

**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. 024. 000 ДП

**ПОЛУКОШНОГО
ДАНИЛА 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: Полукошного Данііла 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 безсальниковим компресором холодопродуктивністю 2 кВт

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

Вихідні данні для проекту: режим роботи агрегату $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$, $t_k = 30^{\circ}\text{C}$, холодоагент R410A

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Пояснювальна записка

Вступ

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Технічна характеристика компресора

2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок безсальникового компресора

2.2. Динамічний розрахунок

2.3 Розрахунок вузлів та деталей

2.4 Розрахунок на міцність нерухомих деталей

2.5 Розрахунок на міцність рухомих деталей

2.6 Розрахунок повітряного конденсатора з пластинчатим оребренням

3. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Система захисту холодильної установки

3.2. Система автоматизованого керування

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1. Техніко-економічне обґрунтування

4.2. Техніко-економічні розрахунки

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

5.3.1 Безпека праці

5.3.2 Вимоги безпеки до обслуговування компресорних установок

5.4 Пожежна безпека

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Графічна частина

Аркуш 1 Компресорно-конденсаторний агрегат
Аркуш 2 Безсальниковий 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 54 024 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Розробка компресорно-конденсаторного агрегату з безсаліниковим
компресором холодопродуктивністю 2 кВт

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на 59 сторінках та графічного матеріалу на 2 аркушах.

Дипломник _____ (Полукошний Д.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.....	6
1.1. Технічна характеристика компресора.....	7
2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	9
2.1 Розрахунок безсальникового компресора.....	9
2.2. Динамічний розрахунок	13
2.3 Розрахунок вузлів та деталей.....	24
2.4 Розрахунок на міцність нерухомих деталей.....	25
2.5 Розрахунок на міцність рухомих деталей.....	27
2.6 Розрахунок повітряного конденсатора з пластинчатим оребренням	33
3. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА	40
3.1 Система захисту холодильної установки.....	40
3.2. Система автоматизованого керування	41
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	43
4.1. Техніко-економічне обґрунтування	43
4.2. Техніко-економічні розрахунки.....	45

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Полукошний			Розробка компресорно-конденсаторного агрегату з безсальниковим компресором холодопродуктивністю 2 кВт.	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Буданов В.О.				3	82	
Реценз.						<i>гр. МХ 54</i>		
Н. Контр.								
Затверд.								

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ	52
5.1 Вступ.....	52
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.	52
5.3 Розробка заходів з охорони праці.....	53
5.3.1 Безпека праці	53
5.3.2 Вимоги безпеки до обслуговування компресорних установок	54
5.4 Пожежна безпека.....	56
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	57

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Світовий ринок кондиціонерів виріс на 9,3% у порівнянні з минулим роком, збільшившись до 129 млн одиниць. Завдяки росту ринку в Китаї 2017 рік став роком більших досягнень.

У Сполучених Штатах спостерігається поступовий ріст продажів безканалних систем кондиціонування, таких як міні-спліти й VRF-Системи. По міні-спліт кондиціонерах зафіксований ріст продажів на 15,0%. У цілому, кондиціонерний ринок США продемонстрував році ріст на 4,8%, збільшившись до 16,4 млн одиниць.

Нові рекордні показники відзначені по виробництву й продажу кондиціонерів у Китаї. Внутрішні продажі злетіли до 61 млн одиниць, що свідчить про ріст на 30,2% у річному вирахованні. Обсяг експорту, включаючи експорт зроблених у Китаї кондиціонерів з іноземними торговельними марками, досяг 110 мільйонів одиниць, збільшившись у порівнянні з минулим роком на 23%.

В країнах Південно-Східної Азії, таких як Таїланд, В'єтнам, Малайзія, Індонезія й Сінгапур, сезон дощів наступив раніше, ніж звичайно, що привело до більше короткого жаркого літа. Це вплинуло на те, що ринок кондиціонерів усього регіону знизився на 9,2% і склав 7,9 млн одиниць. Тенденція росту спостерігалась тільки на Філіппінах і в М'янмі.

Індійський ринок кондиціонерів пережив жарке літо й збільшився на 10,5% до 5,6 млн одиниць. Цьому сприяв попит на моделі з більш високою ефективністю.

Незважаючи на те, що в першій половині ринки таких країн як Італія, Німеччина й Франція зштовхнулися зі зменшенням попиту побутових кондиціонерів, європейський ринок кондиціонерів все-таки відновився й продемонстрував ріст на 3,6% до 6,4 млн одиниць.

Близькосхідний ринок ще не вирвався з стагнації, а економіка постраждала від падіння цін на нафту й політичної нестабільності. Ринок кондиціонерів також продемонстрував тенденцію до падіння, знизившись у порівнянні з попереднім роком на 14,5% і склав 4,7 млн одиниць.

Латиноамериканська економіка оправилася після кризи й тепер відновлюється. Попит на кондиціонери збільшився на 5,7%. Бразилія, Аргентина й Мексика ввійшли в трійку кращих ринків у регіоні. У кількісному вираженні їхній загальний обсяг склав 5,2 млн кондиціонерів.

Відповідно до доповіді «Глобальний ринок напівпромислових кондиціонерів 2017-2021» (Global Packaged Air Conditioner Market 2017-2021), підготовленому фахівцями дослідницької компанії Research and Markets, очікується, що в період 2017–2021 років світовий ринок напівпромислових кондиціонерів виріс із сукупним середньорічним темпом росту (CAGR) на рівні 5,29%.

										Арк.
										5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MX 54 024.000. ДП ПЗ					

компресори доводиться близько 20% теплових насосів проекту «електрика замість вугілля» компанії Emerson. Компанія планує залучити інвесторів у проект використання теплових насосів для опалення в Північному Китаї.

В останні роки попит на VRF швидко росте в усьому світі. При цьому Китай - найбільший у світі ринок даного встаткування. Крім Китаю, ринок VRF росте більш ніж на 10% у рік у Японії, Європі, Південно-Східній Азії, Північній Америці. За останні три роки попит на наномережі-VRF потужністю від 4 до 7 к.с. ріс більш ніж на 40% у рік. VRF-Системи починають застосовуватися в самих різних проектах, що вимагають набагато більше високої продуктивності теплового насоса. Ринок опалення в Китаї є величезним потенційним ринком для VRF.

У міру росту ринку VRF усе більше потрібні потужні інверторні спіральні компресори. У разі того, що національна енергетична політика встановила більш строгі вимоги енергоефективності, інверторні компресори постійного струму з високою ефективністю усе більше й більше затребувані на ринку.

