

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»**

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Монтаж і обслуговування

холодильно-компресорних

машин та установок»

Група: МХ - 54

# **Дипломний проект**

**студента денного відділення**

**МХ 54. 020. 000 ДП**

**МЕЛЬНИЧУКА  
ОЛЕКСАНДРА  
ВАСИЛЬОВИЧА**

**м. Одеса  
2022 р.**

# Міністерство освіти і науки України

## ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання

«30» грудня 2021 р.

Дата закінчення проекту

«01» липня 2022 р.

Затверджую

Заступник директора ОТК з НВР

Беркань І.В.

“ 30 ” грудня 2021 р.

### **ЗАВДАННЯ**

#### ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Мельничука Олександра Васильовича

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Монтаж і обслуговування холодильно-компресорних машин та установок»

Тема дипломного проекту: Розробка компресорно-конденсаторного агрегату з герметичним компресором холодопродуктивністю 800 Вт

Затверджена наказом по коледжу від « 30 » 12 2021 р. № 306 –А2- ОД

Вихідні данні для проекту: режим роботи агрегату  $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ , холодоагент R-32

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

#### **Пояснювальна записка**

##### **ВСТУП**

##### **1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА**

1.1 Технічна характеристика R-32 -холодоагента нового покоління

##### **2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА**

2.1 Тепловий розрахунок компресора. Вибір робочого режиму

2.2. Тепловий розрахунок компресора

2.3. Вибір основних і конструктивних параметрів компресора

2.4. Попереднє конструювання компресора

2.5. Динамічний розрахунок

2.6. Побудова тангенціальної діаграми

2.7. Визначення махових мас і конструювання маховика

2.8. Побудова діаграми радіальних сил

2.9. Урівноваження компресора

2.10. Розрахунок деталей на міцність

2.11. Змащування компресора

2.12. Розрахунок клапанів

2.13. Розрахунок конденсатора

2.14. Вибір і розрахунок допоміжного устаткування. Ресивер.

2.15. Регенеративний теплообмінник

##### **3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА**

3.1 Система захисту холодильної установки

3.2. Система автоматизованого керування

##### **4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА**

4.1. Техніко-економічне обґрунтування

- 4.2. Маркетингове обґрунтування проекту
- 4.3. Техніко-економічні розрахунки
- 4.4. Розрахунок амортизаційних відрахувань
- 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

- 5.1 Вступ
- 5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника
- 5.3 Розробка заходів з охорони праці
- 5.4 Пожежна безпека

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

### Графічна частина

- Аркуш 1 Компресорно-конденсаторний агрегат
- Аркуш 2 Герметичний компресор

### Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1 Загальна частина	16 - 17.05.2022
2 Розрахунково-конструкторська частина	18 - 25.05.2022
3 Організаційна частина	26 – 27.05.2022
4 Аркуш 1	28 – 31.05.2022
5 Економічна частина	01 – 06.06.2022
6 Аркуш 2	07 – 09.06.2022
7 Охорона праці	11 - 12.06.2022
Попередній захист	15.06.2022
Захист дипломного проекту	22 - 30.06.2022

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 5 від “ 14” грудня 2021 р.

Голова комісії \_\_\_\_\_ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Буданов В.О.)





Спеціальність 142  
«Енергетичне машинобудування»  
ОП: «Монтаж і обслуговування  
холодильно-компресорних машин та  
установок»  
Група 4 МХ-54

## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА МХ 54 020 000 ДП

До дипломного проекту на тему:  
Розробка компресорно-конденсаторного агрегату з герметичним  
компресором холодопродуктивністю 800 Вт

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки  
на \_\_\_\_\_ сторінках та графічного матеріалу на 2 аркушах.

Дипломник \_\_\_\_\_ (Мельничук О.В..)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Буданов В.О..)

### Консультанти:

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

з дотримання  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено

Голова предметної комісії \_\_\_\_\_ (Беркань Ір. В.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р. Протокол ЕК № \_\_\_\_\_  
Оцінка ЕК \_\_\_\_\_

Секретар ЕК \_\_\_\_\_ А.П. Селіванов

## Зміст

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА.....	7
1.1 Технічна характеристика R-32 -холодоагента нового покоління .....	7
2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	12
2.1 Тепловий розрахунок компресора. Вибір робочого режиму.....	12
2.2. Тепловий розрахунок компресора.....	14
2.3. Вибір основних і конструктивних параметрів компресора .....	15
2.4. Попереднє конструювання компресора .....	17
2.5. Динамічний розрахунок .....	18
2.6. Побудова тангенціальної діаграми.....	27
2.7. Визначення махових мас і конструювання маховика .....	31
2.8. Побудова діаграми радіальних сил .....	32
2.9. Урівноваження компресора.....	34
2.10. .Розрахунок деталей на міцність .....	35
2.11. Змащування компресора.....	38
2.12. Розрахунок клапанів .....	39
2.13. Розрахунок конденсатора .....	41
2.14. Вибір і розрахунок допоміжного устаткування. Ресивер. ....	45
2.15. Регенеративний теплообмінник.....	46
3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА .....	48
3.1 Система захисту холодильної установки.....	48
3.2. Система автоматизованого керування .....	49
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	51
4.1. Техніко-економічне обґрунтування .....	51
4.2. Маркетингове обґрунтування проекту .....	54
4.3. Техніко-економічні розрахунки.....	55
4.4. Розрахунок амортизаційних відрахувань .....	58

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<b><i>Розробка компресорно-конденсаторного агрегату з герметичним компресором холодопродуктивністю 800 Вт</i></b>	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Мельничук О.					3	68
Перевір.		Буданов В. О.				<b><i>зр. MX-54</i></b>		
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ.....	60
5.1 Вступ.....	60
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.....	60
5.3 Розробка заходів з охорони праці.....	61
5.4 Пожежна безпека.....	64
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67

					<b><i>МХ 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

## ВСТУП

Компресорне устаткування широко застосовується в різних областях народного господарства. Компресори складають основу технологічного устаткування хімічних виробництв, використовуються при видобутку і переробці нафти, транспортують природний газ по газопроводах, закачують його в підземні сховища, широко застосовуються в холодильній техніці і техніці розділу газів, у всіх видах транспорту і т. д.

У промисловості використовуються різні типи компресорів. Кожен тип має свої галузі раціонального використання. Дуже широко поширені поршневі компресори. Компресори цього типу найбільш численні, оскільки володіють рядом переваг - високим коефіцієнтом корисної дії при середніх і малих продуктивностях, можливість досягнення високих тисків в одній установці, пристосованістю до роботи на змінних режимах і т.д.

Практично всі нові моделі компресорів світових виробників розробляються тільки на озонобезпечних хладачах. Причиною такого переходу є результати дослідження хладагентів озоноруйнуючий шар. Одним з головних винуватців появи, яких вважається витік галогенірованих фторуглеводородов з всіляких холодильних систем. Деякі вчені не погоджуються з цим, але так як Україна підписала Монреальський протокол, в якому пропонується заборонити застосування галогенірованих фторуглеводородов в нових холодильних установках з 1997 року, пошук і дослідження альтернативних озонобезопасних холодоагентів є дуже важливим заходом на даний момент.

Новий Регламент (ЄС) № 517/2014 Європейського парламенту та Ради Європейського союзу з фторвмістких парникових газів має на увазі скорочення їхнього використання до 2030 року на 79% від середнього рівня 2009–2012 років (розрахунок проводиться на основі еквівалентного викиду CO<sub>2</sub>). Очевидно, у найближчі 10 років кліматичну галузь чекають більші зміни: виведеним з обертую холодоагентам будуть потрібні альтернативи.

					<b>МХ 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Сьогодні відповідним вимогам нової директиви і не шкідливими для навколишнього середовища вважаються кілька холодоагентів нового покоління для кондиціонерів, теплових насосів і холодильного встаткування, зокрема R32, деякі інші гідрофторвуглеці (ГФВ), гідрофторолефіни (ГФО), CO<sub>2</sub> і вуглеводні, включаючи R290 і R600. Ведуться активні подальші дослідження та розробки інших альтернативних холодоагентів.

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

## 1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

### 1.1 Технічна характеристика R-32 - холодоагента нового покоління

Новий Регламент (ЄС) № 517/2014 Європейського парламенту й Ради Європейського союзу з фторвмістних парникових газів має на увазі скорочення їхнього використання до 2030 року на 79 % від середнього рівня 2009–2012 років (розрахунок проводиться на основі еквівалентного викиду CO<sub>2</sub>). Очевидно, у найближчі 10 років кліматичну галузь чекають великі зміни: виведеним з обігу холодоагентам будуть потрібні альтернативи.

Сьогодні відповідним вимогам нової директиви та не шкідливими для навколишнього середовища вважаються кілька холодоагентів нового покоління для кондиціонерів, теплових насосів і холодильного встаткування, зокрема R32, деякі інші гідрофторвуглеці (ГФВ), гідрофторолефіни (ГФО), CO<sub>2</sub> і вуглеводні, включаючи R290 і R600. Ведуться активні подальші дослідження і розробки інших альтернативних холодоагентів.

R32 у кліматичному встаткуванні використовується давно: з нього наполовину складається розповсюджений холодоагент R410A. Потенціал впливу на глобальне потепління (GWP) R32 дорівнює 675 - це третина від показника R410A (2088). R32 володіє більшою енергоефективністю, при рівній продуктивності потрібно в меншій кількості для заправлення, відповідно, устаткування може стати компактніше. R32 однокомпонентний, тому його простіше повторно використовувати та утилізувати, відсутній так званий температурний глайд. У процесі зберігання R32 не розділяється на фракції. Але для його заправлення потрібні деякі нові інструменти й дотримання необхідних процедур. До того ж, як і більшість холодоагентів з низьким GWP, R32 є слабогорючим.

Як будь-яке нововведення, перехід на R32 може створити певні труднощі, тому завдання виробників і дистриб'юторів - навчання монтажних і сервісних компаній методикам роботи з новим холодоагентом. Не менш важливо також інформувати проектувальників, продавців дилерських компаній і споживачів про нове законодавство, щоб нові директиви вже зараз ураховувалися при проектуванні систем, розрахованих на найближчі 10-15 років.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Ключовий фактор при виборі холодоагенту - його енергоефективність. Без максимальної енергоефективності система однаково буде побічно «здійснювати» додатковий викид вуглекислого газу за рахунок спалювання природних ресурсів у процесі генерації електроенергії, необхідної для роботи кліматичного устаткування.

При оцінці енергоефективності потрібно враховувати не тільки «сезонну ефективність», усереднену за сезон охолодження або опалення, але й ефективність при пікових навантаженнях (у дуже жаркі або дуже холодні дні). Перший показник важливий для відповідності цільовим показникам енергоефективності різних європейських директив (Ecodesign, Energy efficiency directive, EPBD, Renewable Energy Source Directive), а ефективність при пікових навантаженнях дозволить обходитися без залучення резервних потужностей електростанцій.

Поки до кінця не ясно, який газ займе місце холодоагенту нового покоління. Найбільш імовірні кандидати – R32, суміші ГФО, CO<sub>2</sub> і вуглеводні (пропан і бутан). У кожного з них є свої переваги та недоліки, і, швидше за все, кожний з холодоагентів (або їх суміші) займе власну нішу. Можливо, для кондиціонерів і теплових насосів буде використовуватися R32, для напівпромислового кондиціонування – R410A, CO<sub>2</sub> і суміші ГФВ, бутан – для побутових холодильників і морозильних камер.

R410A має категорію A1 - низькотоксичні і негорючі речовини. А R32, будучи ГФВ з низьким GWP, - категорію A2L. Існують різні рівні горючості. Швидкість горіння R32-6,7 см/с, пропану - 46 см/с, тобто з погляду безпеки різниця досить істотна. Можливі ризики варіюються від серйозних травм до короткочасного виникнення полум'я.

З існуючої технічної документації по R32 треба, що при повному витoku холодоагенту із системи в приміщення включення компресора або спрацьовування вимикача, швидше за все, не спричинять загорання або вибух. Невелике полум'я, що виникає під час обслуговування в процесі пайки, пояснюється горінням масла, а не газу. Тести показують, що R32 поводить себе в системах так само, як і R410A.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Висловлювалися побоювання, що в процесі горіння R32 може виділятися фтористий водень. При впливі високих температур (наприклад, при ацетиленокисневому різанні) R32 розкладається на три речовини: окис вуглецю, двоокис вуглецю і фтористий водень. Остання речовина, з'єднуючись із водою, утворить високотоксичну фтористоводневу кислоту. Однак варто пам'ятати, що під впливом високих температур так поведуться всі ГФВ-Холодоагенти, у тому числі ті, які використовуються в наш час. Цей ризик не можна ігнорувати, і тому, незалежно від типу використовуваного холодоагенту, необхідно дотримуватися всіх встановлених при роботі правил.

Дослідження, проведені компанією Daikin і Токійським університетом науки Сува, показують, що навіть якщо заpalення R32 відбудеться (при концентрації більше 320 г/м<sup>3</sup>), небезпеки вибуху немає, а ймовірність поширення вогню вкрай низка.

Незалежно від використовуваного холодоагенту, роботи з монтажу й заправлення устаткування повинен проводити кваліфікований персонал. Це значить, що монтажники зобов'язані мати сертифікати для роботи із фторвмісткими газами та бути навченими роботі з устаткуванням і холодоагентами, які вони встановлюють. R32 давно використовувався в складі R410A, тому зміни в процедурі монтажу незначні.

Але необхідно звертати особливу увагу на організацію вентиляції в приміщенні, де виконуються роботи. У принципі вентиляція необхідна і при роботі із традиційними холодоагентами, однак у випадку R32 її відсутність може привести до більш неприємних наслідків.

R32, будучи важким газом, має властивість накопичуватися в поглибленнях підлоги, тому бажано їх чимсь закривати перед початком робіт. Також при виконанні будь-яких робіт, пов'язаних з пайкою на холодильному контурі, необхідно переконатися, що в ньому не залишилося холодоагенту. Це правило справедливо і для традиційних холодоагентів, при нагріванні яких утвориться отруйний газ, однак у випадку R32 перевірку варто робити більш ретельно.

