінів 25...45 об'ємів за годину

Хладон R22, що застосовуються в холодильн. об'ємі, при нормальних параметрах тиску і Т-рі має температуру кипіння мінус 6°C.

У холодильній установці хладон-фреон закипає в теплообміннику – випарник. В цих умовах хладон швидко поглинає теплову енергію від газового потоку, що омиває оребрену зовнішню поверхню трубопроводів.

Проаналізуємо процес конденсації хладону фреону R22. Температура конденсації хладону, як і кипіння, залежать суттєво від тиску атмосферного середовища. Саме конденсація фреону R22 при тиску 1,8 МПа стартує при

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		6

температурі $+48^{\circ}\text{C}$. Такі явища щодо конденсації хладонової пари приводить до виділення значної маси тепла в зовнішнє середовище, тобто в конденсатор.

Очевидно, щоб процес кипіння фреону у випарнику і замороження повітря, а також процес конденсації і відведення тепла в конденсаторі були безперервними. Такий цикловий процес відбувається в холодильній машині [1].

Саме великий клас холодильних установок базований на компресійному методі охолодження, частинами якого є випарник, компресор, капілярна трубка і конденсатор, що сполучені трубками і що є замкнутою системою, в якій циркуляцію холодоагента (хладону) здійснює компресор. Окрім забезпечення циркуляції, компресор підтримує в конденсаторі (на лінії нагнітання) високий тиск близько 2,0-2,3 МПа.

Охолодження в холодильному агрегаті забезпечується безперервною циркуляцією, кипінням і конденсацією фреону в герметичній системі. Кипіння фреону відбувається при низьких тиску та температурі, а конденсація - при високих тиску та температурі. Типовий компресійний цикл охолодження описано на рисунку 1.1.

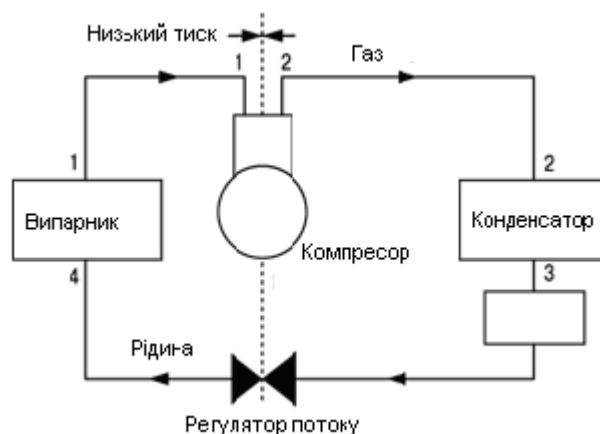


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд компресійного циклу охолодження

Оглянемо процес роботи циклу з виходу випарника на проміжку 1-1. Холодоагент існує в ідеально газовому стані з низьким тиском і температурою.

Пароподібний фреон всмоктується компресором, який робить тиск до 1,4-2,5 МПа і температуру до плюс 72 -92°C (ділянка 2-2). А далі в конденсаторі розігрітий пароподібний хладон охолоджується і конденсується, тобто переходить в рідку фазу.

На виході з конденсатора (точка 3) хладон знаходиться в рідкому стані при значному тиску. Розміри конденсатора вибираються так, щоб газ повністю сконденсувався усередині конденсатора. Тому температура рідини на виході з конденсатора трохи нижча за t -у конденсації. Переохолодження в конденсаторах складає десь плюс 3-8°C, при цьому температура конденсації приблизно на 10-20°C вища за температуру атмосферного повітря.

Пізніше рідкий фреон при високій температурі і значному тиску поступає в регулятор потоку, де тиск хладону різко зменшується, що може випаруватися, переходячи в газову суміш. І тому, суміш пари і рідини у випарник потрапляє (точка 4).

Розміри випарника вибираються так, щоб рідина повністю випарувалася всередині випарника. Тому температура пари на виході з випарника виявляється вищою за температуру кипіння, відбувається перегрів хладон у випарнику. В тому стані мікрокраплі хладону випаровуються і в компресор не потрапляє рідина. А далі при попаданні рідкого фреону в компресор, маємо "гідравлічний удар", при якому можливі пошкодження і поломки клапанів і інших деталей компресора.

Перегріта газова пара фреону потрапляє у випарник (точка 1), і цикл неперервно рухається по колу, по замкнутому контуру.

Всі компресійні цикли холодильних установок включають два очевидні рівні тиску. Межа між ними проходить через нагнітальний клапан на виході компресора з одного боку і вихід з капілярної трубки по іншому боку. Нагнітальний клапан компресора і вихідний отвір регулятора потоку є характерними точками між високого і низького тиску в холодильному агрегаті.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

На стороні високого тиску знаходяться всі елементи, що функціонують при тиску конденсації.

На стороні низького тиску знаходяться всі елементи, що функціонують при тиску випаровування.

Незалежно від технології виробництва принципова схема циклу в них практично однакова.

Цикл охолодження можна представити графічно у вигляді діаграми залежності абсолютного тиску і тепловмісту. На малюнку (рисунок 1.2) представлена крива функціональної залежності, що показує процес насичення холодоагенту.

Дві криві з'єднуються в критичній зоні-точці, де холодоагент може знаходитися як в рідкому, так і в пароподібному стані. Зони праворуч і зліва від графіку відповідають заохолодженій рідині і перегрітій парі. На площі під кривою лінією міститься зона, що відповідає об'ємному стану суміші рідини і пари [2].

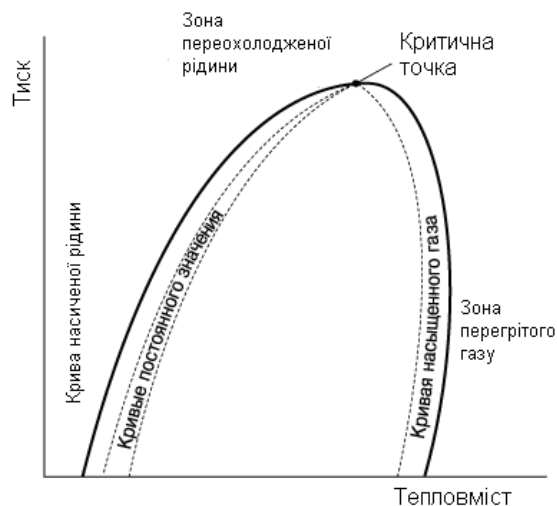


Рисунок 1.2 – Крива залежності тиску і тепловмісту фреону

Розглянемо схему теоретичного циклу охолодження (рис. 1.3).

стану холодоагенту з переходом насиченої пари в стан насиченої рідини. На цій ділянці знімається 60-80% тепловіддачі.

Охолодження хладону дає суттєві енергетичні переваги: при нормальному функціонуванні пониження температури холодоагенту на один градус відповідає підвищенню потужності холодильної машини приблизно на 1% при тому ж рівні енергоспоживання.

Точки D і A' відповідають зміні ентальпії хладону в конденсаторі і характеризує об'єм тепла, що виділяється в конденсаторі.

Рідина в точці A поступає на регулятор потоку де відбувається різке зниження тиску. Суміш рідини і робочого газу (точка B) іде у випарник, де поглинається тепло від навколишнього газу і рухається повністю в газоподібний стан (точка Z). Процес йде при постійній температурі, але з позитивним тепловмістом [2].

Газовий хладон перегрівається на виході з трубки випарника. Головна функція фази нагріву (точки C-C') – це повне видалення крапель фреону, щоб в компресор був тільки газовий хладон. Тому для підвищення площі теплообмін. поверхні випарника на 2-3% виконується для такого 0,5°C нагріву. Притому що нагрів відповідає 5-8°C, а збільшення площі поверхні випарника може складати біля 18...22%, що якісно виправдано, бо ефективно збільшує охолодження.

По факту в результаті втрат тиску середовища, що існують на лінії всмоктування і нагнітання, а також в клапанах компресора, цикл відображається на діаграмі (рисунок 1. 4). Із-за втрат тиску на вході C'-L компресор має проводити втягування при тиску нижче тиску випаровування.

Необхідність факту компенсації об'єму втрат збільшує роботу стиску і знижує витрати енергії холодильного циклу.

						БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 11
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			

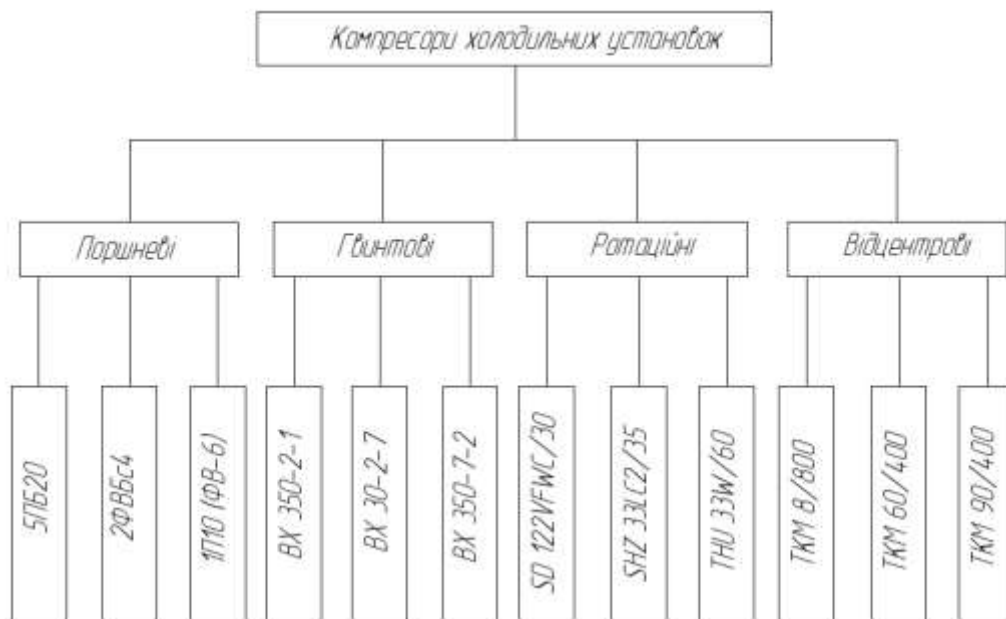


Рисунок 1.5 – Класифікація поршневих компресорів холодильних установок

Машини, що призначені для переміщення і стискування газів, мають назву компресорні машини, або компресори. Підвищення тиску газу в компресорах відбувається в результаті збільшення енергії газу за рахунок підведення механічної енергії [3].