Компанія Gree, один із ключових гравців у галузі кондиціонування повітря в Китаї, приступила до НДКР на інверторні компресори постійного струму й запустила їх масове виробництво в грудні 2017 року. Інші конкуренти також активно готуються до випуску спіральних інверторних компресорів. Наприклад, компанія InvoTech також почала виробництво таких компресорів і швидко нарощує їхнє використання в теплових насосах і холодильних установках при невеликих обсягах експорту.

Спіральні технології забезпечують гарне рішення для теплових насосів у рамках енергозбереження. Тому спіральні компресори завоювали нову частку ринку в конкуренції з роторними компресорами, а значить ринок спіральних компресорів буде виразно розширюватися.

1.1. Технічна характеристика компресора

Проектований компресор представляє собою хладоновий безсальниковий (напівгерметичний) двоциліндровий агрегат з вертикальним розміщенням циліндрів з кутом розвалу 180°, холодопродуктивність якого 2 кВт в стандартному режимі (при температурі конденсації $t_k = + 30$ °С і при температурі кипіння холодильного агента $t_0 = - 45$ °С) тобто його можна віднести до групи компресорів малої холодопродуктивності. Компресор є не прямоточним, тому що всмоктувальні і нагнітальні клапана розміщені безпосередньо на клапанній плиті, і тому пару доводиться міняти свій напрямок при всмоктуванні. Кривошипно-шатунний механізм є безкрейтскопним, тобто зворотньо-поступовий рух поршнів здійснюється за рахунок шатуна безпосередньо насадженого на ексцентриковий вал. За системою охолодження циліндрів - повітряний. Являє собою одноступінчатий компресор (стиснення відбувається від P1 до P2) простої дії, тому що холодильний агент стискається однієї (верхньою) стороною поршня. Ексцентриковий вал має безпосереднє з'єднання з валом електродвигуна, що

									Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MX 54 024.000. ДП ПЗ				

знаходиться в блок-картері даного компресора. Так як до його частота дорівнює 24 об/с, то відноситься він до середньоходового за частотою обертів вала. Циліндр і картер виготовлені з одного виливка, тобто є блок-картер. Чавунний блок-картер має знімні циліндричні гільзи, виготовлені з вуглецевої сталі і насаджені у двох поясах (верхньому - з перехідною насадкою і нижньому з натягом).

Ексцентриковий вал двохопорний з двома підшипниками кочення, виконаний з вуглецевої сталі, штампований, призначений для перетворення його обертальної енергії в поступальну енергію поршня. Ротор електродвигуна трифазного струму закріплений консольно. Поршні компресора сталеві, тронкові (порожністі усередині), що складаються з поршневої зони, де розташована ущільнювальна частина з лабіринтовим канавками, і спідниці. Внутрішня порожнина поршня забезпечена ребрами для уникнення всіх видів деформації. Шатуни штамповані, що мають двотавровий перетин, виготовлені з алюмінієвого сплаву зі тонкостінними бронзовими. Палець роблять плаваючим, виготовленим з цементованої сталі, обробленої струмами високої частоти. Така поверхнева обробка призначена для того, щоб він витримував накладену на нього деформацію (зріз між бабишкою і верхньою головкою шатуна). Усмоктувальні клапани язичкові, самопружинячі, нагнітальні також самопружинячі п'ятачкові. Клапани змонтовані на загальній клапанній плиті, мають отвори для всмоктування холодильного агента і для клапанів. На картері, корпусі електродвигуна і верхньої частини циліндрів передбачені знімні кришки. Всмоктуючий патрубок встановлюють на корпусі статора, нагнітальний на циліндрах компресора. Електродвигун виготовлений з матеріалів, стійких до фреону і масла.

Сухий перегрітий пар холодильного агента надходить з регенеративного теплообмінника через всмоктувальний патрубок у порожнину, де розміщений електродвигун, де додатково перегрівається у його обмотках, зменшуючи номінальну потужність. Потім пара надходить у циліндри, звідки через отвори на клапанній плиті, надходить при русі поршня вниз, через усмоктувальні клапани, що спрацьовують за рахунок депресії, в порожнину стиснення, де при русі поршня вгору закриваються усмоктувальні клапани і при подальшому русі поршнів вгору, адіабатно стискаючи пар, відкриваються нагнітальні клапани, повз яких пар поступає при нагнітанні в нагнітальний патрубок, звідки направляється в конденсатор.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок безсальникового компресора

Термодинамічний розрахунок одноступінчатого безсальникового компресора.

Проектуємо компресор

холодопродуктивністю $Q_0 = 2$ кВт;

температура кипіння $t_0 = -35^\circ\text{C}$;

температура конденсації $t_k = +30^\circ\text{C}$;

холодоагент R410A.

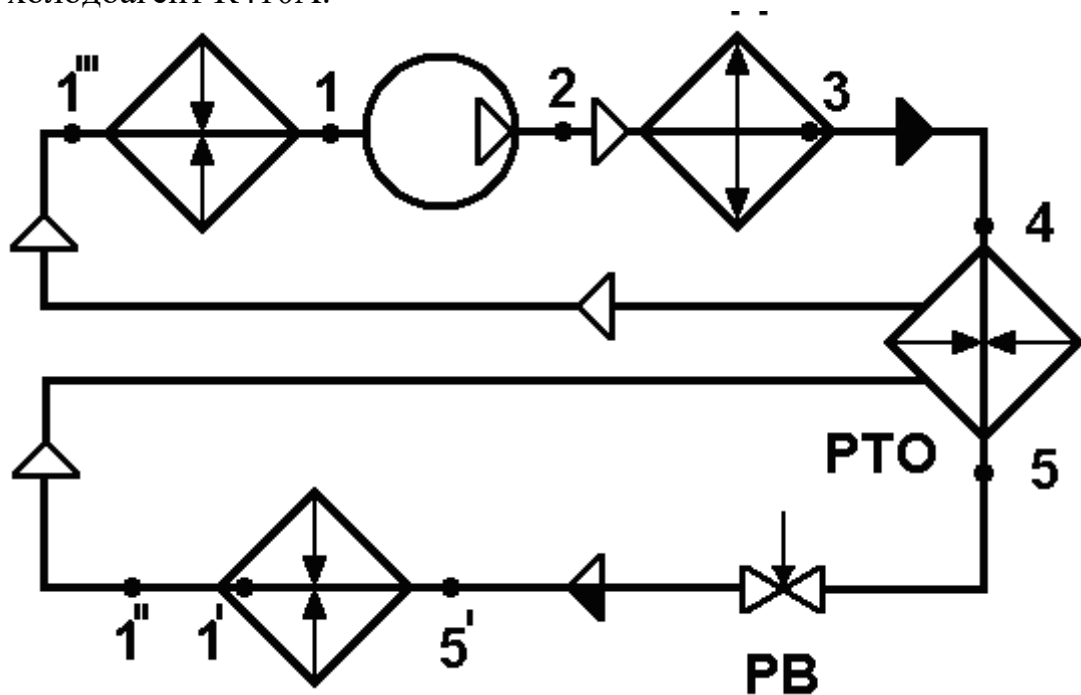


Рис. 3.2.1 – Принципова схема

1-2 - адіабатичне стиснення в компресорі;

2-3 - конденсація холодоагенту в конденсаторі;

3-4 - перегрів пари холодоагенту в конденсаторі;

4-5 - переохолодження рідкого холодоагенту в регенеративній теплообміннику;

5-5' - дроселювання в регулюючому вентилі;

5'-1' - кипіння холодоагенту в випарнику;

1'-1'' - переохолодження пара холодоагенту у випарнику;

1''-1''' - перегрів пари в регенеративній теплообміннику;

1'''-1'''' - перегрів пари в електродвигуні.