У цілому ж нічого особливого, крім високої уважності і акуратності, від монтажника не потрібно.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Для роботи з R32 варто незначно оновити набір інструментів. Через те що характеристика «тиск - температура» R32 відрізняється від R410A, потрібно придбати спеціальний манометричний колектор. Також для роботи з R32 потрібна станція евакуації з безщітковим мотором компресора, що виключає утворення іскор при роботі. Варто мати на увазі, що R32, як будь-який горючий газ, поставляється в балонах з лівим різьбленням. Для використання стандартних шлангів із правим різьбленням необхідно придбати або виготовити відповідний перехідник. Всі інші інструменти міняти не потрібно.

Завдяки високій енергоефективності і низькому потенціалу впливу на глобальне потепління компанія Daikin вибрала холодоагент R32 для нових поколінь своїх кондиціонерів і теплових насосів. Перші побутові кондиціонери Daikin на R32 представлені в Японії в 2012 році, тоді було продано більше 2 млн систем. До теперішнього часу загальний обсяг виробництва кондиціонерів Daikin на холодоагенті R32 перевищив 10 млн. Устаткування на новому прогресивному холодоагенті користується попитом і поставляється в 43 країни світу.

Навіть якщо в цьому приміщенні відбудеться витік усього холодоагенту з кондиціонера – нижня межа запалення ( $0,306 \text{ кг/м}^3$ ) не буде досягнута, концентрація всього  $0,014 \text{ кг/м}^3$

Перші спліт-системи Daikin продуктивністю менш 7 кВт на R32 представлені на початку 2015 року. Системи на R410A протягом деякого часу будуть доступні, а користувачам будуть гарантовані підтримка й сервіс систем на цьому холодоагенті. Тому що звичайний термін служби спліт-системи становить 10 років, користувачі, які зупинили свій вибір на R410A, повинні бути впевнені, що їхньої системи відмова від ГФВ не торкнеться, буде обслуговування, за частини або заправлення систем. R410A можна буде використовувати навіть після 2030 року, але потрібно розуміти, що поставки, швидше за все, будуть обмежені. У травні 2017 року в Daikin представила лінійку кондиціонерів Sky Air серії A на новому перспективному холодоагенті.

Компанія Daikin, зробивши ставку на R32 у якості екологічного холодоагенту нового покоління, прикладе всі необхідні зусилля для інформування та навчання всіх залучених у процес вибору, монтажу й обслуговування устаткування.

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Проведемо розрахунки та проектування компресорно-конденсаторного агрегату з герметичним компресором.

Вихідні дані

- Холодоагент – R32
  - Агрегат середньотемпературний
- Охолодження конденсатора - повітряне

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

## 2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 2.1 Тепловий розрахунок компресора. Вибір робочого режиму

Згідно нормативних документів агрегати середньотемпературного виконання мають діапазон температур кипіння холодоагенту від мінус 25°C до мінус 5°C. За рекомендаціями того ж стандарту номінальні холодопродуктивність і споживану потужність агрегатів визначають при номінальній температурі :

- кипіння холодоагенту – мінус 15°C,
- навколишнє повітря - плюс 20°C,

Виходячи з вищевикладеного вибираємо розрахунковий режим роботи агрегату  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 30^\circ\text{C}$ .

По рекомендаціях задаємося наступними параметрами:

- переохолодження за рахунок відведення тепла в довкілля – 5°C;
- перегрів всмоктуючої пари - 5°C;
- недорекуперація на теплому кінці регенератора - 20°C;
- перегрів пари в електродвигуні компресора – 10°C.

Будуємо цикл в діаграмі I-LgP і визначаємо параметри вузлових точок по таблицях і діаграмах для R32:

- 1'-1'' – перегрів пари у випарнику;
- 1''-1''' – перегрів пари в регенераторі;
- 1'''-1 - перегрів пари в електродвигуні;
- 1-2 – стискування в циліндрі компресора;
- 2-3 – зняття перегріву і конденсація в конденсаторі;
- 3-4 - переохолодження рідини в конденсаторі;
- 4-5 – переохолодження рідини в регенераторі;
- 5-5' – дроселювання холодоагенту.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

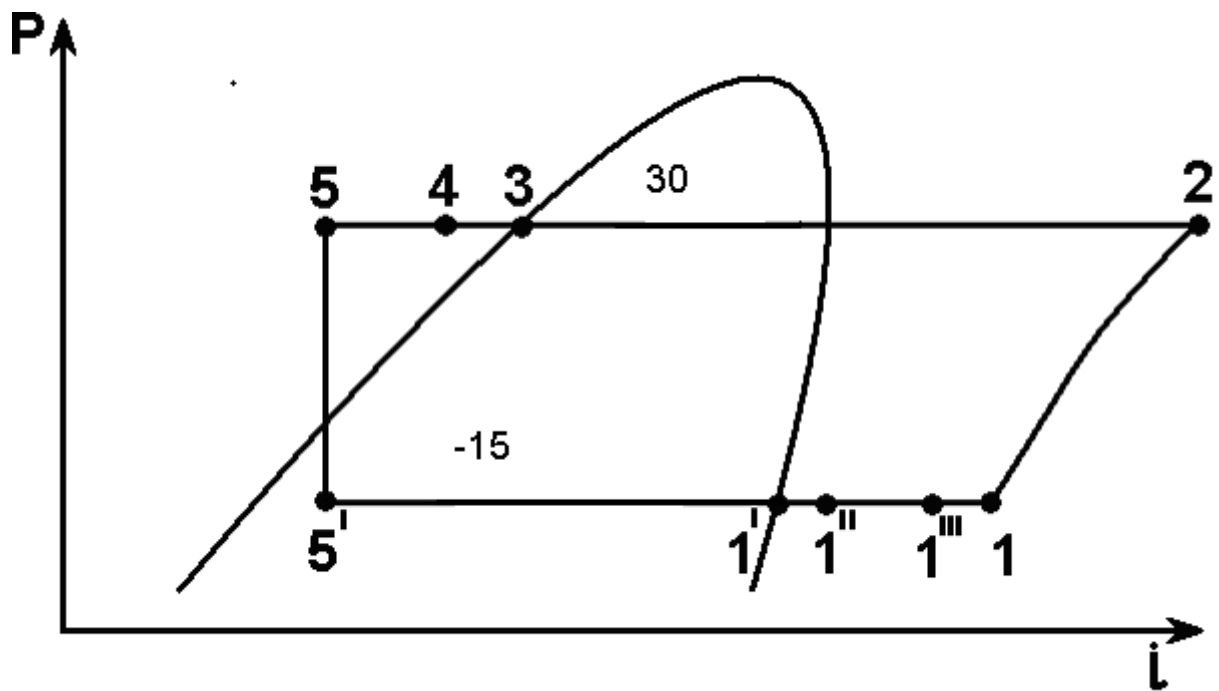


Рисунок 2.1. Зображення процесів в холодильній машині

Таблиця 2.1. Зведена таблиця

Параметри	1'	1''	1'''	1	2	3	4	5
P, мПа	0.140	0.140	0.140	0.140	8.8	8.8	8.8	8.8
t, °C	-15	-10	-5	5	108	30	25	15
I, кДж/кг	400	405	409	415	445	238	232	228
V, м <sup>3</sup> /кг	0.149	0.154	0.168	0.182	0.029			

Для визначення полягання в крапці 5 записуємо тепловий баланс регенератора  
 $I_1''' - I_1' = I_4 - I_5$

$$I_5 = I_4 - (I_1''' - I_1') = 232 - (409 - 405) = 228 \text{ КДж/кг}$$

Таким чином, цикл визначений.

Переходимо до теплового розрахунку.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

*MX 54 020 000 ДП*

Арк.

13

## 2.2. Тепловий розрахунок компресора

В процесі теплового розрахунку визначаємо

1) Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = I_1''' - I_4 = 409 - 232 = 177 \text{ кДж/кг}$$

2) питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / V_1 = 177 / 0.182 = 972.52 \text{ кДж/м}^3$$

3) Теоретична питома робота компресора

$$L_a = I_2 - I_1 = 445 - 415 = 30 \text{ кДж/кг}$$

4) Масовий витрата холодоагенту

$$G = Q_0 / q_0 = 800 / 177 * 10^{-3} = 4.51 * 10^{-3} \text{ кг/с}$$

5) Питома витрата холодоагенту

$$V_g = G * V_1 = 4.51 * 10^{-3} * 0.182 = 8.20 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

6) Теоретична потужність компресора

$$N_a = G * L_a = 4.51 * 10^{-3} * 30 * 10^3 = 135.3 \text{ Вт}$$

7) Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$E_a = q_0 / L_a = 177 / 30 = 5.9$$

8) Коефіцієнт подачі визначаємо по емпіричній формулою Левіна

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w * \lambda_{op} * \lambda_{nl}$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right]$$

За рекомендаціями приймаються  $C=0,02$   $M=1,05$  для R32

$$\lambda_n = 1 - 0,02 \left[ \left( \frac{1.19}{0.132} \right)^{1/1.05} - 1 \right] = 0.856$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{aT_k + \hat{a}\theta}$$

$$\theta = t_1 - t_0 = 5 - (-15) = 20^0 \text{ C}$$

$$a = 1.12$$

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$\hat{a} = 0,5[M]$$

$$\lambda'_w = \frac{238 + 20}{1,12 * 303 + 0,5 * 20} = 0,782$$

$$\lambda_{nn} = 0,98 \quad \lambda_{op} = 0,98$$

$$\lambda = 0,858 * 0,782 * 0,98 * 0,98 = 0,644$$

9) об'єм, що описує поршень компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{8,75 * 10^{-4}}{0,644} = 1,35 * 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

10) індикаторний ККД компресора

$$\eta_i = \lambda'_w + \epsilon t_0$$

$$\epsilon = 0,025 \text{ для R401A [M]}$$

$$\eta_i = 0,782 + 0,025 * (-15) = 0,695$$

11) індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{135,3}{0,695} = 403 \text{ Вт}$$

12) потужність тертя

$$P_{mp} = 35 \text{ кПа [M]}$$

$$N_{тр} = 1,35 * 10^{-3} * 35 * 10^3 = 47,3 \text{ Вт}$$

13) ефективна потужність

$$N_L = N_i + N_{mp} = 403 + 47,3 = 450,3 \text{ Вт}$$

14) електрична потужність

$$N_s = \frac{N_L}{\eta_{эл.дв}} = \frac{450,3}{0,85} = 529 \text{ Вт}$$

15) електричний холодильний коефіцієнт

$$\epsilon_s = \frac{Q_0}{N_s} = \frac{800}{5,29} = 1,51$$

### 2.3. Вибір основних і конструктивних параметрів компресора

Компресор складається з наступних основних складових частин : корпусу, ексцентрикового валу, шатунно-поршневої групи, всмоктувачого клапана, прокладок, голівки циліндра зі всмоктувачим глушником, ніжні опори валу, подпят-

									Арк.
									15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<b>MX 54 020 000 ДП</b>				

ника, нагнітального трубопроводу, змієвіка маслоохолоджувача, пружин підвіски компресора до кожуха, вбудованого електродвигуна, кожуха

Вибір основних конструктивних параметрів проводимо в наступній послідовності:

1) задаємося величиною  $\psi = \frac{S}{D}$

По рекомендаціях приймаємо  $\psi = 0,6$  так як компресор низькотемпературний і високооборотний

2) число циліндрів  $Z=1$

3) визначаємо діаметр циліндра компресора

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\psi zn}} = \sqrt[3]{\frac{4 * 1.35 * 10^{-3}}{\pi * 0.6 * 1 * 50}} = 0.038 \text{ м}$$

приймаємо  $D = 36$  мм

4) визначаємо хід поршня

$$S = \psi D = 0.6 * 36 = 22.6 \text{ мм}$$

приймаємо  $S = 23$  мм

При цих значеннях  $D$  і  $S$  об'єм описуваний поршнем складе

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S n z = \frac{\pi * 0.036^2}{4} * 0.023 * 50 * 1 = 1.25 * 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

відмінність  $V_h$  при прийнятих  $D$  та  $S$  з необхідними складе

$$\frac{(1,35 - 1,25) * 10^{-3}}{1,3 * 10^{-3}} * 100\% = 2,8\%$$

Отже прийняті  $S$  і  $D$  не відрізнять задану холодопродуктивність

5) Середня швидкість поршня

$$C_m = 2S_n = 2 * 0.023 * 50 = 2.3 \text{ м/с}$$

Межі, що рекомендуються, для  $C_m$  складуть 1-3 м/с

6) визначаємо значення параметрів прискорення

$$K_j = S n^2 = 0.023 * 50^2 = 57.5 \text{ м/с}^2$$

7) визначаємо значення питомих сил інерції

$$K_i = S^{3/2} * n^2 = 0.023^{3/2} * 50^2 = 8.72 \text{ м}^{1.5} / \text{с}^2$$

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

## 2.4. Попереднє конструювання компресора

Після визначення основних конструктивних параметрів компресора вибираємо ближній по компоновці прототип – герметичні компресори типа ВС і ВН, щоб використовувати при проектуванні основні конструктивні межі.

У проектуваному компресорі циліндр об'єднаний в чавунному корпусі з верхньою опорою; масло збірником для мастила верхньої опори, розточування під установку нижньої опори і три лапи для кріплення пружин підвіски. В даному випадку товщина стінки циліндра визначиться конструктивно при проектуванні відливання корпусу. Висота поршня складає зазвичай

$$H_n = (1.1 - 1.2)D.$$

Приймаємо  $H_n = 26$ мм оскільки компресор високооборотний з метою зменшення сил інерції. Оскільки  $D < 50$ мм, то поршневі кільця відсутні.