За принципом дії компресорні машини діляться на машини об'ємного і динамічного стискування, по конструктивного виконання механізму стиску на:

- термічні;
- механічні;
- електричні .

У об'ємних компресорах газ стискується в циліндрі поршнем і після досягнення певного тиску виштовхується з циліндра. До об'ємних компресорів відносяться поршневі і ротаційні ; до поршневих можна віднести і мембранні компресори, у яких роль поршня виконує мембрана.

У динамічних компресорах за рахунок механічної енергії, що підводиться, газу надається деяка кінетична енергія, яка частково перетворюється в енергію тиску. Ці компресори підрозділяють на відцентрові, осьові газу і діагональні, що видно на рис. 1.5.

Для різних умов експлуатації застосовують компресори, що відрізняються як тиском нагнітання, так і продуктивністю. Частіше за інших застосовують багатоступінчаті компресори, що складаються з конструктивно подібних або однакових одиничних ступенів стиснення. Тиск в одиничному ступені визначається залежно від необхідного початк. і кінцев. тиску, системи охолодження, допустимого ступеня підвищення тиску.

Встановлена продуктивність має певні розміри ступенів: діаметр циліндра і хід поршня поршневого компресора, діаметр колеса компресора і т.д.

При визначенні характеристики одиничного ступеня компресорів застосовують такі фактичні показники, як поршневе зусилля, потужність ряду (для поршневих компресорів) і потужність всієї машини (для роторних і турбокомпресорів).

У компресорну установку ще входять апаратура, трубопроводи, вологовідділювач, і тому засоби захисту і автоматики.

Поршневі компресори завдяки ряду особливостей займають потужне місце у випуску компресорних машин [4].

Розглянутий у компресорах (рисунок 1.6) принцип стиску пояснює їх високу продуктивність при малому тиску нагнітання.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 14
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

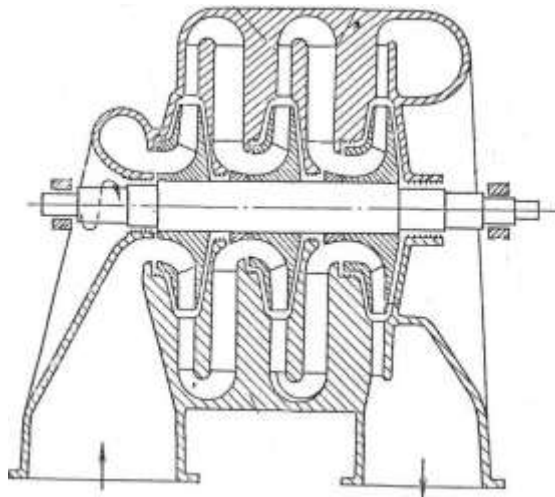


Рисунок 1.6 – Схема відцентрового компресора

З приводу аналізу газових компресорів пониженого тиску слідує, що питома витрата енергії в поршневих компресорах досить низька, проте вони більш громіздкі і не зовсім надійні. Два кращі типи компресорів – поршневі і відцентрові – доповнюють один одного.

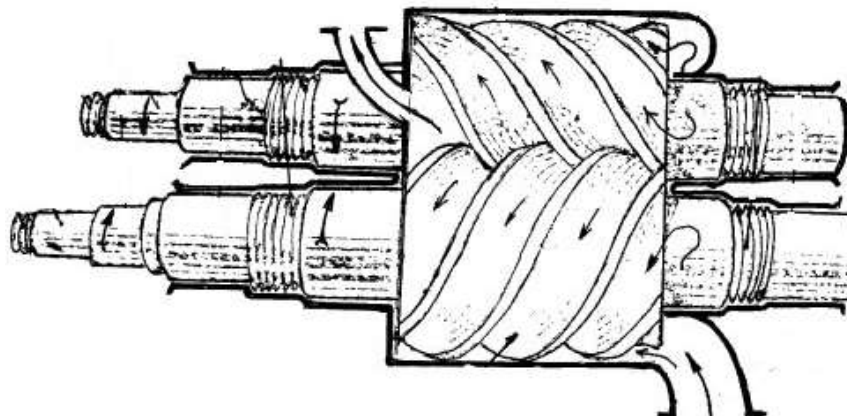


Рисунок 1.7 – Схема гвинтового компресора

Різні поєднання реальних умов (молекулярної маси газу, показника адіабати, його агресивності, вологості, забруднення, а також бажаного ступеня регулювання продуктивності і інших чинників можуть схилити перевагу на

користь одного із цих двох типів машин. При продуктивності 12 м³/с і вище переважно використовують відцентрові компресори.

Недостатні аналізи раціонального застосування роторних компресорів (рисунок 1.8) показують у більшості випадків що гвинтові компресори продуктивністю нижче 1,2 м³/с застосовують стисний газ, яке не є забруднене.

Фактична потужність гвинтових компресорів значної продуктивності (до 1,5 м³/с) складає 200 кВт/(м³/с) при тиску нагнітання 0,9 МПа (9 кгс/см²). При продуктивності 0,2-1,0 м³/с гвинтові компресори сухого стиснення, а також масло наповнені значно поступають поршневим компресорам по питомій споживаній потужності.

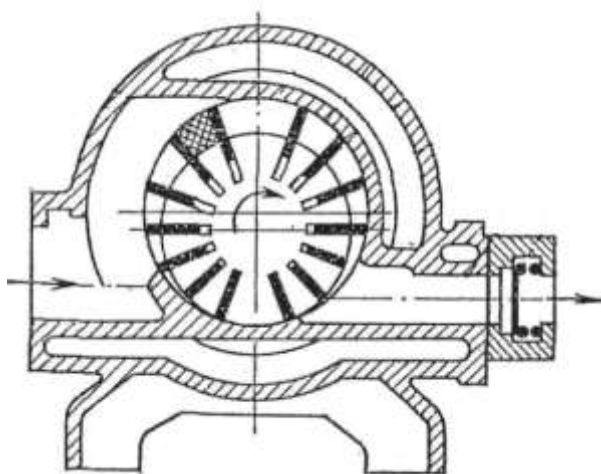


Рисунок 1.8 – Схема роторного компресора

Тому випускають поршневі компресори в основному для вказаної продуктивності.

За останні роки вказані значні плюси у розробці відцентрових компресорів все більше витісняють поршневі компресори. Замість поршневих компресорів ефективно брати до роботи відцентрові компресори з тиском до 2,8—3,3 МПа. У деяких випадках при тиску нагнітання до 1,2...1,5 МПа з поршневими компресорами конкурують компресори роторного типу.

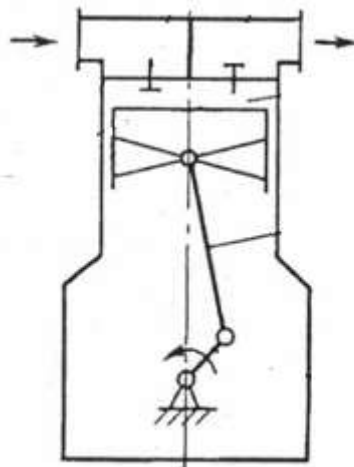


Рисунок 1.9 – Схема поршневого компресора

Компресор, що містить циліндр з всмоктувальними та нагнітальними клапанами, поршень, і привод у вигляді кривошипно-шатунного механізму з джерелом енергії. Середня точка диференціального важеля з'єднана з кривошипним механізмом приводу, а друге плече зв'язано із штоком гідравлічного демпфера, який має вигляд розміщених на осі першого і другого гідравлічних циліндрів, зв'язаними між собою єдиним штоком [5].

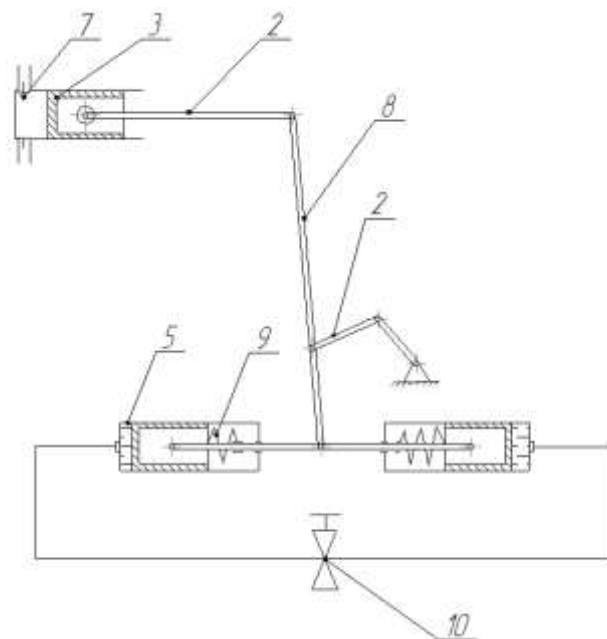


Рисунок 1.10 – Типова схема поршневого компресора

Даний компресор містить циліндр 5 з поршнем 3, всмоктуючим 7, напірним трубопроводом з нагнітальним клапаном. Поршень 3 з'єднаний з одним кінцем додатково установлених шатуна 2. Протилежне друге плече його з'єднано шарнірно зі штоком гідравлічного демпфера, а середня точка – із шатуном 2. Шатун 2 має зв'язок з колінвалом привода компресора.