Будуємо діаграму стану $\ln p-i$ (рис. 3.2.2), при $t_0 = -35^\circ\text{C}$ та $t_k = 30^\circ\text{C}$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Арк.

9

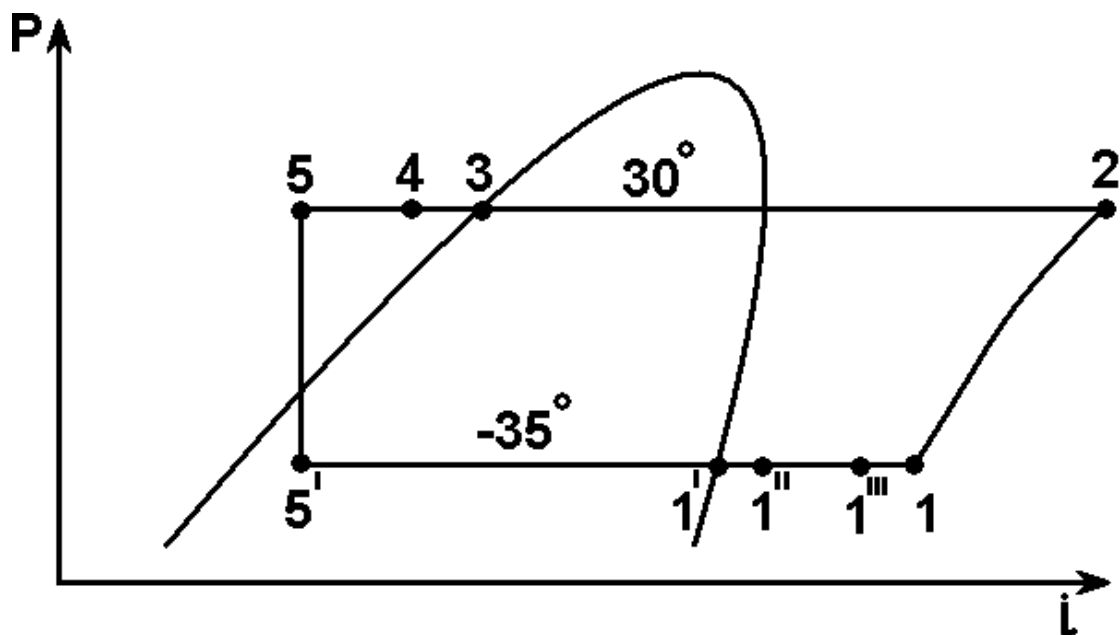


Рисунок 2.2.2 - Діаграма стану $\ln P-i$

За допомогою діаграми знаходимо значення в кожній точці циклу і занесямо до таблиці 2.2.1

	1 ^I	1 ^{II}	1 ^{III}	1	2	3	4	5
p, бар	2,19	2,19	2,19	2,19	18,7	18,7	2,24	2,24
v, м ³ /кг	0,115	-	-	0,14	0,022	-	-	-
t, °C	-35	-30	-10	10	115	30	25	-35
i, кДж/кг	409,4	415	430	445	527	250	240	240

У процесі теплового розрахунку визначаємо:

Питому масову холодопродуктивність

$$q_0 = i_{1^{III}} - i_4 = 430 - 240 = 190 \text{ кДж/кг.} \quad (2.2.1)$$

Теоретична питома робота

$$l_a = i_2 - i_1 = 527 - 445 = 82 \text{ кДж/кг} \quad (2.2.2)$$

Масова продуктивність холодоагента

$$m_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{2}{190} = 0,0105 \text{ кг/с} \quad (2.2.4)$$

Об'ємна витрата хладагенту

$$V_a = m_a v_1 = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{2}{1357} = 0,00147 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.2.5)$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.2.6)$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора,

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w', \quad (2.2.7)$$

де λ_c – коефіцієнт, що враховує об'ємні витрати, викликані наявністю мертвого об'єму;

λ_w' – коефіцієнт, що враховує об'ємні витрати через вплив шкідливого теплообміну і дроселювання при всмоктуванні, а також нещільність робочої порожнини компресора.

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (2.2.8)$$

де c – відносна величина мертвого об'єму приймається в інтервалі 0,015...0,05 в залежності від типу компресора, $c = 2\%$;

m -показник політропи розширення з мертвого простору; $m = 1,02$ (для R410A).

$$\lambda_c = 1 - 0,02 \left[\left(\frac{18,9}{2,2} \right)^{\frac{1}{1,02}} - 1 \right] = 0,855$$

Для регенеративного циклу λ_w' визначається

$$\lambda_w' = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \times T_k + \beta \times \theta} = \frac{238 + 45}{1,12 \times 303 + 0,5 \times 45} = 0,782$$

$$\lambda = 0,855 \times 0,782 = 0,67.$$

$$V_h = \frac{0,00147}{0,67} = 0,00219$$

Теоретична потужність компресора

$$N_a = m_a \ell_a = 0,0105 \times 82 = 0,86 \text{ кВт} \quad (2.2.9)$$

Індикаторний К.К.Д. компресора η_i визначається

$$\eta_i = \lambda_w + b t_0 = 0,782 + 0,0025(-35) = 0,6945 \quad (2.2.10)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{0,86}{0,6945} = 1,24 \text{ кВт} \quad (2.2.11)$$

Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h p_{тр} = 0,00219 \times 50 = 0,11 \text{ кВт}, \quad (2.2.12)$$

де $p_{тр}$ – середній тиск тертя, приймаємо 50 кПа.

Ефективна потужність (потужність на валу компресора)

$$N_s = \frac{N_e}{\eta_{эл.дв.}} = \frac{1,35}{0,8775} = 1,54 \text{ кВт} \quad (2.2.13)$$

Теоретичний (адіабатний) коефіцієнт перетворення;

										Арк.
										11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ					

Тоді

$$\delta = \frac{|V_h^r - V_h^d|}{V_h^d} \times 100 = \frac{|0,00219 - 0,00217|}{0,00219} \times 100 = 0,9 \%. \quad (2.2.20)$$

$$V_h^d = 0,00217 \times 3600 = 7,812 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

2.2. Динамічний розрахунок

Метою динамічного розрахунку компресора є визначення необхідного махового моменту обертових мас і отримання діаграм навантажень на вал, і його підшипники.[3]

3.1 Знаходження маси неврівноважених рухомих частин

Рухомими частинами в механізмі компресора є колінчастий вал, шатун, поршень.