Діаметр поршневого пальця  $d_{\text{пал}} = (0.2 - 0.3)D$  приймаємо  $d_{\text{пал}} = 14$ мм

Співвідношення діаметрів в порожнистих пальцях

$$\frac{d_{\text{пал}}^{\text{вн}}}{d_{\text{пал}}^{\text{нар}}} = 0,4 - 0,5$$

Внутрішній діаметр пальця  $d_{\text{вн}} = 5$  мм. Довжину шатуна вибираємо виходячи із співвідношення:

$$\frac{R}{L} = \lambda = 0.17 - 0.22$$

У нашому випадку  $R = \frac{S}{2} = \frac{23}{2} = 11.5$ мм

Приймаємо довжину шатуна  $L = 52$  мм

Ширина верхньої голівки шатуна дорівнює ширині нижній голівці з умови максимального тиску вибираємо  $a = 20$  мм. Діаметр корінних шийок вибирають  $d_{\text{кш}} = (0.65 - 0.7)D$ , приймаємо  $d_{\text{кш}} = 25$  мм.

Діаметр шатунової шийки вибираємо із співвідношення

$$d_{\text{ш.ш.}} = (0.85 - 1.0)D$$

Приймаємо  $d_{\text{ш.ш.}} = 36$  мм.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

## 2.5. Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок проводимо з метою визначення необхідного махового моменту мас, що обертаються, розрахунок і конструювання противаг для урівноваження компресора і здобуття діаграм навантажень на вал і його підшипники.

Маси неуврівноважених рухомих частин рухомими частинами компресора є, ексцентриковий вал, шатун, поршень.

Маси неуврівноважених рухомих частин розраховуємо таким чином. Розміри відповідного елементу визначаємо за даними попереднього конструювання і по кресленню прототипу, знаходимо його об'єм і помножуємо на щільність матеріалу з якого він виготовлений. Неврівноважені маси поршня, частина шатуна, зведемо до центру поршневого пальця, що здійснює поворотне, – поступальна хода. Неврівноважені маси валу і іншої частини шатуна приводимо до центру шатунової шийки, що здійснює поворотно – поступальний хід.

Колінчатий (ексцентриковий) вал.

Неуврівноважена частина ексцентрикового валу має перетин згідно аналогу.

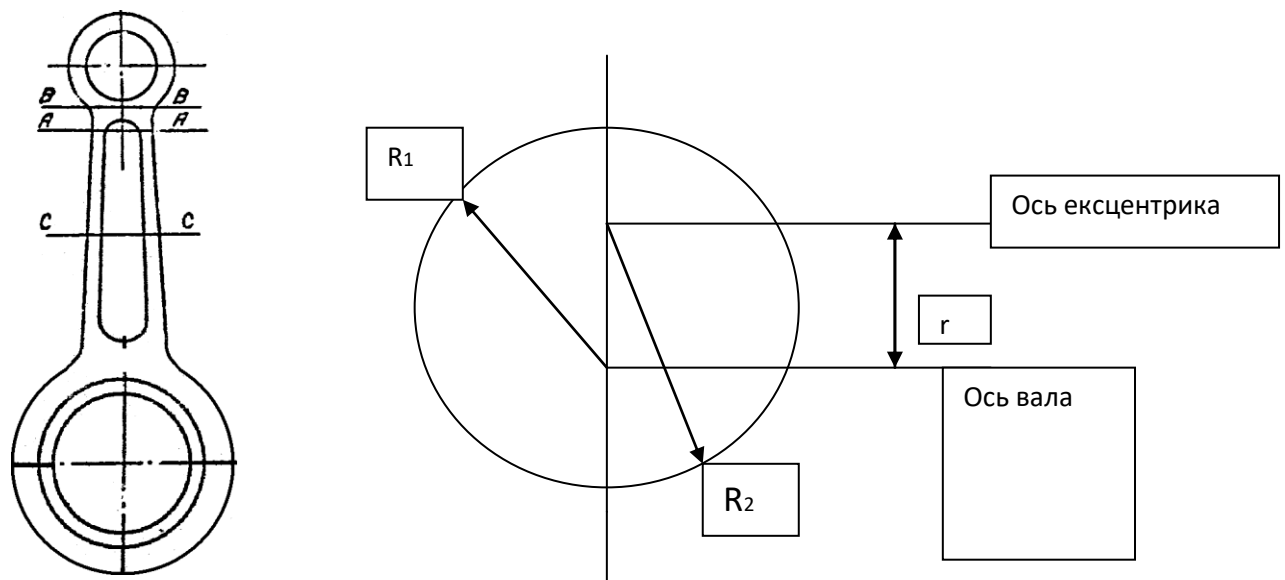


Рисунок 2.2. Схема ексцентрикового механізму: ( $R_1 = 15.25\text{мм}$ ;  $R_2 = 15.5\text{мм}$ ;  $r = 11.5\text{ мм}$ ) (зліва – схематична; справа – принципова)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

*MX 54 020 000 ДП*

Арк.

18

Площа перерізу:  $S_m = 406.4 \text{ мм}^2$ .

Довжина ексцентрика  $L_3 = 20 \text{ мм}$ .

Маса неврівноваженість частини ексцентрика:

$$m_3 = 4.064 * 2 * 7.85 = 63.8 \text{ г} = 0,0638 \text{ к.}$$

Маса шатуна.

Масу шатуна визначаємо, представляючи його з'єднанням простих фігур.

Сумарна маса шатуна

$$б) m_{ш} = 30 + 56.5 + 64.7 = 151.2 \text{ г} = 0,151 \text{ кг}$$

Верхню голівку 1 і нижню 3 розглядаємо як порожністі циліндри, при цьому враховуємо, що в алюмінієвий шатун запресовані бронзові втулки. Стрижень 2 розглядаємо як двотаврову балку. Розміри шатуна беремо з попереднього конструювання і креслень прототипу.

Верхня голівка шатуна:  $d_{нар} = 25 \text{ мм}$ ,  $d_{вн} = 20 \text{ мм}$ .

Втулка верхньої головки:  $d_{вт.н} = 20 \text{ мм}$ ,  $d_{вт.вн} = 15 \text{ мм}$ .

Довжина головки  $L_{в.г.ш.} = 18 \text{ мм}$ .

Маса верхньої головки шатуна

$$m_{в.г.} = \frac{\pi(d_{нар}^2 - d_{вн}^2)}{4} * l * \rho = \frac{\pi(2.5^2 - 2.0^2)}{4} * 1.8 * 2.7 = 8.62 = 0,009 \text{ кг}.$$

Маса втулки верхній головки

$$m_{вт} = \frac{\pi(d_{вт.н}^2 - d_{вт.вн}^2)}{4} * l * \rho = \frac{\pi(2^2 - 1.5^2)}{4} * 1.8 * 8.6 = 21.22 = 0,021 \text{ кг}.$$

Сумарна маса верхньої головки

$$m_{в.г.} = m_{в.г.} + m_{вт} = 0,03 \text{ кг}.$$

Нижня головка шатуна:  $d_n = 46 \text{ мм}$ ,  $d_{вн} = 40 \text{ мм}$ .

Втулка нижньої головки шатуна:  $d_{вт.н} = 40 \text{ мм}$ ,  $d_{вт.вн} = 36 \text{ мм}$ .

Ширина головки шатуна  $l_{нги} = 18 \text{ мм}$ .

Маса нижньої головки шатун

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19



$$I_s = I_{s1} + I_{s2}$$

$I_{s1} = m_s R \omega^2 \cos \alpha$  – сила інерції першого порядку с періодом  $2\pi$

$I_{s2} = m_s R \omega^2 \cos 2\alpha$  – сила інерції другого порядку с періодом  $\pi$

Амплитуди  $I_{s1}$  и  $I_{s2}$  пов'язані рівністю  $|I_{s2}|_{\max} = \lambda |I_{s1}|_{\max}$

Сили інерції зобразим графічно на діаграмі  
залежно від угла повороту вала  $\alpha$

кутова швидкість  $\omega = 2\pi n$  рад/с,  $\omega = 2\pi * 50 = 314$  рад/с.

Сила інерції вважається позитивною якщо вона направлена до центру вала і викликає стискування в шатуні. Лінія дії  $I_{s1}$  и  $I_{s2}$  - вісь циліндра. Розрахунок сил інерції зводимо в таблицю.

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Таблиця 2.2. Значення кута повороту беремо через  $15^{\circ}$  для здобуття плавних кривих

$\alpha^{\circ}$	$\cos \alpha$	$\lambda \cos 2\alpha$	$I_{s1}, \acute{t}$	$I_{s2}, \acute{t}$	$I_s, \acute{t}$
0	1	0,22	-180,3	-39,7	-220
15	0,966	0,19	-174,2	-34,3	-208,5
30	0,866	0,11	-156,1	-19,8	-175,9
45	0,707	0	-127,4	0	-127,4
60	0,5	-0,11	-90,2	19,8	-70,4
75	0,259	-0,19	-46,7	34,3	-12,4
90	0	-0,22	0	39,7	39,7
105	-0,259	-0,19	46,7	34,3	81
120	-0,5	-0,11	90,2	19,8	110
135	-0,707	0	127,4	0	127,4
150	-0,866	0,11	156,1	-19,8	136,3
165	-0,966	0,19	174,2	-34,3	139,9
180	-1	0,22	180,3	-39,7	140,6
195	-0,966	0,19	174,2	-34,3	139,9
210	-0,866	0,11	156,1	-19,8	136,6
225	-0,707	0	127,4	0	127,4
240	-0,5	-0,11	90,2	19,8	110
255	-0,259	-0,19	46,7	34,3	81
270	0	-0,22	0	39,7	39,7
285	0,259	-0,19	-46,7	34,3	-12,4
300	0,5	-0,11	-90,2	19,8	-70,4
315	0,707	0	127,4	0	-127,4
330	0,866	0,11	-156,1	-19,8	-175,9
345	0,966	0,19	-174,2	-34,3	-208,5

Побудову розрахункової індикаторної діаграми.

Будуємо індикаторну діаграму на заданих значеннях тиску  $P_H = P_K$  і  $P_{bc} = P_0$ .

Діаграму будуємо на міліметровці в координатах тиску  $P$  – хід поршня  $S$ , вибравши масштаб. Значення депресій для побудови індикаторної діаграми вибираємо по величинах відносних депресій які рівні

$$\Delta P_{bc} = 0,05 - 0,1$$

$$\Delta P_H = 0,1 - 0,15$$

Приймаємо депресії:

- на всмоктуванні  $\Delta P_{bc} = 0,5 * P_0 = 0,05 * 0,132 = 6,6 * 10^{-3} \text{ МПа}$ ;

- на нагнітанні  $\Delta P_H = 0,1 * P_K = 0,1 * 1,19 = 0,119 \text{ МПа}$ .

Проводимо горизонтальні лінії

$$P_{bc} - \Delta P_{bc} \text{ и } P_H + \Delta P_H.$$

Визначимо величину мертвого простору

$$S_c = S * c = 23 * 0,02 = 0,46 \text{ мм}.$$

По осі абсцис відкладаємо  $S_c$  затим  $S$  (хід поршня)

Політропи стиснення строєм по рівнянню  $pS^n = C_1$  (1)

$$n = 1,1$$

$C_1$  – константа, визначаємо по рівнянню

$$C_1 = p_{bc} (S + S_c)^n$$

$$C_1 = 0,132(23 + 0,46)^{1,1} = 4,25.$$

Підставляючи в рівняння (1) значення тиску від до отримуємо відповідні значення  $S$  Аналогічно будуємо політропу розширення з мертвого простору по рівнянню

$$pS^m = C_2 \quad (2)$$

константу  $C_2$  визначаємо з умов

$$C_2 = p_i S_c^m$$

$$C_2 = 1,19 * 0,46^{1,05} = 0,526.$$

Розрахунки по рівняннях (1) і (2) зводимо в таблицю

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Політропа стискування

$$S + S_c = \left( \frac{4.25}{P} \right)^{1/n}$$

Політропа розширення з мертвого простору

$$S = \left( \frac{0.526}{P} \right)^{1/m}$$

Таблиця 2.3. Зведена таблиця

P, МПа	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,19	0,132
S, мм	2,5	1,7	1,3	1,0	0,89	0,76	0,67	0,6	0,54	0,5	0,46	3,7

Для побудови індикаторної діаграми вибираємо масштаби:

$$M_p = 0,01 \text{ МПа/мм}, M_s = 4 \text{ мм/мм}.$$

Побудова діаграми вільних зусиль.

Вільним зусиллям називаємо рівнодійну сил, що діють на поворотне, – поступально рухомі частини : сил тиску пари, сил інерції і сил тертя поворотне – поступально рухомих частин.

$$P_{вс} = P_2 + I_s + P_{тртс}$$

Всі ці сили прикладені в центрі поршневого пальця і діють уздовж осі циліндра. Для здобуття діаграми вільних зусиль по куту повороту валу необхідно індикаторну діаграму так само розвернути по куту повороту валу Для перенесення значень газових сил з індикаторної діаграми використовуємо метод Брікса.

На довжині ходу поршня, як не діаметри будуємо півколо з центром в крапці 0. Від центру 0 в право (у бік валу ) відкладають відрізок

$$oo' = \frac{R\lambda}{2} \text{ (поправка Брікса)}$$

$$oo' = \frac{R\lambda}{2} = \frac{R}{2L} = \frac{23^2}{4 \cdot 2 \cdot 52} = 1.27 \text{ мм}$$

З нового центру довільним радіусом проводимо допоміжне коло, яке ділимо на 12 частин. Проводимо промені з центру до пересічення з колом і центром

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

відзначаємо крапки 1,2,3 і так далі. Отримані крапки переносимо на індикаторну діаграму. Діаграму газових сил, розгорнуту по куту повороту валу, наносять на діаграму сил інерції в тому ж масштабі. Зусилля від тиску газу беремо з індикаторної діаграми як різниця тиску з обох боків поршня у відповідній крапці, вважаючи, що тиск рівний  $P_0$ . Газова сила визначається як:

$$P_z = (P_i - P_0), \text{МПа}$$

Питомі сили тертя деталей, що рухаються зворотно - поступально, складають

$$\frac{P_{трис}}{F_n} = \frac{P_{тр}}{2}$$

$P_{трис}$  - середня тиск тертя поступально рухомих деталей

$$P_{тр} = 50 - 70 \text{ кПа, тоді}$$

$$P_{тр.н} = \frac{1}{3} P_{тр}$$

$$\text{приймаємо } P_{тр.н} = \frac{1}{3} * 60 = 20 \text{кПа} = 0,02 \text{МПа}$$

Далі на діаграму наносять сили інерції неврівноваженість зворотне - поступально рухомих мас першого і другого порядку. Ординати сил склали, отримуючи діаграму вільних зусиль.