Гідравлічний демпфер виконаний у вигляді двох циліндрів з поршнями, які діють пружинами 9. Застосування запропонованого компресора, в порівнянні з відомим, дасть можливість:

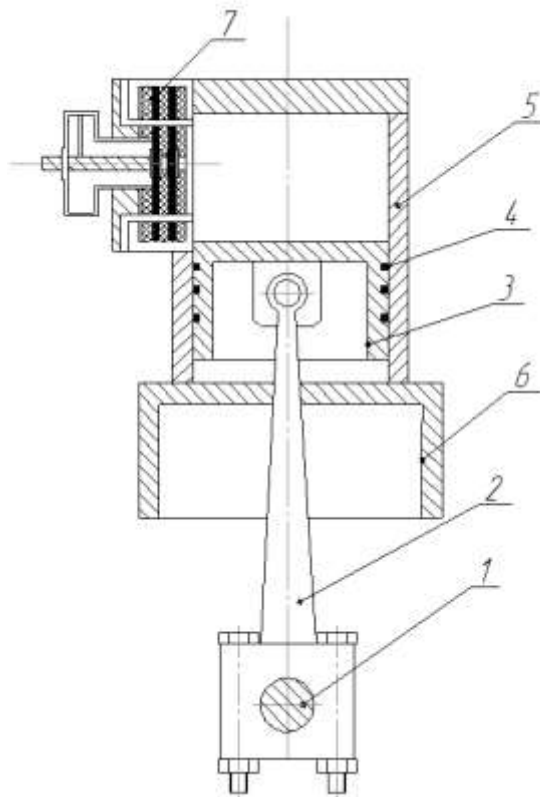
- змінювати подачу стисненого повітря як нового компресора, так і компресора із зношеними третьюми поверхнями деталей його циліндро-поршневої групи, шляхом ступеневого змінювання ходу і швидкості руху поршня.;
- підвищити надійність і довговічність компресора шляхом довготривалого забезпечення параметрів стисненого газу;
- автоматизувати керування роботою компресора.

Недоліками компресора є чутливість конструкції до забруднення робочого газового середовища, знос золотника, зміни конструкції при великих частотах колінвалу досить утруднені.

Компресор поршневий, що містить корпус, шатун, поршень, колінчатий вал, циліндр з кришкою, клапан, механізм приводу клапана, який відрізняється тим, що циліндр оснащений одним комбінованим клапаном примусової дії з можливістю виконання клапаном функції усмоктування і нагнітання клапанів, при цьому при знаходженні поршня в верхній точці циліндра клапан виконує нагнітальну функцію, при знаходженні поршня в нижній точці циліндра клапан виконує функцію всмоктування повітря або газу [6].

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 18
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Компресор поршневий (рисунок 1.11) відрізняється тим, що клапан з примусовим приводом містить пластини з пазами з можливістю здійснення ними тільки обертового руху і тим, що тіло поршня виконано гладким [7].



1 – колінвал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – компресійні кільця; 5 – циліндрів блок; 6 – картер компресора; 7 – клапанні механізми

Рисунок 1.11 – Схема принципова компресора

Недоліком компресора є те, що потрібно окремо робити привод клапанного механізму і узгоджувати його з рухом поршня.

1.3 Висновки до розділу

В результаті проведеного огляду та аналізу технологічних процесів охолодження та компресорів холодильних установок розглянуті основні типи конструкцій компресорів холодильних агрегатів, їх позитивних і негативних

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 19
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

сторін. Встановлено, що є досить багато типів компресорів, які використовуються у холодильних установках, але найбільш розповсюдженими є поршневі компресори. Ці компресори знайшли масове застосування в більшості країн. Але великим недоліком поршневих компресорів є відносно малий термін роботи шатунно-поршневої групи, тому була поставлена задача підвищити довговічність і ефективність роботи поршневої частини компресора ФВ6.

2 БУДОВА І ПРИНЦИП РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ МКВ 4-1-2

Холодильна машина МКВ 4-1-2 належить до одноступеневих компресійних напівавтоматичних машин для вистуження повітря з водяним

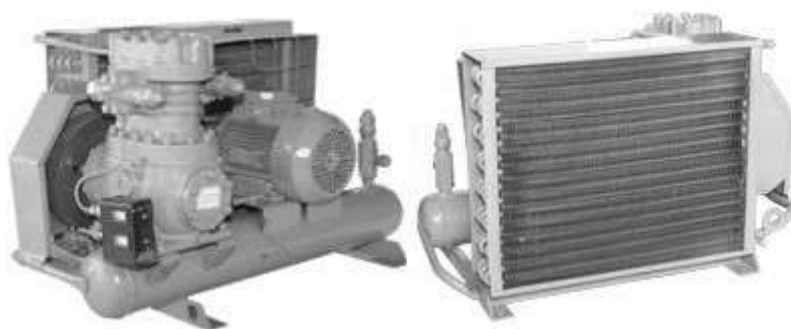
					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		20

механічних домішок і осушується. З теплообмінника агент по рідинній магістралі подається до терморегулюючим вентилям камер. У терморегулюючих ventилях холодильний агент дроселює від тиску конденсації до тиску кипіння. Холодоагент, що поступив у випарник кипить, віднімаючи тепло від навколишнього середовища, тобто від повітря холодильної камери. Відтавання випарників в камерах автоматично виконується розжареними парами хладону, що рухаються у випарник через вентиль. Пари фреону віддають в випарниках певну частину тепла на поверхню снігового шару, що приводить до танення.

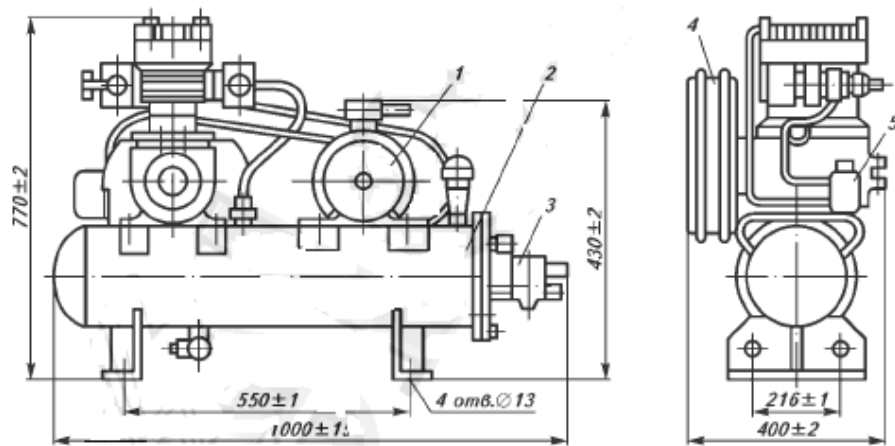
Охолоджені пари поступають на всмоктування в компресор. Періодичність і тривалість циклів відтавання залежить від умов експлуатації. Тривалість відтавання забезпечується настройкою реле часу. Випарник ІРСН-18 – теплообмінний апарат, в якому холодильний агент кипить за рахунок тепла сприйманого від навколишнього середовища [8]. Тип випарника – ребристо-трубний, сухий, настінний із зовнішньою передаючою поверхнею 17.8 м².

Умови експлуатації холодильної машини МКВ 4-1-2:

- Кліматичне виконання і категорії розміщення по ДСТУ;
- Температура навколишнього повітря °С +5...+40;
- Відносна вологість повітря при температурі 25 °С, %, не більше 98;



					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 22
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



1 –двигун, 2 –конденсатор, 3 – клапан електромагнітний,
4 –компресор, 5 – реле-датчик тиску

Рисунок 2.2 – Креслення загальн. вигляду холодильного агрегату МКВ 4-1-2

Технічна характеристика холодильного агрегату МКВ 4-1-2:

- Холодоагент – R 22.
- Номінальна потужність, кВт – 4,0.
- Холодопродуктивність, кВт – 14,5.
- Температура навколишнього повітря, °С – 10...48.
- Охолоджуваний об'єм, м³ – 10...26.
- Температурний режим в камері °С – +3...–15.
- Об'єм заправки, кг – 10.
- Напруга, В – 380.
- Габарити L×B×H, мм – 935×575×580.
- Маса, кг – 240.

2.1 Характеристика конструкції компресора ФВ6

Холодильний компресор ФВ 8 (рисунок 2.3) є одним з основних елементів холодильної установки і служить для здійснення безперервного холодильного

циклу за рахунок постійного відсмоктування пари холодильного агента з випарника і стиснення їх до тиску конденсації [9].

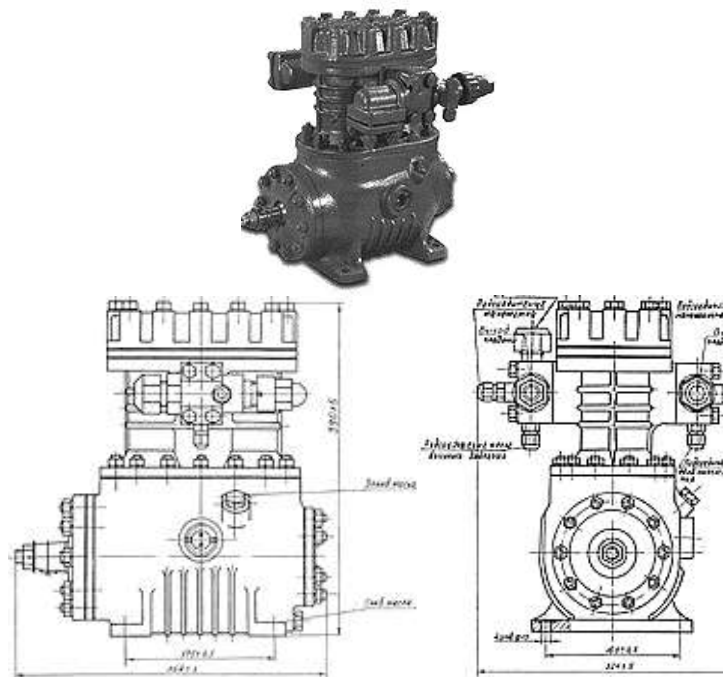


Рисунок 2.3 – Поршневий компресор ФВ 8

Мета призначення - для роботи в стаціонарних, суднових, транспортних холодильних установках. Забезпечує стабільну роботу при температурі зовнішнього повітря від 3 до 48°C.