Кутова частота обертання вала:

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 24 = 150,72 \text{ (рад/с);}$$

Задаємося ставленням радіуса кривошипа R до довжини шатуна L

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0,14, \quad \text{тоді} \quad L = \frac{R}{\lambda} = \frac{0,0114}{0,14} = 0,08.$$

Відхилення шатуна від осі циліндра визначається зі співвідношення:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

де α - кут повороту кривошипа від В.М.Т.

При $\alpha = 90^\circ$ кут β досягає найбільшого значення

$$\beta = \arcsin \lambda = \arcsin 0,14 = 8,050.$$

Якщо позначити через S_a шлях, пройдений поршнем від В.М.Т. в залежності від кута повороту кривошипа α , то наближено його можна визначити як:

$$S_a = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_a = 0,0114 \left[1 - \cos 90^\circ + \frac{0,14}{4} (1 - \cos 2 \times 90^\circ) \right] = 0,010 \text{ м.}$$

Швидкість поршня

$$c = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

$$c = 0,0114 \times 151 \left(\sin 90^\circ + \frac{0,14}{2} \sin 2 \times 90^\circ \right) = 1,74 \text{ м/с.}$$

										Арк.
										13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ					

$$m_{ст} = V_{cm} \cdot \rho = l_{cm} \cdot F_{c-c} \cdot \rho = 24 \cdot 14 \cdot 30 \cdot 10^{-9} \cdot 2700 = 0,0272 \text{ кг};$$

тн.г.ш - маса нижньої головки шатуна:

$$m_{н.г.ш} = V_{н.г.ш} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot b_{ш}^6}{4} \left[(d_{н2}^n)^2 - (d_{н2}^{6н})^2 \right] \cdot \rho$$

$$m_{н.г.ш} = \frac{3,14 \cdot 22 \cdot 10^{-3}}{4} \left[(79 \cdot 10^{-3})^2 - (62 \cdot 10^{-3})^2 \right] \cdot 2700 = 0,16 \text{ кг};$$

Маса шатуна

$$m_{ш} = m_{в.г.ш} + m_{ст} + m_{н.г.ш} \text{ т}$$

$$m_{ш} = 0,057 + 0,0272 + 0,16 = 0,244 \text{ кг}.$$

При розрахунку вважають, що $\frac{1}{3} m_{ш}$ рухається поступально разом з поршнем і $\frac{2}{3} m_{ш}$ обертаються разом з валом.

3.3.4 Маса поршня

У малих полугерметичних компресорах поршні виготовляють зі сталі ($\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$).

$$m_{п} = \frac{1}{3} V_{п} \rho = \frac{1}{3} \frac{\pi D^2}{4} h_{п} \rho = \frac{1}{3} \frac{\pi 0,05^2}{4} 0,035 \cdot 7850 = 0,204 \text{ кг}.$$

Маса поршневого пальця

Поршневий палець завжди виготовляється із сталі

$$m_{пал.} = \frac{\pi (D_{пал}^2 - d_{пал}^2)}{4} \ell_{пал} \rho = \frac{\pi (0,018^2 - 0,009^2)}{4} 0,046 \cdot 7850 = 0,069 \text{ кг}$$

Маса поршневих кілець

Кільця виготовляють з чавуну або різних сплавів на основі чавуну, тому приймаємо $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$

$$m_{пк} = \left(\frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \delta_{пк} \rho \right)$$

$$m_{пк} = \left(\frac{\pi (0,05^2 - 0,049^2)}{4} 0,001 \cdot 7800 \right) = 0,0006 \text{ кг},$$

$$\text{де } \delta_{пк} = 0,001 \text{ м}, \quad D = 0,05 \text{ м}, \quad d = 0,049 \text{ м}.$$

Загальна маса частин рухомих зворотно-поступально:

$$m_s = m_{п} + m_{пал.} + 2m_{пк} + \frac{1}{3} m_{ш}$$

$$m_s = 0,204 + 0,069 + 2 \times 0,0006 + \frac{1}{3} 0,244 = 0,355 \text{ кг}.$$

3.5 Розрахунок зусиль діючих на механізм руху і побудова їхніх діаграм

3.5.1 Сили інерції

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Сила інерції зворотно-поступально рухомих мас, яку представляють у вигляді суми:

$$I_S = I_{S1} + I_{S2},$$

де $I_{S1} = m_S R \omega^2 \cos \alpha$ - сила інерції першого порядку з періодом зміни 2π ;

$I_{S2} = m_S R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ - сила інерції другого порядку з періодом зміни π ;

3.5.2 Побудова індикаторної діаграми

При проектуванні режимного компресора будують індикаторну діаграму на заданих значеннях тисків $p_n = p_k$ і $p_{oc} = p_0$.

Діаграма в координатах P – S, тиск - хід поршня

Значення депресій для побудови індикаторної діаграми зазвичай визначають за величинами відносних депресій, які дорівнюють:

$$\Delta \bar{p}_{oc} = \frac{\Delta p_{oc}}{p_{oc}} = 0,03 \dots 0,05 = 0,06$$

$$\Delta \bar{p}_n = \frac{\Delta p_n}{p_n} = 0,05 \dots 0,07 = 0,1$$

Діаграма представлена на рисунку 3.4.

3.5.3 Відцентрова сила

Відцентрова сила неврівноважених мас, що обертаються постійно за величиною і спрямована по радіусу кривошипа (рис.3.5)

$$I_R = -m_R R \omega^2 = 0,332 \cdot 0,0114 \cdot 150,722 = 85,97 \text{ Н.}$$

Відповідно до прийнятого знаком I_S сила інерції I_R вважається негативною.

3.5.4 Вільні зусилля

Вільним зусиллям називають рівнодіючу сил, що діють на зворотно-поступально рухомі часті сил тиску пари, сил інерції та сил тертя зворотно-поступально рухомих частин

$$P_\Sigma = P_r + I_S + P_{тр.лс}, \text{ кН.}$$

Всі сили прикладені в центрі поршневого пальця і діють вздовж осі циліндра (рис.3.5).

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Диаметр цилиндра
 мм

Ход поршня
 мм

Длина шатуна
 мм

Относительное "мертвое" пространство

Масса деталей движущихся
 возвратно поступательно
 кг

Число цилиндров

Угол развала между
 цилиндрами
 градусов

Число оборотов вала
 об/мин

3.5.5 Газові сили

Діаграма газових сил, розгорнута за кутом повороту валу, показана на діаграмі (рис. 3.5) в тому ж масштабі.