Попередні розрахунки зводимо в таблицю.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Таблиця 2.4. Сили інерції неврівноважені

$\alpha^{\circ}$	$P_2, МПа$	$I_{s1}, МПа$	$I_{s2}, МПа$	$P_{mp.nc}, МПа$	$P_{gc}, МПа$
0	1,05	-0,18	-0,0397	-0,02	0,81
15	0,38	-0,174	-0,0343	-0,02	0,15
30	0,07	-0,156	-0,0198	-0,02	-0,126
45	-0,007	-0,127	0	-0,02	-0,154
60	-0,007	-0,0902	0,0198	-0,02	-0,097
75	-0,007	-0,0467	0,0343	-0,02	-0,039
90	-0,007	0	0,0397	-0,02	0,013
105	-0,007	0,467	0,0343	-0,02	0,054
120	-0,007	0,902	0,0198	-0,02	0,083
135	-0,007	0,127	0	-0,02	0,1
150	-0,007	0,156	-0,0198	-0,02	0,11
165	-0,007	0,174	-0,0343	-0,02	0,113
180	0	0,180	-0,0397	-0,02 +0,02	0,12 - 0,14
195	0,002	0,174	-0,0343	0,02	0,162
210	0,01	0,156	-0,0198	0,02	0,146
225	0,02	0,127	0	0,02	0,131
240	0,04	0,0902	0,0198	0,02	0,169
255	0,07	0,0467	0,0343	0,02	0,171
270	0,12	0	0,0397	0,02	0,18
285	0,2	-0,0467	0,0343	0,02	0,21
300	0,35	-0,0902	0,0198	0,02	0,299
315	0,62	-0,127	0	0,02	0,513
330	1,17	-0,156	-0,0198	0,02	1,01
345	1,17	-0,174	-0,0343	0,02	0,98
360	1,17	-0,18	-0,0397	0,02	0,97

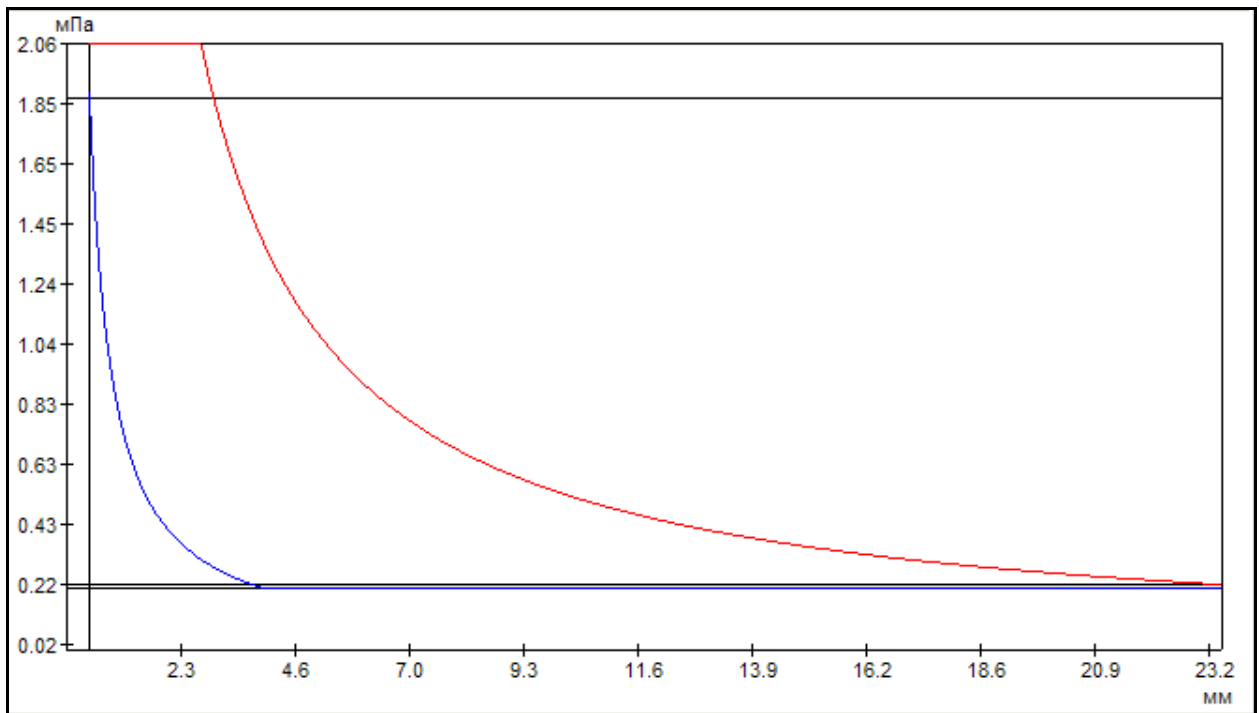


Рисунок 2.3. Діаграма вільних зусиль

## 2.6. Побудова тангенціальної діаграми

Величина моменту компресора  $M_k$ , що крутить, в перебігу одного звороту валу міняється відповідно до характеру вільних зусиль  $P_{вс}$ . Сила  $T$ , що створює момент компресора, направлена по дотичній до кола обертання кривошипа і називається тангенціальною. Вона визначається з рівняння

$$T = T' + T_{тр.вр}$$

$$\text{где } T' = -P_{вс} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

кут повороту кривошипа  $\alpha$  и кут качення шатуна  $\beta$  пов'язані рівністю,

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha .$$

Тангенціальну діаграму строєм в тих же масштабах, що і діаграму вільних зусиль.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для отримання діаграми тангенціальних сил  $T$  до ординатам діаграми сил  $T'$  необхідно додати тангенціальну силу від обертових деталей  $T_{mp.вр}$

$$T_{mp.вр} = t_{mp.вр} * F_n$$

$$t_{mp.вр} = \frac{1}{3\pi} P_{mp} = \frac{1}{3\pi} * 60 = 6,4кПа = 0,006МПа.$$

Додаючи  $T_{mp.вр}$  досягаємо зміщення осі абсцис вниз з точки  $O$  в точку  $O'$ .

Таблиця 2.5. Розрахунки тангенціальної сили зводимо в таблицю

$\alpha$	$D_{na}$	$\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$T'$
0	0,81	0,0	0
15	0,15	0,3138	-0,047
30	-0,126	0,5958	0,075
45	-0,154	0,8184	0,126
60	-0,097	0,9630	0,093
75	-0,039	1,0222	0,04
90	0,013	1,000	-0,013
105	0,054	0,9096	-0,049
120	0,083	0,7690	-0,066
135	0,1	0,5958	-0,06
150	0,11	0,4043	-0,044
165	0,113	0,2037	-0,023
180	0,12-0,14	0,0	0
195	0,162	-0,2037	0,033
210	0,146	-0,4043	0,059
225	0,131	-0,5958	0,078
240	0,169	-0,7690	0,13
255	0,171	-0,9096	0,16
270	0,18	-1,000	0,18
285	0,21	-1,0222	0,215
300	0,299	-0,9630	0,288
315	0,513	-0,8184	0,42
330	1,01	-0,5951	0,6
345	0,98	-0,3138	0,31
360	0,97	0,0	0

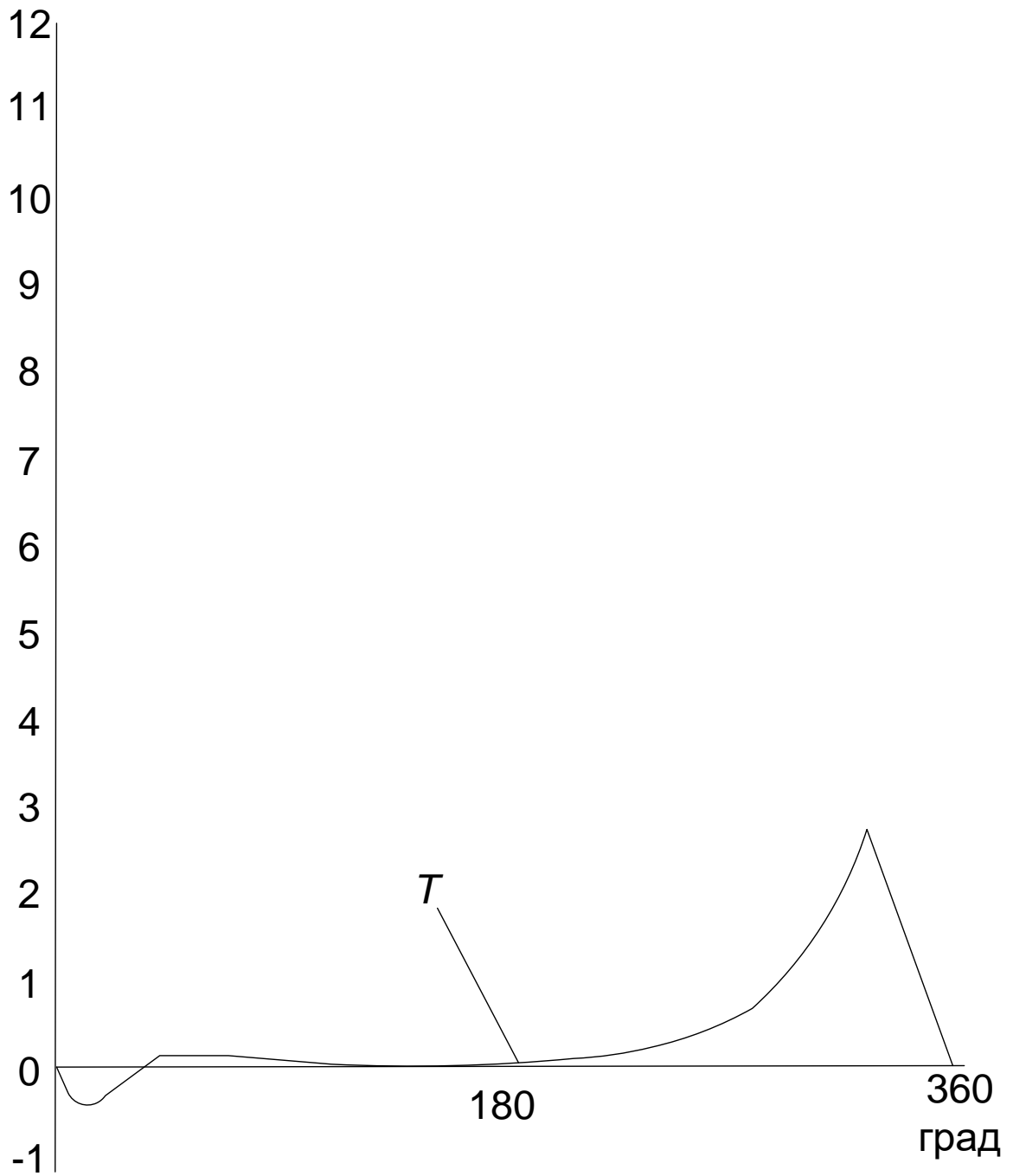


Рисунок 2.4. Діаграма тангенціальних сил

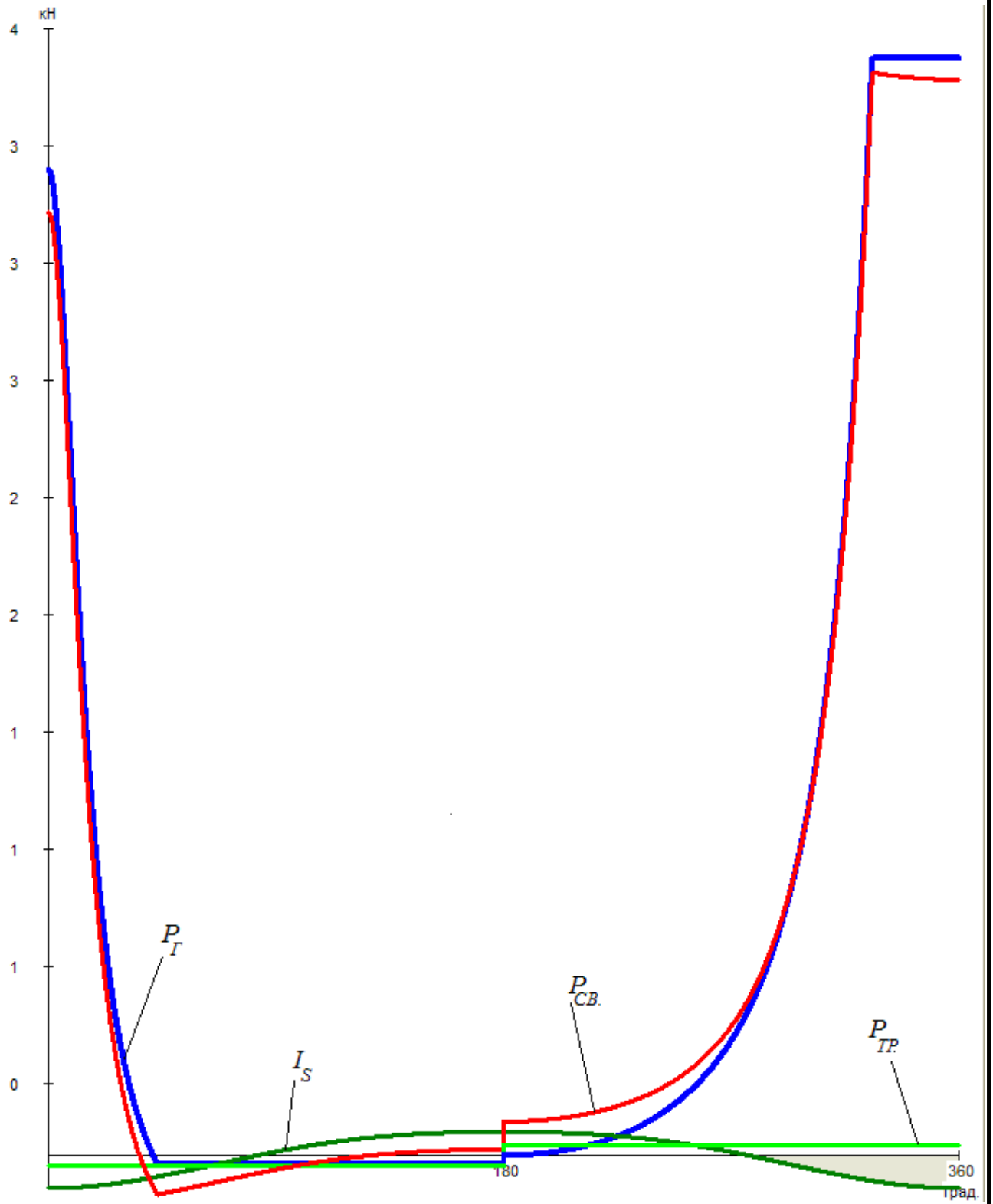


Рисунок 2.5. Діаграма сумарних зусиль

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

## 2.7. Визначення махових мас і конструювання маховика

Площа тангенціальної діаграми пропорційна ефективній роботі компресора за один зворот валу. Визначивши площу під кривою тангенціальної сили і розділивши її на довжину діаграми, отримаємо середню тангенціальну силу за зворот, яку приймаємо постійній і рівній тангенціальній силі приводного електродвигуна. Середня тангенціальна сила рівна  $T_{cp} = 0,128 \cdot 10^6$  Па, в масштабі діаграми. Твір цієї сили на радіус кривошипа (у даному випадку ексцентриситет) дає момент електродвигуна, який долає момент опору компресора

$$M_{\text{де}} = T_{cp} * R = 0,128 * 10^6 * 1 * 10^{-3} * 11,5 * 10^{-3} = 1,472 \text{ Нм} .$$

По певному моменту перевіряємо ефективну потужність компресора, оскільки у встановленому режимі роботи компресора його потужність дорівнює потужності двигуна:

$$N_e = M_{\text{де}} * \omega = 1,472 * 2\pi * 50 = 463 \text{ Вт} .$$

У тепловому розрахунку  $N_e = 481$  Вт .