Назва компресора: непрямочний поршневий холодильний одноступеневий вертикальний сальниковий.

Схема умовного позначення холодильного компресора 1П10-2-02:

- 1 – модифікація компресора;
- П10 – поршневий сальниковий, холодопродуктивністю на R22 на режимі: температура кипіння мінус 15°C; температура конденсації 30°C; температура всмоктування 20°C; температура рідини перед дросельним пристроєм 30°C;
- 2 – холодильний агент R22;
- 02 – для роботи без регулювання продуктивності.

						БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 24
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			

- Діаметр циліндра – 67,5 мм.
- Хід поршня – 50 мм.
- Число циліндрів – 2.
- Номінальна частота обертання валу – 24 с^{-1} (1440 об/хв.).
- Допустима робота компресора при частоті $28,2 \text{ с}^{-1}$
- Описуваний поршнями об'єм, $\text{м}^3/\text{год}$ – 33,8 (при $n=25 \text{ с}^{-1}$), 38,4 (при $n=28,2 \text{ с}^{-1}$).
- Холодопродуктивність – 12,65кВт.
- Вид приводу – через муфту чи клинопасову передачу.
- Холодильний агент: R22 – ГОСТ 8502-88.
- Реальна потужність, кВт – 3,88.
- Різниця тиску нагнітання і всмоктування не повинна перевищувати 1,6 МПа. Температура нагнітання не повинна перевищувати 180°C .
- Розрахунковий тиск 1,8 МПа .
- Компресори повинні зберігати герметичність при перевірці надмірним тиском 1,8 МПа.

При роботі на R22, температура всмоктування повинна бути:

- $t_{\text{вс}} = t_o + (15...20^\circ\text{C})$ при $t_o \geq 0^\circ\text{C}$;
- $t_{\text{вс}} = 20^\circ\text{C}$ при $-20^\circ\text{C} < t_o < 0^\circ\text{C}$;
- $t_{\text{вс}} = t_o + (35...40^\circ\text{C})$ при $t_o \leq -20^\circ\text{C}$.

Компресори відносяться до ремонтваних виробів і вимагають періодичного техобслуговування:

техобслуговування через 500 год; 3750 год із заміною масла і очищенням газового фільтру;

- технічне обслуговування через 3750 год;
- поточний ремонт через 7500 год;
- середній ремонт через 12500 год;
- капітальний ремонт через 30000 год.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 25
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2 Висновки до розділу

3 ВДОСКОНАЛЕННЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА ФБ 8

3.1 Вдосконалення компресійних кілець поршневого компресора ФБ 8

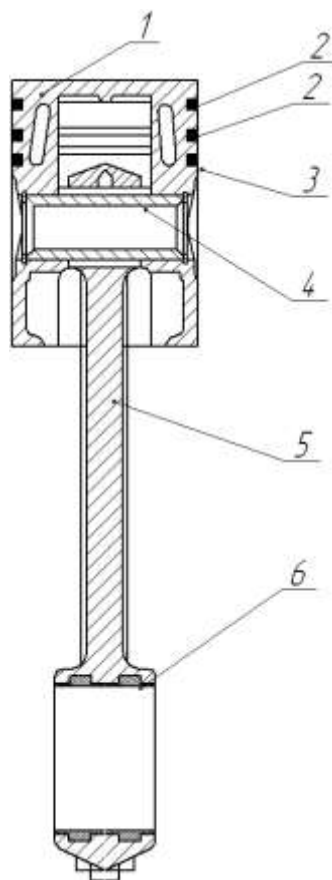
Надійна та довговічна робота поршневих компресорів залежить від експлуатаційних властивостей вузлів і деталей.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		26

Найважливішим механізмом компресора є шатунно-поршнева група. До неї входять: поршні, поршневі кільця, поршневі пальці, шатуни, шатунні вкладиші. Поршневі кільця запобігають перетіканню газу, що стискається, в картер і винесенню змащувального масла в порожнину стиснення компресора. Поршневі кільця компресора повинні володіти зносостійкістю і малим коефіцієнтом тертя. При цьому вони повинні швидко прироблятися і не допускати активного зносу циліндрових гільз поршневого компресора.

У поршневих компресорах застосовуються компресійні і знімні кільця з різних матеріалів.

Найбільш широкого поширення набули чавунні компресійні кільця. Володіючи достатньою пружністю, вони успішно виконують свої функції в перший період експлуатації компресора. При тривалій експлуатації відбувається знос як робочих поверхонь поршневих кілець, так і циліндрових гільз. Ресурс кілець складає не більше 12.5 тис. ч, а гільзочки замінюють через 21-24 тис. год. роботи поршневого компресора



1 – поршень; 2 – компресійні кільця; 3 – маслозміне кільце;
4 – поршневий палець; 5 – шатун; 6 – шатунний вкладиш.

Рисунок 3.1 – Поршнева група компресора ФБ 8

У компресорі ФБ 8 компресійні кільця виготовлені із перлітного чавуну СЧ 24 – 44.

Перлітний сірий чавун володіє високою міцністю, помірною твердістю і добре обробляється різцем. Висока міцність цього чавуну пояснюється присутністю в його структурі перліту і дрібних пластинок графіту.

Класифікація чавунів по мікроструктурі і методи її визначення приведені в ГОСТ 3443-77 [10].

Таблиця 3.1 – Механічні властивості сірого чавуну

Марка чавуна	Границя міцності при розтязі, кгс/мм ²	Границя міцності при згині, кгс/мм ²	Твердість по Брінелю, НВ
СЧ 24-44	24	44	170-241

Такі кільця володіють високою пружністю і щільно прилягають до дзеркала циліндра, але недоліком таких колек є їх високий коефіцієнт тертя, висока вартість перлітного чавуну, а також вони володіють високою крихкістю, що негативно відчувається при їх встановленні.

Для сірого чавуна вказують величину середнього тимчасового опору при розтязі (σ_B).

Сірий чавун при малому опорі розтягуванні має достатньо високий опір стисканню.

Структура металевої основи сірих чавунів залежить від складу і, перш за все, від кількості вуглецю і кремнію.

Для покращення характеристик поршневого кільця пропонуємо замінити компресійні кільця із сірого чавуну на кільця із полімерного матеріалу на основі капрону ТНК–2Г5, і на кільця, що виготовлені з графелону20 (на основі аліфатичного поліаміду ϵ -капролактаму), і вибрати кращий за властивостями матеріал.

Компресійні кільця із полімерного матеріалу на основі капрону ТНК–2Г5 мають нижчий коефіцієнт тертя ніж кільця із сірого чавуну СЧ 24-44, але їх недоліком є низький діапазон робочих температур (до 140°C). Так, при підвищенні температури стиснення, наприклад, при недостатній щільності клапанів або поломці клапанної пластини компресора, кільця із капрону ТНК–2Г5 розплавляються, що веде до передчасного виходу з ладу поршневого компресора [11]. Також їхнім недоліком є те, що вони мають малий модуль пружності і не прилягають щільно до дзеркала циліндра, тому для створення потрібного тиску потрібно використовувати експандер, а це впливає на вартість кілець.



Рисунок 3.2 – Компресійні кільця із графелону–20

Поліаміди (ПА) - гетероланцюгові полімери, які містять в основному ланцюгові амідні групи -CO-NH-, що повторюються [12]. Серед конструкційних термполімерів поліаміди займають перше місце у світі за обсягом виробництва.

З великої кількості поліамідів практичне значення мають:

- 1) вказують полі- ω -додеканамід - поліамід 12;
- 2) полі-м-феніленізофталамід (фенілон);
- 3) сопоімери поліаміди.

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні показники пресованих зразків графелону–

20

Показники	Графелон20
Температура крихкості, °С	– 80
Щільність, кг/м ³	1,32
Руйнуючі напруження, кгс/см ³	
при розтягу	1200 – 1400
при згині	2200 – 2400
при зрізі	1200
Границя текучості при стиску, кгс/см ²	2100 – 2300
Відносне видовження при розриві, %	6,6
Ударна в'язкість, кгс·см/см ²	40 – 50
Модуль пружності при стиску, кгс/см ²	40000 – 58000
Твердість, кгс/мм ²	29
Теплостійкість по Віка, °С	290

Зразки, отримані прес-литтям, по деяким показникам перевершують пресовані зразки. Особливо велика в них ударна в'язкість. Показники на міцність литих зразків приведені в (таблиці 3.3).