Зусилля від тиску газу беруть з індикаторної діаграми як різницю тисків з обох сторін поршня у відповідній точці, вважаючи, що тиск в картері під поршнем дорівнює P_0 .

3.5.6 Сила тертя

Силу тертя відкладають убік, протилежний руху поршня, в першій половині обороту валу вона негативна, в другій - позитивна (рис.3.5).

3.5.7 Тангенціальна діаграма

Величина крутного моменту компресора протягом одного обороту змінюється відповідно до характеру вільних зусиль.

Сила T , створює момент компресора, спрямована по дотичній до окружності обертання кривошипа і називається тангенсуальною.

Тангенціальна діаграма побудована в тих самих масштабах, що і діаграма вільних зусиль. Для побудови тангенціальною діаграми компресора тангенціальні діаграми окремих циліндрів підсумовують (рис. 3.6).

Розрахунок зроблений за допомогою програми «Динара».

Дані для розрахунку зведені в таблицю 3.2.2

Таблиця 3.2.2 – Дані для розрахунку

Давление кипения <input type="text" value="0.2190"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/> мПа	
Депрессия на всасывании <input type="text" value="0.0600"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/>	
Давление конденсации <input type="text" value="1.8700"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/> мПа	
Депрессия на нагнетании <input type="text" value="0.1000"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/>	Показатель политропы расширения <input type="text" value="1.02"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/>
Среднее давление трения <input type="text" value="50.00"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/> кПа	Показатель политропы сжатия <input type="text" value="1.04"/> <input type="text" value="+"/> <input type="text" value="-"/>

3.5.8 Результати розрахунку:

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Угол	Sa [мм]	Rц рас. [МПа]	Rц сж. [МПа]	Rr [H]	Is [H]	Rтр [H]	Rсв [H]	T1 [H]	T2 [H]	Tсум[H]	R [H]
0.0	0.5	1.9		3241.7	-106.2	-32.7	3104.7	10.4	10.4	20.8	3241.7
10.0	0.7	1.3		2111.1	-104.0	-32.7	1975.7	-381.0	27.5	-353.5	2069.9
20.0	1.3	0.7		890.1	-97.5	-32.7	760.6	-284.7	46.3	-238.3	821.5
30.0	2.2	0.4		305.7	-87.1	-32.7	186.3	-94.1	68.8	-25.3	253.7
40.0	3.5	0.2		28.4	-73.4	-32.7	-77.6	66.0	97.0	162.9	20.0
50.0	5.1	0.2		-25.8	-57.4	-32.7	-115.7	107.4	133.2	240.6	-14.4
60.0	6.8	0.2		-25.8	-39.7	-32.7	-98.1	101.7	180.4	282.1	-10.1
70.0	8.8	0.2		-25.8	-21.5	-32.7	-79.8	89.4	242.6	332.0	-5.5
80.0	10.8	0.2		-25.8	-3.6	-32.7	-61.9	73.1	325.0	398.1	-0.8
90.0	12.8	0.2		-25.8	13.3	-32.7	-45.0	55.6	434.8	490.4	3.7
100.0	14.8	0.2		-25.8	28.7	-32.7	-29.7	39.1	581.8	620.9	8.1
110.0	16.6	0.2		-25.8	42.0	-32.7	-16.3	25.2	779.3	804.5	12.1
120.0	18.3	0.2		-25.8	53.1	-32.7	-5.2	14.8	1045.7	1060.5	15.7
130.0	19.8	0.2		-25.8	62.0	-32.7	3.7	8.0	1407.2	1415.2	18.8
140.0	21.1	0.2		-25.8	68.8	-32.7	10.5	4.5	1899.9	1904.5	21.3
150.0	22.1	0.2		-25.8	73.7	-32.7	15.4	3.8	2009.5	2013.3	23.3
160.0	22.9	0.2		-25.8	77.0	-32.7	18.7	4.9	1386.5	1391.5	24.7
170.0	23.3	0.2		-25.8	78.9	-32.7	20.6	7.4	711.7	719.1	25.5
180.0	23.5	0.2		-25.8	79.5	-32.7	21.2	10.4	10.4	20.8	25.8
180.0	23.5		0.2	0.0	79.5	32.7	112.4	10.4	10.4	20.8	0.0
190.0	23.3		0.2	2.9	78.9	32.7	114.7	27.5	-381.0	-353.5	-2.8
200.0	22.9		0.2	11.7	77.0	32.7	121.6	46.3	-284.7	-238.3	-11.2
210.0	22.1		0.2	27.0	73.7	32.7	133.7	68.8	-94.1	-25.3	-24.4
220.0	21.1		0.2	49.9	68.8	32.7	151.6	97.0	66.0	162.9	-41.2
230.0	19.8		0.3	82.0	62.0	32.7	176.9	133.2	107.4	240.6	-59.6
240.0	18.3		0.3	125.8	53.1	32.7	211.9	180.4	101.7	282.1	-76.6
250.0	16.6		0.3	185.3	42.0	32.7	260.3	242.6	89.4	332.0	-87.1
260.0	14.8		0.4	266.3	28.7	32.7	328.1	325.0	73.1	398.1	-83.8
270.0	12.8		0.4	378.3	13.3	32.7	424.8	434.8	55.6	490.4	-55.0
280.0	10.8		0.5	536.8	-3.6	32.7	566.4	581.8	39.1	620.9	17.6
290.0	8.8		0.6	768.3	-21.5	32.7	780.2	779.3	25.2	804.5	164.4
300.0	6.8		0.8	1121.7	-39.7	32.7	1115.5	1045.7	14.8	1060.5	439.0
310.0	5.1		1.1	1692.9	-57.4	32.7	1669.3	1407.2	8.0	1415.2	944.5
320.0	3.5		1.6	2687.6	-73.4	32.7	2648.5	1899.9	4.5	1904.5	1898.5
330.0	2.2		2.1	3608.9	-87.1	32.7	3556.6	2009.5	3.8	2013.3	2995.4
340.0	1.3		2.1	3608.9	-97.5	32.7	3546.2	1386.5	4.9	1391.5	3330.5
350.0	0.7		2.1	3608.9	-104.0	32.7	3539.7	711.7	7.4	719.1	3538.4
360.0	0.5		2.1	3608.9	-106.2	32.7	3537.5	10.4	10.4	20.8	3608.9

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Арк.