Розбіжність :

$$\frac{481 - 463}{481} * 100\% = 3,75\%$$

допустиме відхилення 5-7%.

у перебігу одного звороту валу двигуна момент опору компресора може бути менше моменту двигуна в одному випадку і більше в іншому. Для вирівнювання моменту компресора служить маховик, що нагромаджує енергію, яка пропорційна максимальному надлишковому майданчику  $f_m$

$$L = f_{\text{д}} * \mu_{\text{д}} * \mu_{\text{д}}$$

$f_m = 1441 \text{ мм}^2$  - площа надлишкового майданчика,

$$\mu_m = 0,01 \text{ МПа/мм} = 0,01 * 10^{-3} \text{ Па/мм},$$

$$\mu_x = \frac{2\pi r}{240} = 3 * 10^{-4} \text{ м / мм} .$$

У нашому випадку роль маховика виконує ротор вбудованого електродвигун, то визначаємо степінь нерівномірність обертання

									Арк.
									31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

**MX 54 020 000 ДП**

$$\delta = \frac{L}{I\omega^2} = \frac{f_m \mu_m \mu_x}{m_p R_p^2 (2\pi n)^2} = \frac{1441 * 0.01 * 10^3 * 3 * 10^{-4}}{0.56 * (31 * 10^{-3})^2 (2\pi * 50)^2} = 0.008$$

отримана степінь нерівномірність менше допустимої  $[\delta] = \frac{1}{30} \div \frac{1}{80}$

## 2.8. Побудова діаграми радіальних сил

При побудові діаграми радіальних сил по осі абсцис відкладаємо кути повороту кривошипа  $\alpha$ , а по осі ординат значення радіальної по рівнянь

$$P_r = P_{cv} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Розрахунок сили в радіальному напрямку на кривошип діють постійні сили інерції обертових мас. Маса обертається частини шатун значення функції

$$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ з табл.2 додаток [Кошкін]}$$

$$m_{ш.сп} = \frac{2}{3} m_{ш} = 0,1 \text{ кг}$$

Маса шатунних шийки (неврівноваженість частини ексцентрика)

$$m_э = 0,064 \text{ кг}$$

Ці дані взяті з розрахунку сил інерції

Сила інерції від обертається частини шатуна

$$I_{ш.сп} = m_{ш.сп} r \omega^2 / F_n = 0.1 * 11.5 * 10^{-3} * 314^2 / 1 * 10^{-3} = 0.113 * 10^6 \text{ МПа}$$

Сила інерції неуврівноваженість обертається маси ексцентрика

$$I_э = m_э * r \omega^2 / F_n = 0.064 * 11.5 * 10^{-3} * 314^2 / 1 * 10^{-3} = 0.073 * 10^6 \text{ МПа}$$

Сили інерції  $I_{ш.сп}$  и діють від осі валу, тобто є негативними. На кривошипний підшипник діє сума сил

$$P'_r = P_r - I_{ш.сп}$$

На вал компресора діє сума сил

$$P''_r = P_r - (I_{ш.сп} + I_э)$$

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Для визначення значень сил  $P_r$  і на діаграмі радіальних сил ось абсцис переноситься в сторону позитивних сил на відрізок в масштабі діаграми сил  $I_{ш.вр}$  та  $I_{ш.вр} + I_{\varnothing}$ .

Таблиця 2.6. Зведена таблиця

$\alpha$	$P_{св}, МПа$	$\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$P_r, МПа$
0	0,81	1,0	0,81
15	0,15	0,9512	0,14
30	-0,126	0,8107	-0,1
45	-0,154	0,5958	-0,09
60	-0,097	0,3319	-0,032
75	-0,039	0,0488	-0,002
90	0,013	-0,2255	-0,003
105	0,054	-0,4688	-0,025
120	0,083	-0,6681	-0,055
135	0,1	-0,8185	-0,082
150	0,11	-0,9213	-0,1
165	0,113	-0,9808	-0,11
180	0,12-0,14	-1,00	-0,12-0,14
195	0,162	-0,9808	-0,158
210	0,146	-0,9213	-0,134
225	0,131	-0,8185	-0,107
240	0,169	-0,6681	-0,11
255	0,171	-0,4688	-0,08
270	0,18	-0,2285	-0,04
285	0,21	0,0488	0,01
300	0,299	0,3319	0,098
315	0,513	0,5958	0,3
330	1,01	0,8107	0,81
345	0,98	0,9512	0,93
360	0,97	1,00	0,97

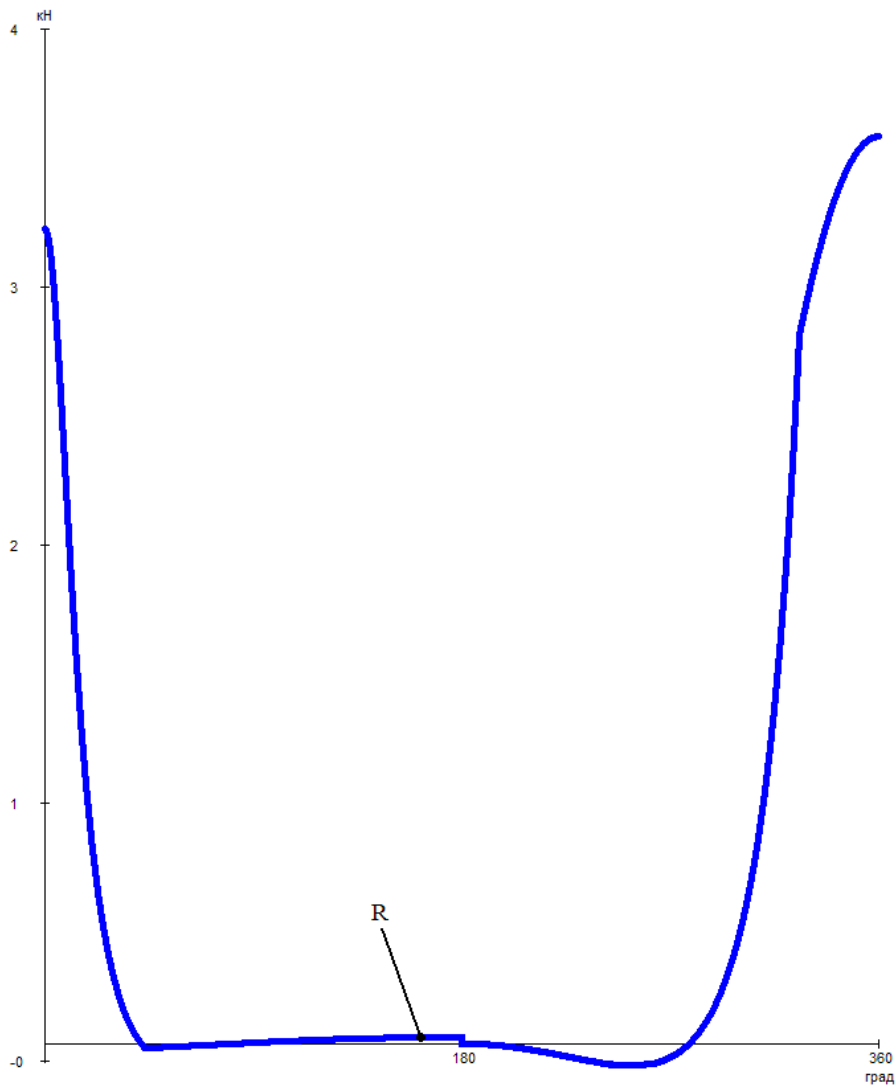


Рисунок 2.6. Діаграма зусиль

## 2.9. Урівноваження компресора

Силу тиску газу, що діє на поршень, усередині компресора врівноважує протилежно направлена силі від того тиску на торцеву поверхню циліндра. З метою поліпшення умов роботи компресора і зменшення вібрацій сили інерції необхідно зрівноважити компресор. У одноциліндровому компресорі сили інерції неврівноважених поворотне – поступально рухомих мас  $I_{s1}$  і  $I_{s2}$  не можуть бути урівноважені. Сили інерції неврівноважених мас, що обертаються, врівноважуються за допомогою противаг. Маса противаг визначається з умови рівності сил інерції

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

*MX 54 020 000 ДП*

Арк.

34

$$I_R = I'_{np}$$

$$m_R \omega^2 R = 2m'_{np} r \omega^2$$

$$m'_{np} = \frac{1}{2} m_R \frac{R}{r}$$

У одноциліндровому компресорі частину сили інерції  $I_{s1}$  (до 50%) доцільно перевести в плоскість, перпендикулярну плоскості, в якій лежить вісь валу і вісь циліндра. Для цього необхідна маса противаг визначиться з умови

$$\frac{1}{2} I_{s1\max} = I''_{np} \text{ чи } \frac{1}{2} m_s \omega^2 R = 2m''_{np} r \omega^2$$

$$\text{Шукана маса противаги } m''_{np} = \frac{1}{4} m_s \frac{R}{r}$$

$$\text{Сумарна маса противаг } m_{np} = m'_{np} + m''_{np} = \frac{1}{2} (m_R + \frac{1}{2} m_s) \frac{R}{r}$$

Виходячи з умови мінімально можливої маси противаги Приймаються конструкцію противаги у вигляді півкільця.

Геометричні параметри противаги  $R_1 = 16 \text{ мм}$ ,  $R_2 = 30 \text{ мм}$   $R = 25 \text{ мм}$

Маса противаги

$$m_{np} = V_{np} * \rho_{np} = \frac{1}{2} (\pi R_2^2 - \pi R_1^2) h \rho_{np}$$

Шуканої величиною є товщина противаги  $h$

$$h = \frac{2m_{np}}{(\pi R_2^2 - \pi R_1^2) \rho_{np}} = \frac{(m_R + \frac{1}{2} m_s) \frac{R}{r}}{(\pi R_2^2 - \pi R_1^2) \rho_{np}} = \frac{(0.164 + \frac{1}{2} * 0.159) \frac{25}{11.5}}{\pi (0.03^2 - 0.016^2) * 7.8 * 10^3} = 0.012 \text{ м}$$

## 2.10. Розрахунок деталей на міцність

Розрахунок поршня.

Торцева стінка поршня розраховується як кругла пластина

Поршень навантажений силоміць  $P$  рівною максимальному робочому тиску на поршень у верхній мертвій точці. Момент від тиску газів в діаметральному перетині знаходиться по формулі

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<b>MX 54 020 000 ДП</b>				

$$m_{uz} = -\frac{1}{3} r_i^3 P$$

$$\text{где } r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{31 \cdot 10^{-3}}{2} = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$P = P_k - P_0 = 1,19 - 0,132 = 1,058 \text{ МПа}$$

$$m_{uz} = -\frac{1}{3} (15,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 1,058 \cdot 10^6 = 1,31 \text{ Нм}$$

Момент опору днища поршня при його товщині  $\delta_{\min} = 2,5 \text{ мм}$

$$W = \frac{\alpha_i \delta_{\min}^2}{6} = \frac{0,031 \cdot 2,5^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 0,031 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напряга в днище

$$\sigma_n = \frac{M_{uz}}{W} = P \left( \frac{r_i}{\delta_{\min}} \right)^2 = 1,058 \left( \frac{0,0155}{0,0025} \right)^2 = 40,7 \text{ МПа}.$$

Поршень виготовлений із сталі марки А12 для якої допустимі напруги рівні

$$[\sigma_n] = 0,4 \sigma_{\text{вр}} = 0,4 \cdot 412 = 164 \text{ МПа}$$

$$\sigma_n < [\sigma_n]$$

Перерізу Х - Х перевіряємо на стиск за формулою

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{газ}}}{F_{\text{х-х}}}$$

$F_{\text{х-х}}$  - площа кільцевого січення Х - Х

$$F_{\text{х-х}} = \frac{\pi}{4} (D_{\min}^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} [(3,45 - 0,034)^2 - 3,1^2] = 1,62 \text{ мм}^2 = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$P_{\text{газ}} = P F_n = 1,058 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1058 \text{ Н}$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{1058}{1,62 \cdot 10^{-4}} = 6,5 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma_{\text{сж}}] = 160 \text{ МПа}$$