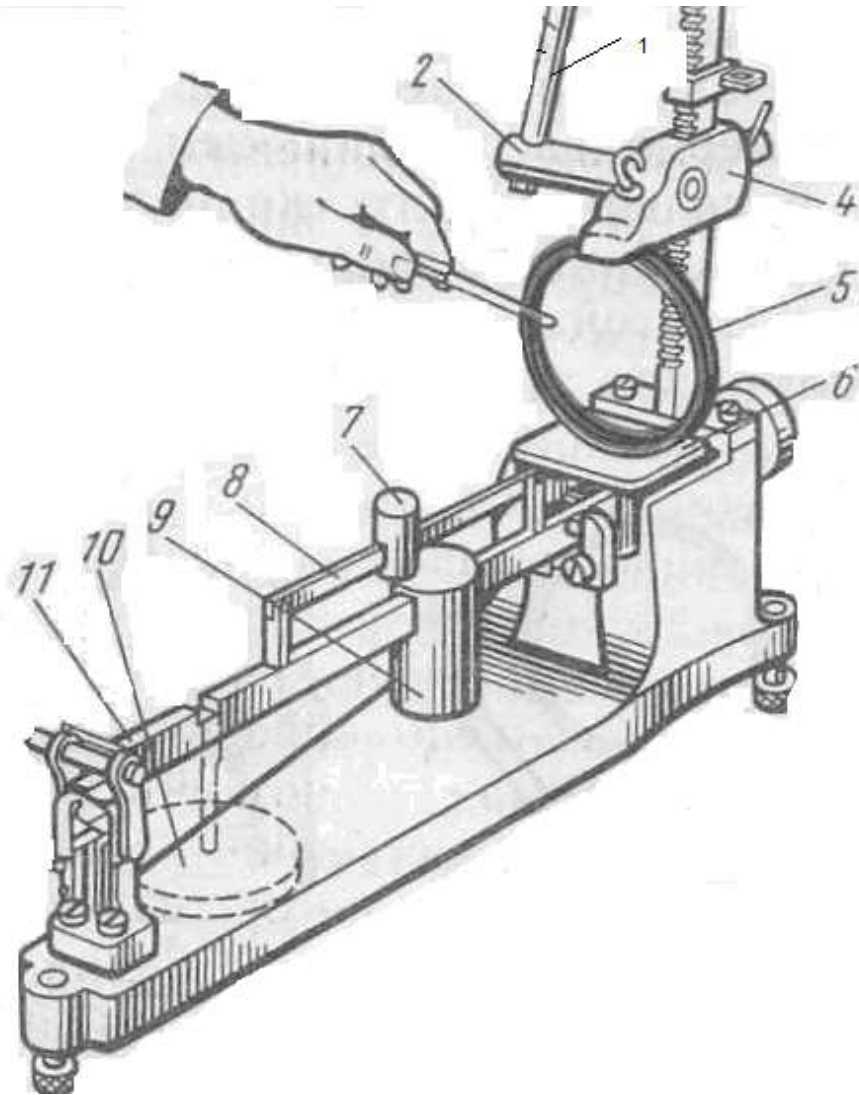
Порівнявши ці дані, ми побачимо, що компресійні кільця виготовлені з композиційного матеріалу графелон20 мають значно кращі експлуатаційні характеристики і більший термін експлуатації (в 2 – 2,5 рази) чим кільця із перлітного чавуну СЧ-24-44. Також вартість компресійних кілець з графелону набагато нижча чим кілець з чавуну, тому, що кільця нарізаються із вже готових заготовок.



Рисунок 3.3 – Перевірка зазору в спряженні поршневе кільце – канавка поршня

При ремонті поршневі кільця виготовляють по діаметру циліндра, і при серійному - кожному ремонтному розміру циліндра відповідає декілька розмірів поршневих кілець з різницею в діаметрі 0,05 мм. Поршневе кільце повинне ховатись в канавці поршня на 0,5 мм, а зазор в канаві по торцю повинен бути не менше 0,05 мм і не більше 0,10 мм. Якщо зазор по торцю малий, то кільце зачищають .

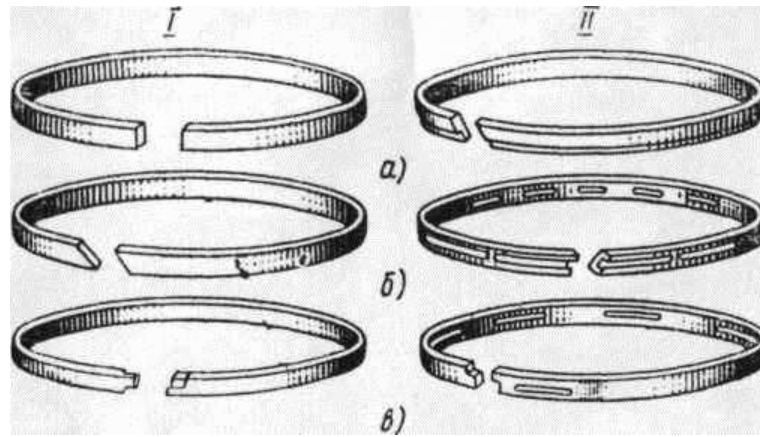
Наприклад, пружність поршневого кільця компресора ФБ 8 повинна бути не більше 2,3 і не менше 1,5 кг [13].



1 – ручка; 2 – валик з шестернею; 3 – зубчаста рейка; 4 – повзун; 5 – поршневе кільце; 6 – стіл вантажн механізму 9 – пересувні грузи; 8,11 – ричаги; 10 – підвісний груз.

Рисунок 3.4 – Пристрій для перевірки пружності поршневих кілець

На рисунку 3.5 показані форми замків компресійних і маслознімаючих кілець.



а – прямі, б – косі, в – східчасті. 1 – компресійні кільця, 2 –маслознімаючі

Рисунок 3.5 – Зразки поршневих кілець

Тронковий поршень, який є у компресорі, з'єднується безпосередньо із шатуном за допомогою поршневого пальця.



Рисунок 3.6 – Тронковий поршень і компресійне кільце

4 РОЗРАХУНКИ КОМПРЕСІЙНИХ КОЛЕЦЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Розраховуємо питомий тиск на бічну поверхню поршня:

$$\kappa_{\max} = \frac{N_{\max}}{DH} \quad (4.1)$$

Визначаємо нормальну складову сили N_{\max} :

$$N_{\max} = \kappa_{\max} \cdot D \cdot H; \quad (4.2)$$

де D – діаметр поршня;

H — висота поршня за винятком сумарної висоти кілець.

Підставивши значення отримаємо:

$$N_{\max} = 0,20 \cdot 0,0675 \cdot 0,10125 = 0,00137 \text{ МН/м}^2.$$

Можна допускати:

$$\kappa_{\max} \leq 0,15 \div 0,35 \text{ МН/м}^2,$$

приймаючи більші значення для швидкохідних компресорів. Повну висоту поршня H вибирають у межах:

$$H = (0,8 \div 1,5) D; \quad (4.3)$$

$$H = 1,5 \cdot 67,5 = 101,25 \text{ мм},$$

причому верхній ставиться до поршнів II щабля.

Поршень, який показаний на рисунку 3.6 застосується тільки для I і II ступенів компресора. Для рівномірності зношування поршня вісь пальця розташовувати треба так, щоб її проекція проходила через центр ваги опорної поверхні. Положення центра ваги визначається за винятком поршневих кілець.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 35
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Діаметральний зазор δ (мм) між поршнем і циліндром у холодному стані може:

$$\delta = (0,8 \div 1,2) \cdot \frac{D}{1000}; \quad (4.4)$$

Підставивши значення отримаємо:

$$\delta = 1 \cdot \frac{67,5}{1000} = 0,0675 \text{ мм};$$

при більше точному знання температурного розширення поршня:

$$\delta = \alpha \cdot \Delta t \cdot D + \delta_0 \text{ мм}; \quad (4.5)$$

де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для композитного матеріалу графенол, град⁻¹; Δt – різниця між температурами поршня й циліндра, град; D – діаметр циліндра, мм; $\delta_0 = 0,05$ мм – зазор посадки по 10-му квалітеті.

$$\delta = 22 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 67,5 + 0,05 = 0,08713.$$

За теорією поршневого кільця, граничний тиск кільця p_k (МН/м²) на стінку циліндра буде:

$$p_k = \frac{A \times E}{113 \times r_n} \times \left(\frac{s}{r_m} \right)^3; \quad (4.6)$$

де $A = (0,004 - 0,005) \cdot D_{\text{ц}}$ – величина замка по середньому діаметру вільного кільця, м;

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 36
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

$$p_k = \frac{3,04 \times 10^{-4} \times 0,5 \times 10^6}{113 \times 0,03375} \times \left(\frac{0,0025}{0,0325} \right)^3 = 0,0204 \text{ МН/м}^2.$$

$$A = 0,0045 \times 67,5 = 0,304 \text{ мм.} \quad (4.7)$$

$E = 0,40 \cdot 10^6 \div 0,5 \cdot 10^6$ – модуль пружності, МН/м^2 .

Зовнішній радіус поршня:

$$r_n = \frac{D}{2}; \quad (4.8)$$

отримаємо:

$$r_n = \frac{0,0675}{2} = 0,03375 \text{ м.}$$

Середній радіус кільця в циліндрі:

$$r_m = \frac{D - s}{2}; \quad (4.9)$$

$$r_m = \frac{0,0675 - 0,0025}{2} = 0,0325 \text{ м.}$$

Радіальна товщина кільця, м

$$s = \left(\frac{1}{27} \dots \frac{1}{37} \right) \cdot D; \quad (4.10)$$

Потім отримаємо:

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 37
Зм.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$s = \frac{1}{27} \cdot 0,0675 = 0,0025 \text{ м.}$$

Напруження згину σ_{3z}' (МН/м²), яке виникає в внутрішніх шарах при роботі кільця :

$$\begin{aligned} \sigma_{3z}' &= 12p_{\kappa} \left(\frac{r_m}{s}\right)^2 = 3p_{\kappa} \left(\frac{D}{s} - 1\right)^2 = \\ &= 3 \cdot 0,0204 \cdot \left(\frac{0,0675}{0,0025} - 1\right)^2 = 41,4 \text{ МН/м}^2. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Напруження згину σ_{3z}'' (МН/м²), яке виникає при насадженні кільця:

$$\sigma_{3z}'' = \frac{0,625E}{\left(\frac{r_m}{s}\right)^2} \left(1 - \frac{A}{9,426s}\right); \quad (4.12)$$