18

Угол конца процесса расширения = **42.367 град.**

Угол конца процесса сжатия = **325.700 град.**

"Мертвое" пространство = **0.460 мм**

Давление всасывания = **0.206 мПа**

Давление нагнетания = **2.057 мПа**

Площадь цилиндра = **0.001963 м²**

Коэффициент λ = **0.144**

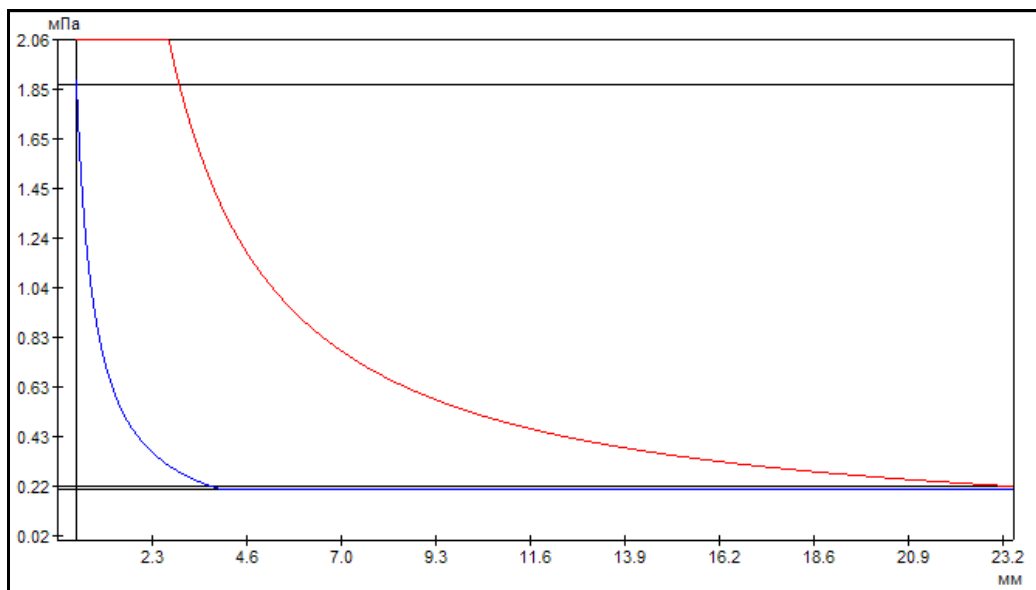


Рисунок 3.4. – Индикаторна діаграма

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Арк.

19

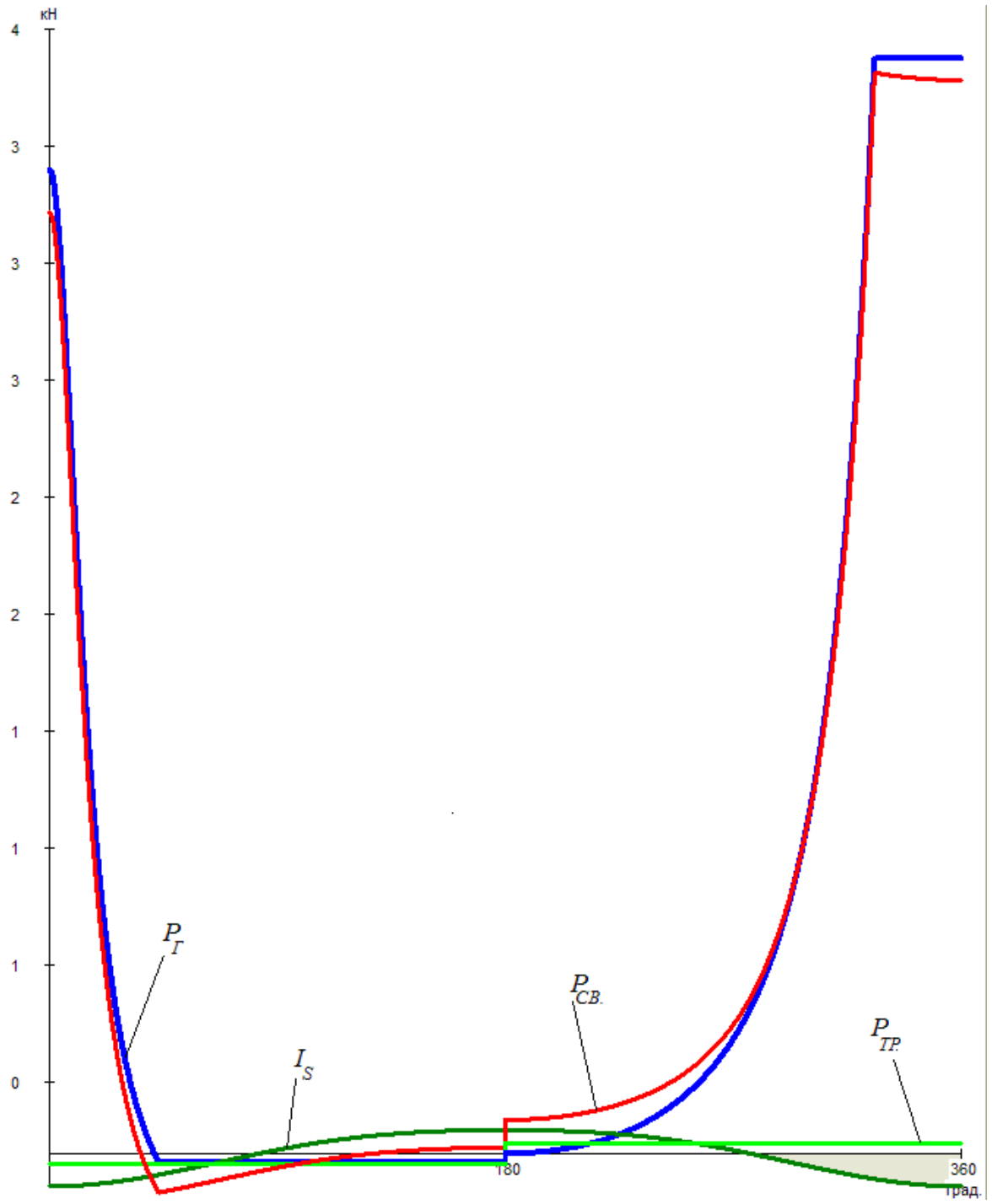


Рисунок 3.5 – Діаграма сумарних зусиль

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Арк.