Тиск на бічну поверхню поршня

$$q = \frac{P}{DH_n} = \frac{P_{\text{св. max}} \cdot \text{tg } \beta}{DH_n}$$

$$\text{tg } \beta = \frac{\lambda \sin \alpha_n}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_n}} = \frac{0,22 \cdot 0,638}{\sqrt{1 - 0,22^2 \cdot 0,638^2}} = 0,138$$

$$q = \frac{1,01 \cdot 10^6 \cdot 0,138}{35 \cdot 10^{-3} \cdot 21 \cdot 10^{-3}} = 0,18 \text{ МПа}$$

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<b>MX 54 020 000 ДП</b>				

Допустимі значення для тропкових поршнів  $[q] = 0.15 - 0.35$  МПа

Розрахунок пальця

Палець розглядаємо як балку на двох опорах, навантажених на розподіленій навантаженням

Максимальний згинальний момент

$$M_{изг} = \frac{P_{газ}}{4} \left( L_n - \frac{L_{ш.г}}{2} \right),$$

де:  $P_{газ}$  - максимальна газова сила,  $P_{газ} = 1,058 * 10^3$  Па;

$L_n$  - відстань між серединами опор пальця,  $L_n = 0,0267$  м;

$L_{ш.г}$  - довжина верхньої головки шатуна,  $L_{ш.г} = 0,018$  м;

$$M_{изг} = \frac{1058}{4} \left( 0,0267 - \frac{0,018}{2} \right) = 4,9 \text{ Нм}.$$

Момент опору пальця

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_n^4 - d_{вн}^4}{d_n} = \frac{\pi(0,014^4 - 0,004^4)}{32 * 0,014} = 0,27 * 10^{-6} \text{ м}^3$$

Напруга вигину

$$\sigma_{из} = \frac{4,9}{0,27 * 10^{-6}} = 18,1 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруги для сталі 20х на вигин

$$[\sigma_{из}] = 0,3\sigma_m = 0,3 * 6,37 = 191 \text{ МПа}.$$

Напруга в пальці менш допустимо Найбільше тиск на поршневої палець у підшипнику

$$q_{\max} = \frac{P_{св.мах}}{f_{n-n}}$$

$f_{n-n}$  - площа поршня с пальцем

$$f_{n-n} = 2l_m d_n = 2 * 0,0057 * 0,014 = 1,6 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$q_{\max} = \frac{1,01 * 10^3}{1,6 * 10^{-4}} = 6,3 \text{ МПа}$$

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$[q_{\max}] = 35 - 45 \text{ МПа} > q_{\max}$$

Розрахунок шатуна.

Верхня головка шатун розривається силами інерції маси поршня

$$\sigma_p = \frac{m_i * \omega^2 r (1 + \lambda)}{(D_1 - D_2) l_{\phi.\bar{a}}}$$

де  $m_i$  - маса поршневої групи,  $m_i = 0,109$  кг;  $\omega$  - кутова швидкість обертання вала,  $\omega = 314$  1/с;  $r$  - радіус кривошипа,  $r = 0,0115$  м;  $\lambda$  - відношення радіуса кривошипа к довжині шатуна,  $\lambda = 0,22$ ;  $D_1$  - зовнішній діаметр головки,  $D_1 = 0,025$  м;  $D_2$  - внутрішній діаметр головки,  $D_2 = 0,015$  м;  $l_{\phi.\bar{a}}$  - довжина верхній головки шатуна,  $l_{\phi.\bar{a}} = 0,018$  м.

$$\sigma_p = \frac{0,109 * 314^2 * 0,0115 (1 + 0,22)}{(0,025 - 0,015) 0,018} = 0,84 * 10^6 \text{ Па}$$

$$[\sigma_p] = 4,25 * 10^6 \text{ Па}$$

Напруга розтягування менше допустимих

## 2.11. Змащування компресора

В малих холодильних високооборотних компресорах застосовують примусове мастило за допомогою спеціальних насосів. Основний тип насоса компресорів з вертикальним валом – відцентровий, не вимагаючи додаткових деталей, найбільш простої і надійний. Робота такого насоса не залежить від напрямку обертання валу, що необхідне в компресорах з трифазним електродвигуном. У нашому випадку застосовуємо конструкцію насоса зі свердлінням у валу, зміщеним відносно осі валу. Масло під дією відцентрових сили, проходить по радіальному отвору у вертикальній канал і далі прямує до пар тертя. Передбачимо роздільну подачу масла до пар тертя: нижньої голівки шатуна, верхньому підшипнику. Для цього в валу компресора виконано два вертикальні канали діаметром 4 мм. Діаметр вхідного отвору рівний 6 мм. У даній конструкції насоса масло не може проходити по свердлінню що пересікає вісь валу, тому вертикальні канали зміще-

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

ні на 7 мм від осі. Від насоса до поверхонь, що труться, масло подається по свердліннях в тілі механізму компресора. На валу в тому місці, де змащувальні канали виходять на поверхню підшипником, зроблені спіральні канавки для розподіли мастила і поліпшення тепловідводу. У верхній корінний підшипник, розділений кільцевою канавкою на дві частини мастила подається по двох радіальних свердліннях в обох частинах підшипника. Змащувальні канавки направлені від цих отворів до кільцевої канавки. Для мастила поршневого пальця передбачено свердління в тілі, і верхній голівці шатуна. У нижній голівці шатуна є серповидна канавка, а в тілі шатуна – осьове свердління.

При поєднанні канавки з отвором в шийці валу масло подається до кільцевої канавки на поверхні пальця, далі по осьовому каналу. У пальці масло піднімається на поверхню поршня, заповнює пальцьові канавки і змащує циліндр.

## 2.12. Розрахунок клапанів

Клапани належать до найбільш навантажених елементів компресора. У малих холодильних компресорах найбільш поширені клапани з пружними пружинчастими пластинами, у тому числі з пластинами з вільними кінцями, з одним закріпленим кінцем, закріпленими по контуру. Пластина всмоктуючого клапана укріплена на двох запресованих в торець циліндра. Пластина нагнітального клапана закріплена на клапанній дошці. Пружні пластини клапанів виготовлені із сталі марки У10А, плити із сталі 45. Середня швидкість пари в отворах клапанів розраховуємо з умови суцільності потоку по рівнянню

$$\omega f = c_m f_n$$

$f$  - площа перерізу клапанів;

$c_m$  - середня швидкість поршня;

$F_n$  - площа поршня.

Діаметр отвору всмоктуючих клапана приймаємо рівним 5 мм, кількість отворів  $n = 5$ .

Швидкість пара у всмоктуючому клапані

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$\omega = \frac{C_m F_n}{f} = \frac{2.3 * 1 * 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} (5 * 10^{-3})^2 * 5} = 23.4 \text{ м/с}$$

Нагнітальні клапани мають діаметр 5 мм і кількість отворів  $n = 4$ .

Швидкість пари в нагнітальні клапанах

$$\omega = \frac{C_m F_n}{f} = \frac{2.3 * 1 * 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} 25 * 10^{-3} * 4} = 29.3 \text{ м/с}$$

Висота підйому пластини всмоктуючи клапана дорівнює 1 мм Швидкість в щілини клапана

$$\omega = \frac{C_m F_n}{f_{щ}} = \frac{2.3 * 1 * 10^{-3}}{2 * 1 * 10^{-3} * 25 * 10^{-3}} = 46 \text{ м/с}$$

Допустима швидкість пари в щілини клапана складає 60 м / с

Діаметр всмоктуючих патрубків компресора

$$D_{вс} = \sqrt{\frac{V_h \lambda}{0.785 \omega_{вс}}}$$

$\omega_{вс} = 10 - 20 \text{ м/с}$  приймаємо  $\omega_{вс} = 15 \text{ м/с}$

$$D_{вс} = \sqrt{\frac{1.3 * 10^{-3} * 0.671}{0.785 * 15}} = 8.6 * 10^{-3} \text{ мм}$$

приймаємо  $D_{вс} = 9 \text{ мм}$

Діаметр нагнітальні патрубків

$$D_n = \sqrt{\frac{V_h \lambda v_2}{0.785 \omega_n v_1}}$$

$\omega_n$  - швидкість пара в нагнітальному патрубку  $\omega_n = 20 \text{ м/с}$

$$D_n \sqrt{\frac{1.3 * 10^{-3} * 0.671 * 0.159}{0.785 * 20 * 0.159}} = 5.18 * 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо  $D_n = 6 \text{ мм}$

									Арк.
									40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<b>MX 54 020 000 ДП</b>				

### 2.13. Розрахунок конденсатора

Завдання теплового розрахунку повітряного конденсатора - визначити мінімальну площу теплопередаючої поверхні, достатню для того, щоб при заданих тепловому навантаженню і температурі навколишнього повітря температура насичення була не вища заданою. Розрахунок проводимо в два етапи при мінімальному режимі роботи холодильного агрегату. Після вибору площі поверхні проводимо перевірочний розрахунок - визначимо температуру конденсації при максимальних температурах навколишнього повітря.

В конденсаторів низькотемпературних агрегатів в номінальному режимі температура конденсації  $t_k = 30^{\circ}C$ , температура повітря перед конденсатором  $t_a = 20^{\circ}C$ . Максимальна температура кипіння  $t_{i \max} = -25^{\circ}C$ . Максимальна температура повітря для агрегатів з частотою обертання  $50 \text{ с}^{-1}$  дорівнює  $45^{\circ}C$ . Необхідна площа поверхні конденсатора залежить від швидкості повітря, яка у свою чергу є функцією аеродинамічного опору агрегату, тому одночасно з тепловим, проводимо аеродинамічний розрахунок конденсатора.

При розрахунку послідовно визначаємо такі величини

1. Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0(A + Bt_k) = 800(0.88 + 0.0042 * 30) = 810 \text{ Вт}$$

2. Масова швидкість повітря у вузькому живому перерізі.

Для герметичних агрегатів Приймаються  $(\omega\rho) = 4 - 5 \text{ кг} / \text{м}^2 \text{ с}$

3. Коефіцієнт теплопередачі. Для герметичних агрегатів.

$$k = 26(\omega\rho)^{0.5} = 26(4)^{0.5} = 52 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ К}$$

4. Середня логарифмічна різниця температур

$$Q_m = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{2,31g \frac{t_k - t_{e1}}{t_k - t_{e2}}} = \frac{\Delta t_g}{2,31g \frac{t_k - t_{e1}}{t_k - (t_{e1} + \Delta t_g)}} = \frac{3,5}{2,31g \frac{30 - 20}{30 - (20 + 3.5)}} = 8.1^{\circ}C$$

						<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			41

5. Визначаємо площу поверхні конденсатора

$$F_k = \frac{Q_k}{kQ_m} = \frac{1080}{52 \cdot 8.1} = 2.56 \text{ м}^2$$

6. Вузький живий перетин конденсатора.

Вибираємо число секції  $Z = 4$  виходячи з умов; висота секції близька до висоти компресора, діаметр вентилятора не має бути більше, ніж допускається акустичними вимогами до агрегату, число секцій має бути мінімальним. Вибираємо наступні конструктивні дані секції

- шаг труб в напрямку руху повітря  $S_z = 22,5 \text{ мм}$ ;
- шаг труб в напрямку перпендикулярному руху повітря  $S_T = 22 \text{ мм}$ ;
- шаг ребер  $S_p = 3,5 \text{ мм}$ ;
- ширина ребра  $s_p = 22 \text{ мм}$ ;
- товщина ребра  $\delta_p = 0,3 \text{ мм}$ ;
- висота ребра  $H_p = 266 \text{ мм}$ ;
- довжина орєбреної частини  $L_n = 285 \text{ мм}$ ;
- кількість труб в секції  $n_1 = 12$ ;
- діаметр труб  $d = 8 \cdot 1 \text{ мм}$ ;
- розташування труб – шахове;
- матеріал труб и ребер – сталь;

Площа поверхні секції

$$F_1 = \frac{F_k}{n} = \frac{19.3}{4} = 0.49 \text{ м}^2.$$

Вузьке живе перетин конденсатора з пластинчастими ребрами

$$f_y = F_1 \frac{(S-d)(S_p-\delta)}{2(bs+S\delta-\frac{\pi d^2}{4})+\pi d(S_\delta-\delta)};$$

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42



Ступінь ребра

$$\varphi = \frac{F_k}{F_{ми}} = \frac{3.75}{0.342} = 10.9$$

Визначимо температури конденсації.

Температуру холодоагенту визначимо із співвідношення

$$t_k = \frac{t_{\theta 2} l^{\theta_m}}{l^{\theta_m} - 1}$$

Середня логарифмічна різниця температур визначимо із співвідношення

$$\theta = \frac{Q_k}{kF_k}$$

Величина коефіцієнта теплопередачі конденсатора визначається за формулою

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n E_{pa}} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{кон} + \frac{1}{\alpha_{вн} \beta}}$$

де  $\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі повітря ребристої поверхні;  $E_{pa}$  – ефективність ребристої поверхні;  $\delta$  - товщина стінки труби;  $\lambda$  – теплопровідність;  $R_{кон}$  - тепловий опір;  $\alpha_{вн}$  - коефіцієнт тепловіддачі;  $\beta$  – коефіцієнт оребрення.

Коефіцієнт тепловіддачі повітрю є функцією типу і розмірів ребер той поверхні, швидкості і температури повітря Для шахових пучків труб використовується формула Е. І. Карасіна

$$Nu = cR^{0.65} \left( \frac{d}{S_p} \right)^{-0.54} \left( \frac{h_p}{S_p} \right)^{-0.14}$$

$$h_p = \frac{a-d}{2} = \frac{22-8}{2} = 7 \text{ мм}$$

Ефективність ребра поверхні апарата визначимо

$$E_{pa} = E_p + \frac{1-E_p}{\varphi}$$

$E_p$  - ефективність ребра. Приймаються  $E_p = 0,87$ .