Підставивши, отримаємо:

$$\sigma_{3z}'' = \frac{0,625 \cdot 0,5 \cdot 10^6}{\left(\frac{0,0325}{0,0025}\right)^2} \cdot \left(1 - \frac{3,04 \cdot 10^{-4}}{9,426 \cdot 0,0025}\right) = 182,5 \text{ МН/м}^2.$$

Напруження в робочому стані зростає із збільшенням радіальної товщини кільця s і розкриття замка A , знаходяться в межах:

$$A = (3,7 \dots 5) s; \quad (4.13)$$

$$A = 4 \cdot 0,0025 = 0,01 \text{ м.}$$

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 38
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Тепловий зазор a , (мм) у замку кільця, встановленого в циліндр, вибирається рівним:

$$a = \pi \cdot \alpha \cdot (t_k - t_o) \cdot D; \quad (4.14)$$

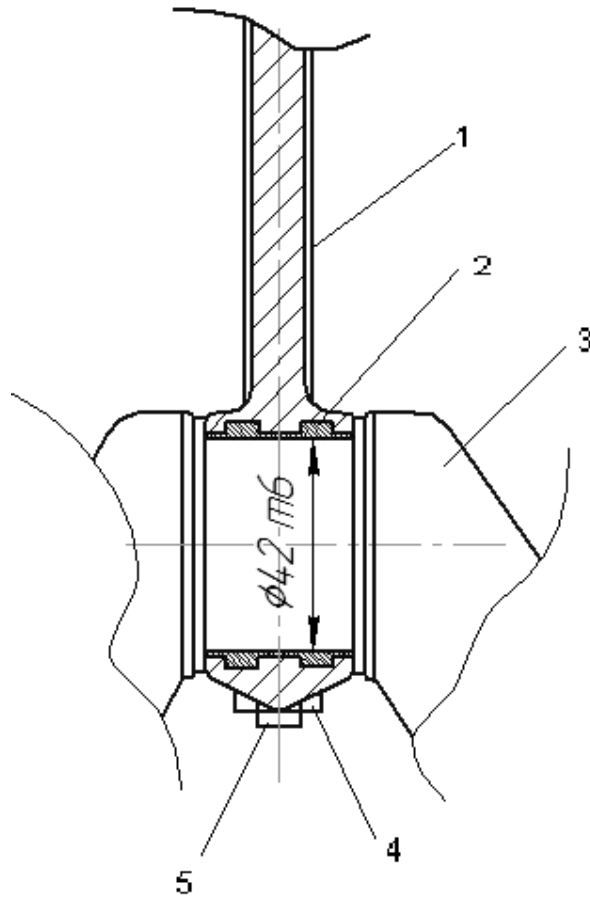
де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6}$ - коефіцієнт лінійного розширення, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_k - робоча температура кільця, $^{\circ}\text{C}$; t_o - температура холодного циліндра, $^{\circ}\text{C}$.

Потім одержимо вираження для теплового зазору:

$$a = 0,004 \cdot D = 0,004 \cdot 68 = 0,272 \text{ мм.}$$

4.1 Удосконалення шатунних кілець компресора ФБ 8

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		39



1 – шатун; 2 – кільце; 3 – колінвал; 4 – гайка; 5 – шатунний болт

Рисунок 4.7 – Схема з'єднання колінвал - кільце

Кільце компресора ФБ 8 виготовлений із бабіту Б83.

Бабіти — це легкоплавкі сплави на основі олова (олов'яні бабіти) та свинцю (свинцеві бабіти). Тонкостінні вкладиші виготовляють штампуванням з біметалевої стрічки, отриманої розливанням. Підшипники великого діаметра заливають центробіжним способом і литтям під тиском [14].

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 23.00.00.000 ПЗ

Арк.
40



Рисунок 4.8 – Шатунне кільце компресора ФБ 8

Бабіти мають високу пластичність, температуру заливання (310 ...420°) і малий коефіцієнт тертя. Високі антифрикційні властивості бабітів зумовлюються наявністю твердих кристалів у м'якій основі.

$$\sigma_B = 90 \text{ МПа}; \delta = 6 \div 9\% .$$

Температура плавлення 370-342°С.

Мікроструктура - пластична основа, що складається з α - твердого розчину сурми і міді в олові, в яку вкраплені світлі тверді включення $SnSb$ і включення Cu_3Sn .

Бабіти мають низьку твердість (15-30 НВ), низьку температуру плавлення (240—320 °С), високі антифрикційні властивості, досить зпрацьовуються. Недоліком бабітів є їх ціна та низька контактна витривалість, так у олов'яних бабітів. Тому такі сплави не використовують для швидких машин.

Товщина шару бабіту впливає на втомну міцність. Так, зменшення товщини шару з 0,75 до 0,075 мм підвищує термін експлуатації підшипника у 4,5 рази. У біметалевих вкладних товщина шару бабіту змінюється від кількох міліметрів до 0,2 мм. Подальше зменшення товщини шару неможливе.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 41
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Колінчастий вал компресора виготовлений із легованої сталі 40ХГ. Хромисті сталі схильні до відпускнуї ламкості, тому після високого відпуску охолодження повинно бути швидким, для малих деталей – в маслі і для великих – в воді.

$$\sigma_B = 500 \div 610 \text{ МПа}, \sigma_{0,2} = 300 \div 360 \text{ МПа}, \delta = 21 \div 16\%$$

Заготовки для валів при серійному виробництві отримують методом гарячого штампування, а для валів великих розмірів і при дрібносерійному виробництві — шляхом кування. Після штампування заготовки піддають нормалізації.

Зносостійкість шийок валів, що сполучаються з підшипниками ковзання, підвищують гартуванням їх поверхні струмами високої частоти на глибину 1,5—3 мм. Твердість загартованих поверхонь шийок для валів із сталі 40 і 40Х НРС 48—58.

4.2 Визначення умов роботи

Деталі компресора працюють при динамічних навантаженнях. При цьому, частота обертання головного валу складає 1540 об/хв, що в свою чергу накладає на деталі певні умови відносно точності їх обробки, монтажу та матеріалів, які застосовуються при їх виготовленні.

Найбільшому зносу при знакозмінних навантаженнях та високих взаємних швидкостях підлягають пари тертя ковзання. В нашому випадку найбільш навантаженими є шатунні вкладиші, а саме, пари тертя колінвал-вкладиш. Причому, вкладиш навантажений як по внутрішній так і по зовнішній циліндричній поверхні. Вал підлягає зносу в зоні контакту з вкладишем.

Вкладиш зношуються по внутрішній циліндричній поверхні, крім того, можливе порушення посадки між зовнішньою циліндричною поверхнею вкладиша та корпусом шатуна.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 42
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Зноси деталей машин визначаються тиском, циклічними навантаженнями, режимами змащування і ступенем їх стабільності, швидкістю взаємного переміщення поверхонь тертя, температурними режимами, агресивністю навколишнього середовища тощо.

Як відомо, в залежності від виду тертя, всі деталі розділені по типу зношування на 5 груп.

До цієї групи відносять деталі ходової частини мобільних машин, для яких основним фактором, є абразивне зношування деталей.

Внаслідок забруднення мастильних матеріалів, на робочих поверхнях створюються подряпини, що призводить до прискореного зношування таких пар тертя.

Тому найбільшому зносу мають контактні поверхні двох деталей, які входять до пари тертя.

Причиною зносу є такі контактні навантаження, які виникають в процесі взаємного переміщення поверхонь тертя.

4.3 Розрахунок довговічності роботи вкладиша із бабіту

Пари спряження вал – підшипник ковзання мають до найбільш поширених пар тертя, які вимагають завжди таких розрахунків довговічності.

Розрахункова схема такого з'єднання приведена на рисунку 4.9.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		43

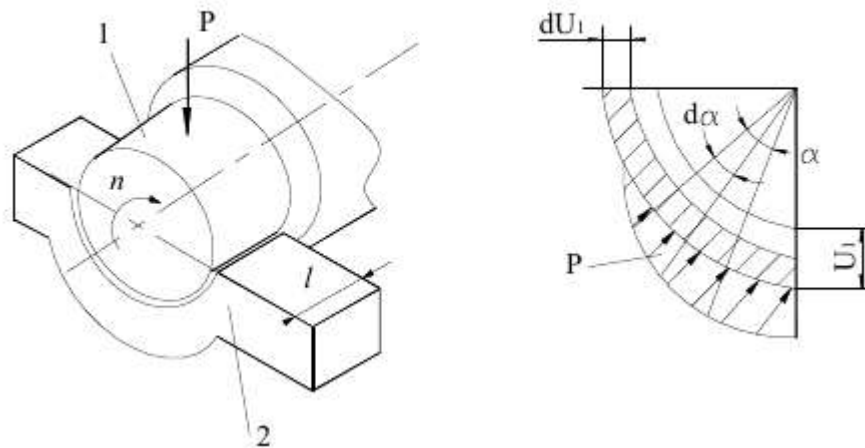


Рисунок 4.9 – Схема розрахунку колінч. вал – підшипник ковзання

Вихідні дані:

Посадка – Н6/е7; матеріал колінчатого валу – сталь 40ХГ; діаметр валу – $D = 42$ мм; початкове значення зазору між валом і підшипником – $\Delta п = 0,014$ мм; довжина підшипника – $l = 25$ мм; навантаження на вал – $P = 2861,325$ Н;; кінцеве значення зазору між валом і підшипником – $\Delta к = 0,053$ мм; кут обхвату валу – $2\alpha_0 = 170^\circ$; частота обертання валу – $n = 1540$ об/хв; матеріал підшипника – Б83.

Розрахувати: довговічність пари тертя.