20

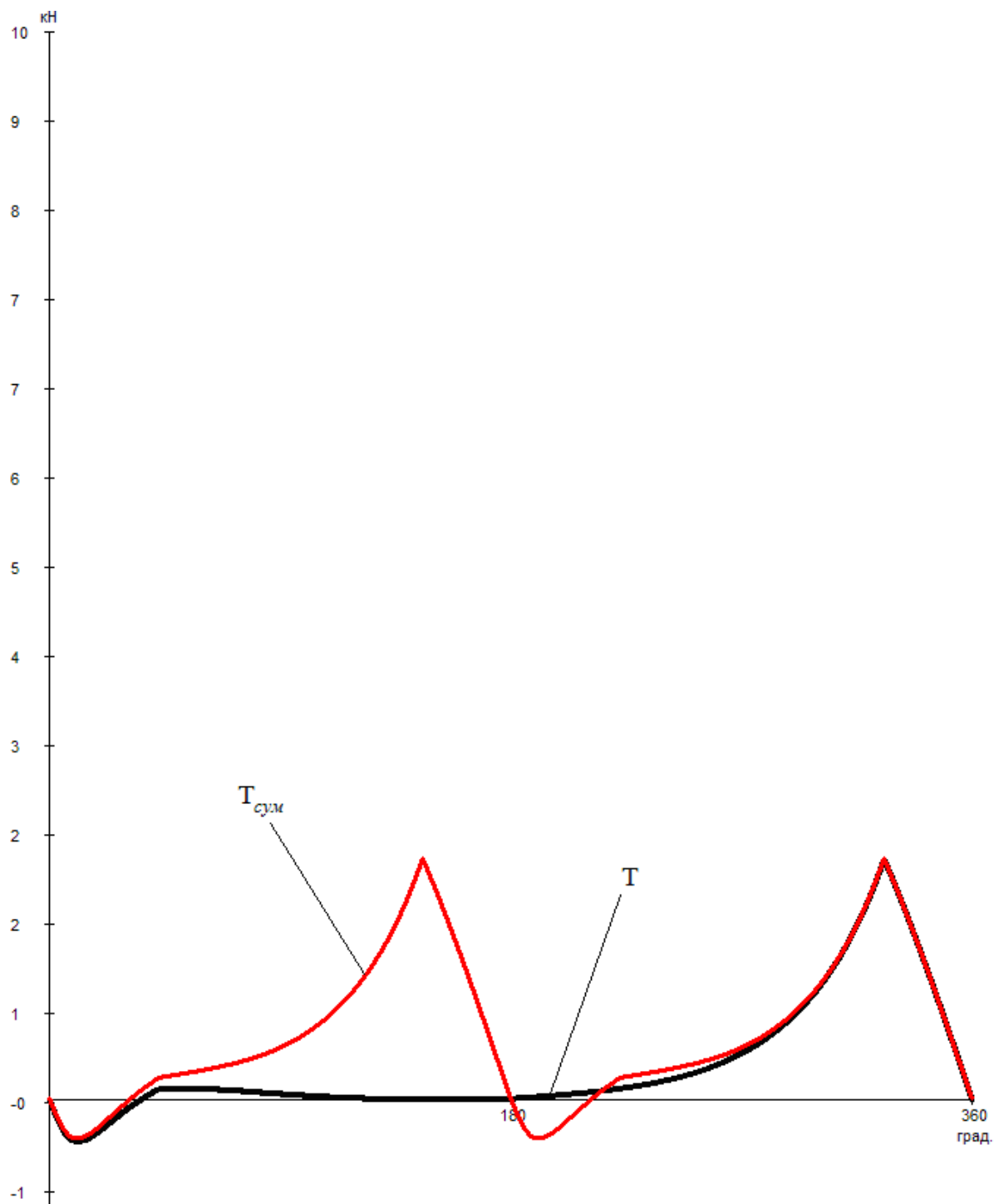


Рисунок 3.6 – Діаграма тангенсійних зусиль

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

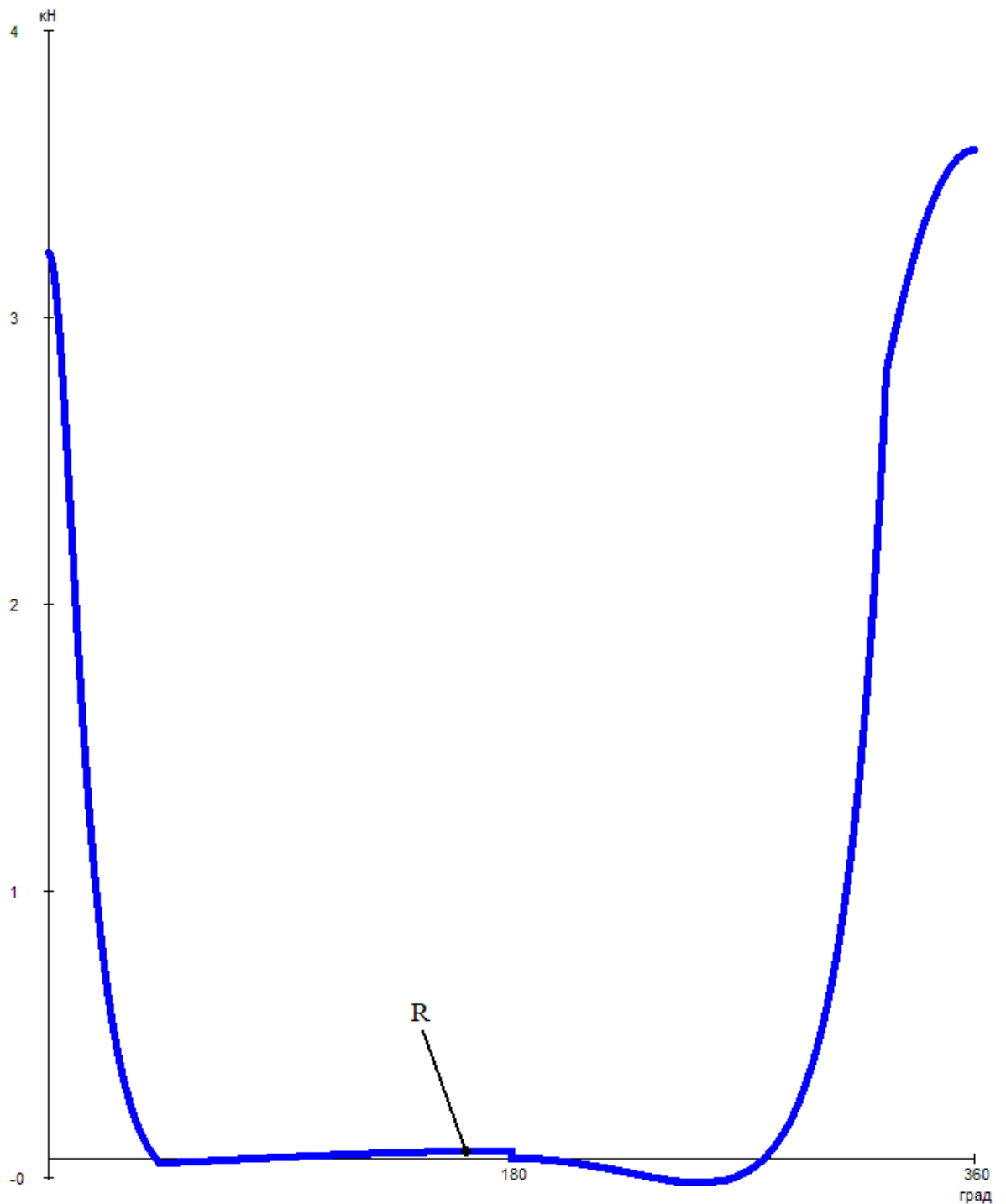


Рисунок 3.7 – Діаграма радіальних зусиль

3.3.6 Визначення махових мас

Площа під кривою тангенціальною сили пропорційна ефективній роботі компресора за один оборот валу.