									Арк.
									44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

**MX 54 020 000 ДП**

$$E_{pa} = 0,87 + \frac{1-0,87}{10,9} = 0,88$$

Коефіцієнт тепловіддачі конденсуються холодоагенту для випадку конденсації всередині труб визначаємо за формулою Д.М. Ноффе

$$\alpha_{вн} = 0,56 A d_{вн}^{-\frac{1}{3}} q_{вн}^{-\frac{1}{3}}$$

де

$$\alpha_{вн} = 0,56 A d_{вн}^{-\frac{1}{3}} q_{вн}^{-\frac{1}{3}}$$

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр труби

$$q_{вн} = 3500 Bm / m^2 K$$

$q_{вн}$  – удельная тепловая нагрузка

$A$  - коэффициент допущения свойства фреона, зависящий от  $t_k$ ,  $A = 16800$

$$\alpha_{вн} = 0,5616800(8*10^{-3})^{-\frac{1}{3}} * 3500^{-\frac{1}{3}} = 3105 \text{ Вт/м}^2 K$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{66,3*0,88} + \frac{0,001}{65,6} + \frac{14,6}{3105}} = 46 \text{ Вт/м}^2 K$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{1080}{46*3,754} = 6,3^{\circ} C$$

## 2.14. Вибір і розрахунок допоміжного устаткування. Ресивер.

Ресивер призначений для зберігання запалу холодоагенту, необхідного для тривалої роботи установки при незначних витоках, а також для підвищення ефективності роботи холодильної системи. Запас хладону дозволяє працювати при змінних теплових навантаженнях. Ресивер входить до складу холодильного агрегату і встановлений в лінії системи холодильної машини. При транспортуванні і ремонті агрегату, холодильний агент, наявний в машині При транспортуванні і ремонті агрегату, холодильний агент, наявний в машині, збирають в ресивері. Ресивер агрегату, виготовляється, з литого метала і складається з двох штампо-

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

ваних частин, зварених електрозварюванням. Ресивер випробовують на міцність гідравлічним тиском 5886 кПа і герметичність тиском сухого повітря 1560 кПа.

Вертикальне розташування дозволяє помпажно розміщувати вузли агрегату. У верхній частині ресивера встановлений вентиль із забірною трубкою і механічним сітчастим фільтром в трубці. Для повнішого використання хладону, забірна трубка опущена майже на дно ресивера. Крім того оскільки агрегат низькотемпературний передбачений додатковий вентиль, необхідний для автоматичного відтавання випарників. По правилах техніки безпеки норма заповнення агрегату хладоном

$$1 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{м}^3$$

Показники ресивера

Об'єм ресивера –  $1.4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$

Діаметр ресивера – 122 мм

Товщина ресивера – 3 мм

Висота ресивера – 155 мм

## 2.15. Регенеративний теплообмінник

Регенеративні теплообмінники служать для виконання наступних завдань

- 1) Поліпшення характеристик термодинамічного циклу холодильної машини
- 2) Підвищення робочих коефіцієнтів компресора
- 3) Поліпшення роботи і зменшення розмірів пристрою, що дроселює, завдяки переохолодженню холодоагенту
- 4) Зростання надійності компресора шляхом усунення вологого ходу
- 5) Зростання ефективності роботи випарника шляхом зниження сухості пари, що виходить з нього.

Для проєктованого агрегату використовуємо гладко трубні двотрубні теплообмінники типу труба в трубі. У цьому теплообміннику рідина проходить по внутрішньої трубі, а пара рухається в між трубному просторі. Теплообмінник складається з мідних труб, вставлених одна в іншу. Діаметр зовнішньої труби 20\*1, внутрішньої 10\*1 мм. Трубки концентрично вставлені одна в іншу, до кінців

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

трубок приварюють вхідні і вихідні штуцера для приєднання до холодильної машини.

Технічні характеристики регенеративного теплообмінника

Площа поверхні 0,034 м<sup>2</sup>

Умовні проходи ліній

Рідинної 10мм

Газовий 10мм

Габаритні розміри

Довжина - 156мм

Ширина 78мм

Висота 31мм

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

## 3 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

### 3.1 Система захисту холодильної установки

У процесі роботи холодильних машин і установок з-за відмов окремих вузлів або агрегатів, а також із-за порушень в системах енерго-і водопостачання можуть виникати небезпечні режими: підвищення тиску та температури, рівня рідини в окремих апаратах або вузлах машин, припинення змащення тертьових пар, відсутність охолоджуючої води і т.д. Якщо не будуть прийняті своєчасні заходи, можуть бути пошкоджені або зруйновані компресори, теплообмінні апарати та інші елементи установки. При цьому виникає серйозна небезпека для життя та здоров'я обслуговуючого персоналу.

Захист холодильних машин і установок включає в себе цілий комплекс технічних та організаційних заходів, що забезпечують їх безпечну експлуатацію.

Основною вимогою до САЗ є висока надійність, яка досягається застосуванням високонадійних реле захисту та елементів електричних схем, резервування реле та інших елементів захисту в особливо відповідальних випадках, зменшенням числа елементів, послідовно включаються в САЗ, використанням найбільш безпечних варіантів електричних схем, організацією профілактичних перевірок і ремонтів в процесі експлуатації. Серед систем захисту можна виділити наступні: профілактична і аварійна.

Профілактична - захист, яка впливає на регулюючі пристрої або окремі елементи регулятора до настання опавного режиму. Наприклад, у випадку припинення подачі води на конденсатор компресор необхідно зупинити, не очікуючи аварійного підвищення тиску

Аварійна - захист, яка сприймає відхилення регульованого параметра та, коли значення його стає небезпечним, відключає один з вузлів системи, щоб рассогласованіє більше не зростала. При спрацьовування автоматичного захисту нормальне функціонування системи автоматичного регулювання припиняється і регульований параметр зазвичай виходить за припустимі межі.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Якщо після спрацьовування захисту контрольований параметр вирнувся в задану зону, САЗ може включити відключений вузол, і система регулювання продовжує нормально працювати (захист багаторазового дії). На великих об'єктах частіше застосовуються САЗ одноразового дії, тобто після повернення контрольованого параметра в допустиму зону відключені захистом вузли самі вже не включаються.

### 3.2. Система автоматизованого керування

САУ виконує найбільшу кількість функцій у процесах автоматичного керування холодильною установкою. Це - «серце» всього автоматичного контура. У САУ надходять сигнали від САЗ, а також і від інших датчиків використовуються в технологічній схемі.

САУ по сигналу від САЗ вимикає компресор, змінює холодопродуктивності компресора тим або іншим способом. Також САУ блокує пуск установки в разі, якщо необхідні умови для пуску не виконані: протока води через сорочки КМ (якщо аміачний), а також через сорочки конденсатора, напруга живильної мережі вийшло за допустимі межі і т.д. САУ сприймає різні сигнали від приладів, оброблює їх і якщо потрібно - то перетворює в інші, а потім формує вихідний сигнал для відповідних виконавчих механізмів.

Регулювання продуктивності компресора

Регулювання холодопродуктивності компресора здійснюється способом пуск - зупинка.

Система автоматичного захисту (САЗ)

Компресор:

Пуск компресора виробляється вручну - Н1-NS-8-ел.дв.КМ1

Захист по тиску всмоктування: Рвс-1-NS-8-ДКМ1.

ДКМ1 - двигун компресора.

Захист по тиску нагнітання:

Рнаг-2-NS-8-ДКМ1

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49



## 4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 4.1. Техніко-економічне обґрунтування

Практично всі нові моделі компресорів світових виробників розробляються тільки на холодоагентах з низьким коефіцієнтом глобального потепління. Причиною такого переходу є результати дослідження парникового ефекту. Основними факторами, що визначають вибір сучасного холодоагенту, безумовно, є його вплив на глобальне потепління, термодинамічні і теплофізичні характеристики. Вони впливають на ефективність, експлуатаційні показники та конструктивні характеристики установок. Вибір базового варіанту. В якості базового варіанту розглянемо компресорно -конденсатний агрегат з розробкою герметичного компресора. Пропонується розробити герметичний компресор для роботи на перспективному агенті R32.

Порівняльний техніко-економічний аналіз Розглянемо причини переходу на R32. Пошук альтернативних холодоагентів є дуже важливим на даний момент. R32 є екологічно чистим речовиною, а також має хороші термодинамічні параметри. Ці властивості роблять його привабливим для використання в нових холодильних установках.

Організаційне обґрунтування проекту

Класифікаційна оцінка різновиди проекту

Клас: моно проект окремий проект з чітко певним напрямом і об'ємом проекту;

тип : технічний – рішення технічної задачі створення технічного проекту.

Рішенням технічної задачі даного дипломного проекту являється створення устаткування, яке буде працювати на більш економічно-вигіднішому, а головне перспективному агенті R32, яке не викидає в атмосферу парникових елементів. Отже створення технічного проекту для даного устаткування є доцільним.

вигляд : учбово-освітній-дипломний проект

тривалість :- довгостроковий;

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

складність :простий включає роботу по проектуванню,технічну і організаційно – економічну підготовку виробництва;

рівень : галузевий- буде застосовуватись на підприємствах галузі пов'язаної з виробництвом стисненого повітря .

Визначення мети та результатів проекту

Мета - проект компресорно-конденсаторного агрегату з розробкою герметичного компресора;

Результати:

а) розрахунок компресора для роботи на новому холодильному агента і в новому температурному режимі;

б) підготовка системи автоматизації для роботи на новому хладагента;

в) технічна документація і паспорт, інструкція по експлуатації.

Побудову структури проекту

За структуру розроблювального проекту прийнята структура, орієнтована на результати проекту. Така структура заснована на побудові мережного графіка. Мережний графік - це графічне зображення мережевої моделі комплексу взаємопов'язаних робіт, спрямованих на досягнення певної заздалегідь наміченої мети.

Життєвий цикл проекту. Фаза концепції проекту

а) збір даних і аналіз існуючого положення;

б) встановлення потреби в результатах;

в) затвердження концепцій;

Фаза розробки

а) встановлення ділових контактів та вивчення цілей, мотивів та вимог замовника і власника;

б) розвиток концепцій, планування предметної області та інших елементів проекту;

в) розробка зведеного плану;

Фаза реалізації

а) організація виконання робіт;

б) детальне проектування і технічні специфікації;

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

- в) інформаційний контроль за виконанням робіт;
- г) керівництво і координація робіт, регулювання основних показників проекту;
- д) підтвердження закінчення робіт;

Фаза завершення

- а) експлуатаційні випробування остаточного продукту проекту;
- в) підготовка документів та здача агрегату замовнику;
- г) оцінка результатів проекту та підбиття підсумків;
- д) підготовка підсумкових документів та закриття проекту.

склад робіт по життєвому циклу проекту наведено в таблиці:

Визначення навколишнього середовища проекту і учасників проекту

Здійснення проекту відбувається в деякій динамічній середовищі, яке справляє на нього певний вплив. У проекті важливо визначити і врахувати всі можливі впливи: економічні, соціальні, фінансові та ін Навколишнє середовище - сукупність зовнішніх та внутрішніх (відносно проекту) чинників, що впливають на досягнення результатів проекту. Проект не можна відокремити від його навколишніх умов і їх розвитку. Отже, необхідно завчасно вивчати і враховувати безпосередню (саме підприємство) і далеке оточення проекту (оточення підприємства). Їх зміни можуть згодом зіграти вирішальну роль у досягненні успіху

Таблиця 4.1 - склад робіт по життєвому циклу проекту

№ ко-да	Найменування робіт	Т, дні	Попередня робота
1-2	збір даних та аналіз існуючого стану	30	-
2-3	встановлення потреби в результатах	7	1-2;
2-4	затвердження концепцій	3	1-2;
3-5	встановлення ділових контактів та вивчення цілей, мотивів і вимог замовника та власника	14	2-3;
4-5	розвиток концепцій	10	2-4;
5-6	розробка і затвердження зведеного плану	7	3-5;4-5;
5-7	організація виконання робіт	5	3-5;4-5;
6-8	інформаційний контроль за виконанням робіт	8	5-6;
7-8	детальне проектування компресноконденсаторного агрегату і технічні специфікації	30	5-7;







- амортизаційні відрахування;
- заробітна плата персоналу;
- спеціальний ремонт та утримання обладнання

Розрахунок енергетичних витрат

Витрати на електроенергію

$$C_{эн} = N_{об} \cdot F \cdot Цэ = (2 \cdot 0,6 \cdot 7000 + 0,5 \cdot 0,85 \cdot 2 \ 000) \cdot 0,75 = 6 \ 937,5 \text{ грн (6.6)}$$

де:

Ноб - потужність, потребляемая обладнанням (приведена в таблиці 6.4), кВт;

F - річний фонд часу роботи установки, год / рік;

Цэ = 0,75 - вартість 1 кВт • год електроенергії, грн / кВт • год

Таблиця 4.4 - Витрати на матеріали

Показник	Величина	
	Новий варіант (R32)	Базовий варіант (R12)
Необхідна кількість хладону, кг	2.2	2.8
Річні витрати з урахуванням на дозаправку, кг (10%)	2.42	3.08
Ціна фреона, грн/кг	110	50
Річні витрати на дозаправку фреоном (20 % від річних витрат), грн	319	185
Необхідна кількість масла, кг	0,25	0,20
Річний витрата масла, кг (на дозаправку 5%)	0.265	0.21
Ціна масла, грн/кг	250	250
Витрати на масло, грн	66.25	52.5
Транспортні витрати (7% от стоимости матеріалов), грн	27	17
Разом, грн	413	254

Таблиця 4.5. Споживачі електроенергії  
Розрахунок енергетичних витрат(аналог)

№ п/п	Портебітель	Умов. обозн.	$\eta_{исп}$	Потужність установча <i>кВт</i>	Час роботи, год	Річна потужність, кВт*год
1.	Агрегат АКН-L-NTZ-048	$N_k$	0,6	1.8	7000	5 765

Таблиця 4.6. Розрахунок енергетичних витрат(базовий варіант)

№ п/п	Споживач	Умов. обозн.	$\eta_{исп}$	Потужність установча <i>кВт</i>	Час роботи, год	Річна потужність, кВт*год
1.	Компресор	$N_k$	0,6	2	7000	6 300
2.	Нагрівач	$N_{нагр}$	0,85	0.5	2000	637.5
Итого						6 937.5