Навантаження на колінвал компресора:

$$P = T \cdot \pi \cdot R^2; \quad (4.15)$$

де $T = 1,7$ МПа – тиск,

$$P = 1,7 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,03375^2 = 2861,325 \text{ Н.}$$

Граничне навантаження на підшипник:

$$p_{кр} \approx 2p_{сер}; \quad (4.16)$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

де $p_{\text{пд}}$ – середній тиск на підшипник.

$$p_{\text{СЕР}} = \frac{P}{n \cdot s_K} = \frac{P}{n \cdot 2\alpha_0 \cdot \frac{D}{2} \cdot l_n}; \quad (4.17)$$

де s_K – зона контакту, n – кількість опор валу, $n = 2$.

$$p_{\text{СЕР}} = \frac{2861,325}{2 \cdot 2,966 \cdot \frac{0,042}{2} \cdot 0,025} = 883432,57 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_{\text{КР}} \approx 2 \cdot 883432,57 = 1766865,13 \text{ Н/м}^2.$$

Швидкість зношування пари спряження розраховують :

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p_{\text{кр}}^{m_1} \cdot U^{n_1}; \quad (4.18)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p_{\text{кр}}^{m_2} \cdot U^{n_2}, \quad (4.19)$$

де U – швидкість відносного руху ковзання валу по підшипнику;

$$k_1 = 1,3 \cdot 10^{-13}; k_2 = 4,6 \cdot 10^{-12}; m_1 = 1,77; m_2 = 1,58.$$

$$U = 2\pi \cdot R \cdot n, \quad (4.20)$$

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 45
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

де R - радіус вала.

$$R = \frac{D}{2}; \quad (4.21)$$

$$R = \frac{42 \cdot 10^{-3}}{2} = 21 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$U = 2 \cdot 3,14 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 1440/60 = 3,165 \text{ м/с};$$

$$\gamma_1 = 1,3 \cdot 10^{-13} \cdot 1766865,13^{1,77} \cdot 3,165 = 0,046975 \text{ м/с};$$

$$\gamma_2 = 4,6 \cdot 10^{-12} \cdot 1766865,13^{1,58} \cdot 3,165 = 0,1080719 \text{ м/с}.$$

Швидкість збільшення величини пари спряження за формули:

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}; \quad (4.22)$$

$$\gamma_{1-2} = \frac{0,108072 + 0,046975}{1} = 0,155047 \text{ м/с}.$$

Допустиме значення такого зазору в пари спряження:

$$U_{1-2} = \Delta_k - \Delta_n; \quad (4.23)$$

$$U_{1-2} = 53 - 14 = 39 \text{ мкм} = 0,000039 \text{ м}$$

Знос:

$$\frac{U_1}{U_{1-2}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_{1-2}}, \quad U_1 = \frac{U_{1-2} \cdot \gamma_1}{\gamma_{1-2}}; \quad (4.24)$$

$$\frac{U_2}{U_{1-2}} = \frac{\gamma_2}{\gamma_{1-2}}, \quad U_2 = \frac{U_{1-2} \cdot \gamma_2}{\gamma_{1-2}}; \quad (4.25)$$

$$U_1 = \frac{0,000039 \cdot 0,046975}{0,155047} = 0,000011816 \text{ м/с};$$

$$U_2 = \frac{0,000039 \cdot 0,108072}{0,155047} = 0,00002718 \text{ м/с}.$$

перевірка:

$$U_{1-2} = U_1 + U_2 = 0,000011816 + 0,00002718 = 0,000039 \text{ м/с}.$$

розраховується за наступною формулою:

$$t = \frac{U_1 \cdot (\alpha_0 k_1 + \pi k_2)}{\gamma_{1-2} \cdot k_1 \cdot \sin \alpha_0}; \quad (4.26)$$

$$t = \frac{0,000011816 \cdot (1,483 \cdot 1,3 \cdot 10^{-13} + 3,14 \cdot 4,6 \cdot 10^{-12})}{0,155047 \cdot 1,3 \cdot 10^{-13} \cdot \sin(1,483)} = 8614 \text{ год}.$$

Для вдосконалення шатунних вкладишів пропонується замінити, і вибрати кращий за властивостями з них, існуючий матеріал (бабіт Б83) на графелон20.

При великій площі і малій товщині виробів прес-порошок перед брикетуванням потрібно ретельно розрівняти.

Порошки графелон можна нагрівати на повітрі до порівняно високих температур, тому доцільніше використовувати звичайні сушильні шафи.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 47
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Оптим. температура преса для графелону саме є температура 330°C, при якій показники на міцність виробів, у тому числі й ударна в'язкість, мають максимальні значення.

Для розрахунку часу, необхідного для прогрівання прес – матеріалу рівномірно по всьому об'єму, краще взяти апарати про температуропровідність полімерів.

Для пластин:

$$\tau_{пл} = \frac{4}{\pi^2} \cdot \frac{\left(\frac{S}{2}\right)^2}{a} \cdot \ln\left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\theta_a}{\theta_m}\right); \quad (4.27)$$

і для циліндра:

$$\tau_{ц} = \frac{r^2}{5,79 \cdot a} \cdot \ln\left(1,6 \cdot \frac{\theta_a}{\theta_m}\right); \quad (4.28)$$

де: $\tau_{пл}$ і $\tau_{ц}$ – час прогрівання середини зразка, год;

s і r – товщина пластини й радіус циліндра, м;

a – коефіцієнт температуропровідності, м²/год;

$$\theta_a = T_o - T_a; \theta_m = T_o - T_m. \quad (4.29)$$

Розрахункові величини наагріву при $a = 4 \cdot 10^{-4}$ м²/год, $T_o = 340^\circ\text{C}$, $T_a = 230^\circ\text{C}$ і $T_m = 335^\circ\text{C}$, які відповідають для пресування графелону, приведені в таблиці 4.6

Таблиця 4.6 – Тривалість нагріву брикетів

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 48
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Товщина плоского чи діаметр циліндричного брикетів, мм	6	10	20	25	30	40	50
Тривалість прогріву пластини, хв.	1,8	5	20	–	45	80	–

Зразки, які одержують пресуванням, часто доситьмають співмірні розміри в різних напрямках. Теплообмін виникає по всій зовнішній поверхні прес-матеріалу.

При нагріванні форми з const швидкістю різниця температур:

$$\Delta t = \frac{br^2}{4a}, \quad (4.30)$$

При пластині:

$$\Delta t = \frac{bs^2}{8a}; \quad (4.31)$$

де Δt – перепад температур, °С; r – радіус циліндра, м; S – товщина пластини, м; a – температуропровідність, м²/год, b – швидкість нагрівання форми, °С/год;

Розрахунок за цими формулами показує, що перепад температур при швидкостях нагрівання 5...9 °С/хв. у декілька разів менше порівняно з випадком, коли брикет переноситься у форму, нагріту до максимальної температури.

Температура зняття тиску при переробці полімерів типу графелон повинно проходити під тиском по крайній мірі до 250°С.

Граничні температури експлуатації ароматичних поліамідів визначаються як їх тепло, так і термостійкістю. В результаті граничні робочі температури одних поліамідів обмежуюються термостійкістю, а інших – теплостійкістю.

Крім достатньо високих робочих температур матеріали на основі ароматичних поліамідів мають чудові показники на міцність.

В ізотропному стані ароматичні блочні поліаміди працюють по міцності (часто по твердості і модулю пружності) (таблиця 4.7).

Таблиця 4.7 – Міцність пластичних мас на основі ароматичних поліамідів

Полімер	Граничне напруження, МПа	
	при розтягу	при згині
Ароматичні поліаміди (графелон)	180 – 220	260 – 320

Графелон – полімерний композиційний матеріал на основі ароматичного поліамідів, важких ароматичних поліефірів, полікарбонату, поліімідів, поліформальдегіду і його сополімерів, полііноксадинів, поліоксадіазолів, поліфеніленсульфонів, поліфеніленоксидів, і наповнювача – вуглецевого волокна, отриманого по технології, модифікованого спеціальними добавками.

По комплексу механічних показників графелон перевищує більшість промислових пластмас. За міцністю уступає тільки маркам композиційним склопластиків

У таблиці 4.8 бачимо фізичні і механічні параметри показники зразків графелону при прямому пресуванні.

Таблиця 4.8 – Фізичні і механічні параметри пресованих прикладів графелону

Показники	Графелон
Густина, г/см ³	1,33
Граничні напруження, МПа	
при розтягу	100 – 160

при згині	220 – 260
при зрізі	130
Границя текучості при стиску, МПа	200 – 230
Відносне видовження при розриві, %	6,8
Ударна в'язкість, МПа см	35 – 55
Модуль пружності при стиску, МПа	3000 – 3200
Твердість, одиниць	31

Показники на міцність литих зразків приведені в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Фізичні і механічні параметри литих дослідів з графелоном

Показники	Графелон
Руйнуюче напруження, МПа	
при розтягу	175 – 205
при згині	280
Границя текучості при стиску, МПа	270
Ударна в'язкість, МПа	140 – 180
Теплостійкість з Віка, °С	320

Саме краще поєднання жорсткості з в'язкістю і з пластич. деформаціями є основною перевагою графелону з усіма сплавами і полімерами.

Однак на відміну від звичайних полімерів міцність залишається високою при значному нагріванні: і границя плину міцності при стиску при 260°С для графелону складає 110 МпПа.

Руйнування всіх поверхонь графелону здійснювалось при значних 140 – 150 і 180 – 200 кгс/см² при випробуваннях без змащення..

Коефіцієнт тертя графелон при роботі без змащення є достатньо великим, і незмінним в широкому інтервалі температур.

Посадка – Н7/е8; матеріал колінвала – сталь 40ХГ; довжина підшипника – $l = 25$ мм; навантаження на вал – $P = 2861,325$ Н; діаметр валу – $D = 42$ мм; початкове значення зазору між валом і підшипником – $\Delta p = 0,014$ мм; ; кут обхвату вала – $2\alpha_0 = 170^\circ$; частота обертання валу – $n = 1540$ об/хв; кінцеве значення зазору між валом і підшипником – $\Delta k = 0,053$ мм; матеріал підшипника – графелон – 20.