#### 4.4. Розрахунок амортизаційних відрахувань

Норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт обладнання (25% від капітальних витрат):

$$C_{ам} = K_{заг} \cdot 0,25;$$

$$C_{ам1} = 16\ 092 \cdot 0,25 = 4\ 023 \text{ грн.}$$

$$C_{ам2} = 33\ 376 \cdot 0,25 = 8\ 344 \text{ грн.}$$

#### 4.3.7. Розрахунок витрат на спеціальний ремонт та утримання обладнання

Витрати на спеціальний ремонт та утримання обладнання (2% від капітальних витрат):

$$C_{утрим} = K_{заг} \cdot 0,02;$$

$$C_{утрим1} = 16\ 092 \cdot 0,02 = 321.84 \text{ грн.}$$

$$C_{утрим2} = 33\ 376 \cdot 0,02 = 667,52 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.7 Розрахунок експлуатаційних витрат споживача

Стаття витрат	Сума нового варіанту, грн	Сума базового варіанту, грн
Витрати на функціонування установки, у тому числі:		
-матеріали	413	254

- енергетичні витрати	5 765	6 938
- Заробітна плата	12 573	12 573
- Амортизація	8 344	4 023
- спеціальний ремонт та утримання агрегату	667	321
Итого: Експлуатаційні витрати	27762	24109

Порівняльний економічний ефект:

$$E=(C_1+E_H K_1)1.2-(C_2+E_H K_2)1.2$$

$$E_H=0.15$$

$$E=(27762+0.15*33\,376)*1.2-(24109+0.15*16\,092)*1.2=7\,495$$

Таблиця 4.8. Основні економічні показники

№ пп	Найменування показників	Позначення	Одиниця виміру	Новий варіант	Базовий варіант
1	Верхній температурний рівень	$t_k$	$^{\circ}\text{C}$	+35	+40
2	Нижній температурний рівень	$t_0$	$^{\circ}\text{C}$	-15	-20
3	Холодопродуктивності	$Q_0$	Вт	2 890	2450
4	Робочий агент		кг	R32	R12
5	Витрата електроенергії	$q_e$	кВт/ч	5 765	6 937
8	Капітальні вкладення	$K_{\text{ОБЩ}}$	грн	33 376	16 092
9	Експлуатаційні витрати	$C$	грн	27762	24109
10	Порівняльний економічний ефект	$E$	ГРН	7495	

При проектуванні компресора були використані нові технічні рішення, а також вдалий підбір комплектуючих, використання нових технологій, раціональний підбір параметрів при проектуванні обладнання, що дало низьку собівартість проведення теплотехнічних випробувань та невеликий термін окупності. З цього можна судити що проект економічно вигідний, особливо на великих підприємствах на території України.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

### 5.1 Вступ

На підприємствах, де нехтують правила безпеки і не виконуються вимоги охорони праці, завжди є імовірність отримати травму чи набути професійне захворювання або загинути.

Відповідальність за створення безпечного виробничого середовища несе керівник підприємства

Роботодавець зобов'язаний відповідно до Закону України «Про охорону праці» створити на кожному робочому місці умови праці відповідно до норм чинного законодавства, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці

У даному розділі дипломного проекту проведено аналіз умов праці при розробці ККА, з метою вироблення заходів щодо їх покращення та забезпечення безпеки.

### 5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.

Аналіз, враховуючи характер технологічних процесів і умов праці, дозволяє визначити з достатньою достовірністю небезпечні та шкідливі чинники. В розділі охорони праці розглядаються питання безпечних умов праці при розробці компресорно-конденсаторного агрегату з герметичним компресором.

5.2.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при роботі холодильних установок

До небезпечних та шкідливих виробничих факторів відносять:

– небезпека враження електричним струмом від електрообладнання установки; – небезпека від руйнування компресора, детандера, трубопроводів та апаратів від перевищення тиску холодильного агента;

– рухомі частини компресора і детандера;

– підвищена температура поверхонь компресора і апаратів

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

- підвищена загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- пожежо- і вибухонебезпечність холодильного агенту; шкідливість холодильного агенту

Джерела небезпеки:

- частини компресора та детандера, насосу, що обертаються та привід насосу холодильного агенту;
- нагрівання поверхонь складальних одиниць та комунікацій компресора;
- електричний струм напругою 220/380 В, частотою 50 Гц;
- підвищення тиску стиснуваного робочого тіла у компресори вище допустимого;
- не герметичність з'єднань;
- шум і вібрації, що викликаються роботою компресорно-детандерного блоку, насосу.

### 5.3 Розробка заходів з охорони праці

Конструкції компресору, детандера та насосу повинні відповідати вимогам Правил будови і безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів і газопроводів.

Відповідно до основних вимог по забезпеченню безпечних та здорових умов праці працівників, всі підприємства повинні розміщуватися в будівлях та приміщеннях, які відповідають вимогам СНіП 2.09.02-85. При плануванні виробничого приміщення врахована санітарна характеристика виробничих процесів, дотримуються норми корисної площі для працюючих, а також нормативи площ для розташування устаткування і необхідної ширини проходів, що забезпечують безпечну роботу та зручне обслуговування устаткування. У всіх приміщеннях забезпечене природне та штучне освітлення, дотримуються необхідні параметри мікроклімату, приміщення оснащені вентиляційними системами, опаленням.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Компресорні розташовуються в окремих приміщеннях. Не дозволяється розташування компресорів в приміщеннях, суміжних з вибухонебезпечними і хімічними виробництвами, які викликають корозію обладнання і шкідливо впливають на організм людини. Проходи в компресорні вільні та забезпечують можливість монтажу і обслуговування.

Підлога має рівна, неслизька, мастиlostійка, а вікна і двері відчиняються назовні.

Компресорна обладнується ефективною вентиляцією і достатнім освітленням. Вхід у компресорну стороннім особам заборонено, вивішують плакати: «Вхід заборонено!»

Зниження шуму та вібрацій вентиляційних агрегатів (вентилятор та електродвигун) досягається жорстким кріпленням їх на металевій рамі та установкою на віброізолятори, покриттям кожухів вентиляторів і повітроводів вібропоглинаючим матеріалом (спеціальні мастики), застосуванням гнучких елементів (м'яких вставок) між елементами вентиляційної мережі, використанніям глушників шуму, що обладнуються у повітроводах.

Температурно-вологісний режим має бути постійним та стабільним. Відхилення температурно-вологісного режиму від параметрів, що рекомендуються для комплексного зберігання матеріалів, у напрямку підвищення або зниження вологості викликає такі зміни: при підвищеній вологості виникає корозія металів (на залізі – іржа, на бронзі – дика пати́на) деформація, розтріскування, знебарвлення матеріалу лужних процесів скла (поява райдужних розколів і розшарувань) поява червоних плям, що є окисами заліза,

Оптимальні параметри температури та вологості повітря можуть бути забезпечені системами кондиціонування повітря, а допустимі – системами опалення та вентиляції.

Загальні вимоги безпеки виробничого устаткування визначені ГОСТ 12.2.003-91.

Конструкція устаткування повинна забезпечувати захист людини від

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

ураження електричним струмом, а також запобігати накопиченню зарядів статичної електрики в небезпечних кількостях.

Відповідно до ГОСТ 12.1.019-79 «Электробезопасность. Общие требования» електробезпечність людини повинна забезпечуватися конструкцією електроустановок, технічними засобами і засобами захисту, організаційними і технічними заходами

Основні технічні засоби і заходи забезпечення електробезпеки при нормальному режимі роботи установки включають: ізоляцію струмовідних частин, недоступність струмовідних частин, заземлення тощо.

Загальні вимоги безпеки виробничого устаткування визначені ГОСТ 12.2.003-91.

Конструкція устаткування повинна забезпечувати захист людини від ураження електричним струмом, а також запобігати накопиченню зарядів статичної електрики в небезпечних кількостях.

Устаткування повинно бути оснащено засобами сигналізації в вигляді надписів, кольору, автоматичної зупинки та вимкнення від джерел енергії.

Стан заземлення та ізоляції електричних мереж, електроприладів і електрообладнання відповідно до Правил улаштування електроустановок (ПУЕ) перевіряють щороку.

На підприємстві власник наказом призначає особу, відповідальну за справний стан, правильну й безпечну експлуатацію холодильних машин і установок.

Працівники під час роботи мають керуватися вимогами розроблених і затверджених на підприємстві інструкцій:

з будови і безпечної експлуатації холодильних установок;

експлуатації холодильної системи (охолоджувальних пристроїв);

обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики

пожежної безпеки;

домедичної допомоги у разі отруєння аміаком, дій персоналу з усунення прориву аміаку та за виникнення аварійної ситуації тощо.

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Документи, знаходяться у машинному відділенні, їх доводять до відома кожного машиніста під розпис.

На видному місці розміщують: номери телефонів швидкої допомоги, пожежної охорони, диспетчера електромережі, міліції, начальника компресорного цеху (домашній телефон); номери телефонів і адресу організації, яка обслуговує автоматизовану холодильну установку.

У компресорному цеху знаходиться добовий журнал встановленої форми — пронумерований, прошнурований, стверджений печаткою підприємства, з датою і підписом начальника цеху.

Начальник компресорного цеху щоденно контролює ведення журналу, записує до нього розпорядження персоналу, що обслуговує та розписується

#### **5.4 Пожежна безпека**

Особливе значення має пожежна безпека підприємства. Пожежна безпека – це можливість виникнення та розвитку пожежі в будь-якій речовині, процесі, стані. Слід зазначити, що пожеж безпечних не буває. Коли людина перебуває в зоні впливу пожежі, то вона може потрапити під дію наступних небезпечних та шкідливих факторів: токсичні продукти згорання, вогонь, підвищена температура середовища, дим, недостатність кисню, руйнування будівельних конструкцій, вибухи, паніка.

Протипожежний захист приміщення забезпечується застосуванням автоматичної установки пожежної сигналізації, наявністю засобів пожежогасіння, застосуванням основних будівельних конструкцій будинку з регламентованими межами вогнестійкості, організацією своєчасної евакуації людей.

До засобів гасіння пожежі відносяться внутрішні пожежні водопроводи (крани –ПК), вогнегасники, сухий пісок тощо.

В будівлях пожежні крани встановлюють в коридорах, на майданчиках сходових кліток. Кожний пожежний кран укомплектований пожежним рукавом і розміщений у відповідних ящиках, які знаходяться на висоті 1,35 м від полу.

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64



План евакуації вивіщується на видному місці у основного виходу із приміщення.

У разі виявлення пожежі кожний працівник зобов'язаний:

- негайно повідомити про це телефоном пожежну охорону;
- вжити ( при можливості) заходів щодо евакуації людей, гасіння пожежі та збереження матеріальних цінностей;
- повідомити керівника чи відповідну посадову особу підприємства;
- у разі необхідності викликати інші аварійно-рятувальні служби ( медичну, газоаварійну тощо);

					<b><i>МХ 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтунов Е.Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. – М.: Колос, 2000. – 160с.: ил. ISBN 5-10-003679-6.
2. Зеликовский И.Х., Каплан Л.Г. Малые холодильные машины и установки. – М.Агропромиздат, 1989.,-672с.
3. Фотин В.С. и др. Поршневые компрессоры. – Л. «Машиностроение». 1987
4. Підручник для машинобудівних вузів / Е.Я. Юдін, С.В. Белов, С.К. Баланцов та ін; Під ред. Є.Я. Юдіна, С.В. Белова - 2-е вид. оформлені. і доп. - М.: Машинобудування, 1983.- 432с.
5. Методические указания к курсовому проектированию по специальности 0529 „Тепловые расчёты циклов и динамический расчёт компрессора” – Одесса.: 1988.- 51с.
6. Методические указания к курсовому проектированию по специальности 0529 „Расчёт деталей холодильного компрессора на прочность” – Одесса.: 1988.- 46с.
7. Исаченко В.П. и др. Теплопередача: Учебник для вузов/ В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел, 4-е изд., перераб. и доп.- М.:Энергоатомиздат,1981.-416.,ил.
8. Низкотемпературный электронагрев/[Альтгаузен А.П., Гутман М.Б., Мальшев С.А., и др.]; Под общей ред. А.Д. Свенчанского. 2-е изд.,перераб. И доп.-М.:Энергия, 1978-208с., ил.
9. Стекло. Справочник под ред. И.М. Павлушкина. М, Строиздат, 1973-487с.(Моск.химико-технолог. ин-т им Д.И. Менделеева). Авт. Сост.: А.А. Апен, М.А. Асланова, Н.М. Амосов и др.
10. Дем'яненко Ю.И., Алексєєва О.М. Методичні вказівки щодо виконання розділу „Охрана праці” при дипломному проектуванні для студентів спеціальностей 7.0905.04, 7.0806.11, 7.0925.01, 7.0804.02. ОДАХ, Одеса , 1996.
11. Внутрішні санітарно-технічні пристрої. Вентиляція та кондиціонування повітря. Під ред.. Н.Н.Павлова, Ю.І. Шиллера – 4-е вид.- М: Стройиздат, 1992.-416 с.
12. Охрана праці. Курс лекцій. Практикум: навчальний посібник/ Катренко Л.А., Кіт Ю.В., Пістук І.П.- 4-те вид.- Суми: Університетська книга, 2011.- 540с.
13. Охрана труда в машиностроении: Учеб. для машиностроительных вузов/Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др.; Под. ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. 2-е изд., перераб. и доп.-М.:Машиностроение, 1983-432с., ил.
14. Справочник по черчению М.У. по оформл. текст. и граф. материалов. Методические указания по ГО, ОП
15. Атаманюк В.Г. Цивільна оборона: Підручник для вузів. – М.: Вища школа, 1986. – 238 с.

					<b>MX 54 020 000 ДП</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

16. Шубін Е.П. Цивільна оборона: Підручник для вузів. – М.: Освіта, 1991.-223 с.

17. Вігуржинська С.Ю., Косой Б.В., Туснолобов В.К. Економіка сучасного виробництва. Учбовий посібник. – Одеса: Видавничий центр ОГАХ, 1999.

18. Можяева С.В. Економіка енергетичного виробництва. Учбовий посібник.-Москва: Видавництво «Лань», 2003.

19. [www.daikin.eu](http://www.daikin.eu)

20. <https://www.toshiba.ua/>

21. <https://www.danfoss.com/uk-ua/>

22. <http://www.bitzer.com.ua/>

23. <https://www.ejarn.com/>

					<b><i>MX 54 020 000 ДП</i></b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68