Необхідно: розрахувати довговічність пари спряження.

Навантаження в умовах колінвала поршн. компресора:

$$P = T \cdot \pi \cdot R^2; \quad (4.32)$$

де $T = 1,7$ МПа – тиск, що створюється компресором.

$$D = 1,7 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,03375^2 = 2861,325 \text{ Н.}$$

Граничне навантаження в зоні пари спряження :

$$p_{кр} \approx 2p_{сер}; \quad (4.33)$$

де $p_{сер}$ – середній тиск на підшипник.

$$p_{сер} = \frac{P}{n \cdot s_k} = \frac{P}{n \cdot 2\alpha_0 \cdot \frac{D}{2} \cdot l_n}; \quad (4.34)$$

де s_k – зона контакту, n – кількість опор валу, $n = 2$.

$$p_{сер} = \frac{2861,325}{2 \cdot 2,966 \cdot \frac{0,042}{2} \cdot 0,025} = 883432,57 \text{ Н/м}^2;$$

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 53
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$p_{kp} \approx 2 \cdot 883432,57 = 1766865.13 \text{ Н/м}^2.$$

Швидкість спряження для пари зношення:

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p_{kp}^{m_1} \cdot U^{n_1}; \quad (4.35)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p_{kp}^{m_2} \cdot U^{n_2}, \quad (4.36)$$

де U – швидкість руху ковзання валу;

$$k_1 = 1,216 \cdot 10^{-6}; k_2 = 4,6 \cdot 10^{-12}; m_1 = 4,5; m_2 = 1,58.$$

$$U = 2\pi \cdot R \cdot n, \quad (4.37)$$

де R - радіус вала.

$$R = \frac{D}{2}; \quad (4.38)$$

$$R = \frac{42 \cdot 10^{-3}}{2} = 21 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$U = 2 \cdot 3,14 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 1440/60 = 3,165 \text{ м/с};$$

$$\gamma_2 = 1,216 \cdot 10^{-6} \cdot 1766865,13^{4,5} \cdot 3,165 = 0,1080719 \text{ м/с}.$$

Швидкість Зношення зазору рахують:

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}; \quad (4.39)$$

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 54
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Допустиме значення зазору в парі спряження розрахувати потрібно:

$$U_{1-2} = \Delta_k - \Delta_n; \quad (4.40)$$

$$U_{1-2} = 53 - 14 = 39_{\text{мкм}} = 0.000039_{\text{м}}$$

Зношення елемента встановлюється:

$$\frac{U_1}{U_{1-2}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_{1-2}}, \quad U_1 = \frac{U_{1-2} \cdot \gamma_1}{\gamma_{1-2}}; \quad (4.41)$$

$$\frac{U_2}{U_{1-2}} = \frac{\gamma_2}{\gamma_{1-2}}, \quad U_2 = \frac{U_{1-2} \cdot \gamma_2}{\gamma_{1-2}}; \quad (4.42)$$

$U_1 = 6,33 \cdot 10^{-4} \text{мм/с}$ – величина зносу графелону-20.

$$U_2 = \frac{0,000039 \cdot 0,108072}{0,155047} = 0,00002718_{\text{м/с}}.$$

З формули (4.42) визначаємо γ_{1-2} :

$$\gamma_{1-2} = \frac{U_{1-2} \cdot \gamma_2}{U_2};$$

$$\gamma_{1-2} = \frac{0.000039 \cdot 0,1080719}{0,00002718} = 0,15507_{\text{м/с}}.$$

Ресурс зносу пари тертя обчислено:

$$t = \frac{U_1 \cdot (\alpha_0 k_1 + \pi k_2)}{\gamma_{1-2} \cdot k_1 \cdot \sin \alpha_0};$$

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 55
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$t = \frac{0,000000633 \cdot (1,483 \cdot 1,216 \cdot 10^{-6} + 3,14 \cdot 4,6 \cdot 10^{-12})}{0,15507 \cdot 1,216 \cdot 10^{-6} \cdot \sin(1,483)} = 25846,5 \text{ год.}$$

4.5 Висновки до розділу

Виконавши необхідні розрахунки було встановлено, що кільця компресора із композитного матеріалу Графелон20 мають виграшний час експлуатації припрацювання, кращі коефіцієнт тертя і термін експлуатації порівняно кільцями з чавуну перлітного.

Також провівши розрахунки бабітових вкладишів і вкладишів з графелону на довговічність роботи було встановлено, що вкладиші з графелону мають більший термін роботи (в 3 рази) ніж бабітові вкладиші.

Отже, проаналізувавши зазначені вище переваги вдосконаленого компресора, можна зробити висновок, що шатунна група компресора має вищий термін експлуатації, а тому повністю вирішує виробничі завдання.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		56

ВИСНОВКИ

В результаті огляду рекомендованих посилань технічної інформації встановлено, що є досить багато компресорів, які показали себе у холодильних машинах, і кращі є поршневі компресори. Саме поршневі компресори вийшли на перше місце серед передових країн. А притому для поршневих компресорів мінусом є відносно невеликий строк роботи поршневої конструкції.

В результаті цього аналізу поставлена мета зробити довговічність роботи поршневої конструкції компресора ФВ8 дієвою внаслідок підбору конструкційних сплавів і полімерів кілець компресора та вкладишів шатунів на прогресивний полімер з замалим коефіцієнтом тертя і значним терміном роботи.

За результатами дипломної роботи нами вирішено замінити чавун кілець компресора і бабітових вкладишів. Основним із серії пошукових композитних матеріалів став матеріал Графелон 20.

Графелон зарекомендував себе з кращих сторін як чудовий конструкторський сплав і композитний полімер, саме для деталей тертя і пристроїв, що виконують свою роботу при значних витратах, тисках, і фазах спрацювання. Поєднання зносостійкості із пластичністю, твердості і втомливостю і також при величезній ударній міцності виконують саме надійну і довговічну роботу при експлуатації кілець компресора, вкладишів, і також сідел клапанів. Саме ці деталі діють в інтервалі температур від -55 до 300°C при стабільній герметичності для тисках до 38 МПа. В деяких випадках графелон став найкращою основою пар спряження для гідравтоматики в умовах експлуатації для різних і навантажених середовищ.

Саме значна теплостійкість графелону служить для умов роботи в якості опор обертання.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 57
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Було встановлено, що компресійні кільця з Графелону отримали малий час припрацювання, малий коефіцієнт тертя при значному строці експлуатації в порівнянні з чавунними кільцями.

При аналізі розрахунків і вкладишів з графелону 20 та бабітових вкладишів на довговічність роботи зроблено висновок, що графелон суттєво має набагато гарантований термін неперервної експлуатації порівняно з бабітом, в 2.8...3.5 раз краще.

Отже, проаналізувавши всі розглянуті переваги вдосконаленого компресора, отримуємо висновок, що зроблена нами шатунна група компресора має більший термін експлуатації, а тому повністю вирішує заплановане завдання.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		58

1. Константинов С. М. Теплообмін : підручник / С.М. Константинов. – К. : ВПІ ВПК “Політехніка” Інрес, 2005. – 314 с.
2. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка : підруч. для студ. ВНЗ / О. Ф. Буляндра. – 2-ге вид., випр. – К. : Техніка, 2006. – 320 с.
3. Фесенко Б.С. Поршневі компресори – К.: Техніка, 2004. – 355 с.
4. Авторське свідоцтво на винахід 1525310 СРСР, МКВ F04B 25/00. Поршневий компресор / Івашев Є.А., Концевич В.Г. (СРСР) - 4332800/25-29; Заявл. 08.1987; Опубл.30.11.1988 , Бюл. № 44
5. Деклараційний патент на корисну модель 34143 Україна, МПК(2006) F04B 35/00. Компресор / Божок А. М., Гераськін В. М. (Україна).- 200803719; Заявл. 24.37.2008; Опубл. 25.07.2008, Бюл. № 18
6. Авторське свідоцтво на корисну модель 34143 Україна, МПК F04B45/00 Поршневий компресор / Шуваєв Л.В. (Україна).- 200705908; Заявл.29.05.2007; Опубл.26.11.2007, Бюл. № 42
7. Дубровська В. В., Шкляр В.І. Термодинаміка та теплообмін: Навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2016. –150с.
8. Бондар Є.С. Побутові електроприлади і машини. – К.: Техніка, 2008. – 288 с.
9. Мелечук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильного і теплонасосного обладнання / С.С.Мелечук, В.М.Арсеньєв. – Суми: СДУ, 2012. – 184 с.
10. Василенко І.І. Конструкційні та електротехнічні матеріали / Василенко І.І., Широков В.В., Василенко Ю.І. Навчальний посібник. – Львів: Магнолія - 2006. – 242 с..
11. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар’яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Принтінфо, 2006. – 550 с.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк. 59
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

12. Кішка М.М. Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин – К.: Техніка, 2004. – 348 с.

13. Петко І. В. Електропобутова техніка : підручник для студентів вищих навчальних закладів / І. В. Петко, О. П. Бурмістенков, Т. Я. Біла, М.Є. Скиба. – Хмельницький : ХНУ, 2017. – 233 с.

14. Ремонт, монтаж та експлуатація технологічного обладнання легкої промисловості. Методичні вказівки до дипломного проектування для студентів спеціальності “Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування” / М.Є. Скиба, В.І. Іщук – Хмельницький: ТУП, 2002. – 56 с.

15. Сіренко Г.А., Свідерський В.П., Антифрикційні термостійкі полімери – К.: Техніка, 1998. – 216 с.

16. Суровцев О.Б. Хімічна технологія виробництва полімерів / О.Б. Суровцев., І.А. Мандзюк. – Хмельницький: ХНУ, 2003. – 178 с.

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		60

Додатки

					БРМА 23.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		61