Визначивши цю площу і розділивши її довжину на довжину діаграми, отримують середню тангенціальну силу за оборот, яку і прирівнюють до постійної за величиною тангенціальною сили приводного електродвигуна.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.3 Розрахунок вузлів та деталей

3.4.1 Розрахунок клапанів компресора

Клапани на даному компресорі приймаємо язичковими (пелюстковими) на всмоктуванні (див. рис. 3.8) (нижній стороні клапанної плити), а на нагнітанні (верхній стороні клапанної плити) - п'ятачкові. [4]

Язичкові (усмоктувальні) клапани. Робоча пластина має форму язичка, звідки клапани і отримали свою назву. Матеріал виготовлення даних клапанів - холоднотягнута сталь. Товщина пластини клапанів становить 0,2 мм.

Всмоктуючі клапани мають обмежувачі підйому, встановлений на верхній частині гільзи, що представляє собою виріз, висота якого є обмеженням переміщення. Знаходження площі живого перерізу отворів для всмоктуючих клапанів

$$f_{ис} = \frac{F_n \cdot c_m}{\omega_i} = \frac{0,001963 \cdot 2,4}{25} = 338,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 338,5 \text{ мм}^2 \quad (3.4.1)$$

На клапанній плиті розташовано 4 отвори під усмоктувальні клапани, тоді:

$$f_{om} = \frac{f_{ис}}{4} = \frac{338,5}{4} = 84,625 \text{ мм}^2 \quad ; \quad (3.4.2)$$

Питома витрата пари через отвори і щілини клапана

$$F_n c_m = \omega_{кл} f_{кл} \quad (3.4.3)$$

де $\omega_{кл}$ - середня швидкість пари при проході через отвори і щілини клапана, м / с;

$f_{кл}$ - прохідний перетин отворів клапана, м²;

Перехідний перетин

$$f_{кл}^{вс} = \frac{\pi d_c^2}{4} z = \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 4 = 1,413 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (3.4.4)$$

$$\omega_{кл}^{вс} = \frac{c_m F_{II}}{f_{кл}} = \frac{3,12 \cdot 0,001963}{1,413 \cdot 10^{-4}} = 173 \text{ м}. \quad (3.4.5)$$

$$f_{щ} = \pi d_n h_{вс} + \pi d_{вн} h_{вс} = \pi \cdot 0,125 \cdot 0,0012 + \pi \cdot 0,1 \cdot 0,0012 = 8,478 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

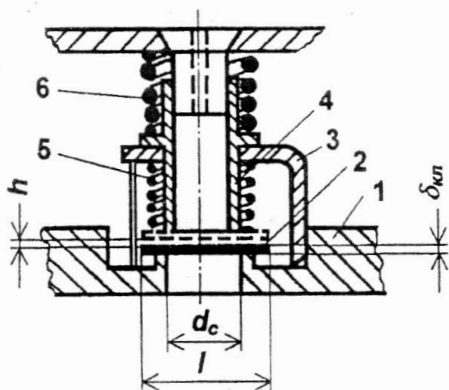
$$\omega_{щ} = \frac{c_m F_{II}}{f_{щ}} = \frac{3,12 \cdot 0,001963}{8,748 \cdot 10^{-4}} = 28,9 \text{ м/с}. \quad (3.4.6)$$

П'ятачкові клапани - робоча пластина має форму п'ятачка.

Прохідний переріз клапана:

$$f_{кл} = \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (3.4.7)$$

Сумарний прохідний перетин



										Арк.
										24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$\Sigma f_{\text{кл}} = f_{\text{кл}} z = 1.13 \cdot 10^{-4} \cdot 5 = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$\omega_{\text{вс}} = \frac{c_m F_{\text{II}}}{\Sigma f_{\text{рк}}} = \frac{3.12 \cdot 0.001963}{5.65 \cdot 10^{-4}} = 43 \text{ м/с.}$$

Прохідний отвір щілини

$$f_{\text{щ}} = \pi d_{\text{щ}} h_{\text{н}} z = \pi \cdot 0.02 \cdot 0.00105 \cdot 5 = 3.297 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Швидкість в щілини

$$\omega_{\text{щ.н.}} = \frac{c_m F_{\text{II}}}{f_{\text{щ.н.}}} = \frac{3.12 \cdot 0.001963}{3.297 \cdot 10^{-4}} = 74,3 \text{ м/с.}$$

Рис.3.8 – Нагнітальний клапан.

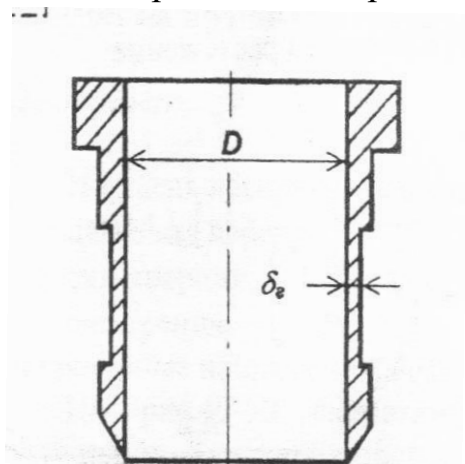
2.4 Розрахунок на міцність нерухомих деталей

Литі корпусні деталі випробовують на міцність пробним гідравлічним тиском. Розрахунок на міцність гільз, блок картерів, кришок циліндрів, роблять, виходячи з величини пробних гідравлічних тисків, характерних для відповідних порожнин компресора.

3.5.1 Гільза циліндру

Гільзу (рис.3.9) розглядають як тонкостінний судину.[4]

Середній діаметр гільзи



$$D_{\text{cp}} = D + \delta_z = 0,05 + 0,005 = 0,055 \text{ м.} \quad (3.5.1)$$

Напруга розтягнення

$$\sigma_p = \frac{p_z \cdot D_{\text{cp}}}{2 \cdot \delta_z} = \frac{1,6 \cdot 0,055}{2 \cdot 0,005} = 8,8 < [\sigma]_p = 60 \text{ МПа;}$$

Рисунок 3.9 – Гільза циліндру

3.5.2 Розрахунок на міцність блок картера

Напруга в перетині дорівнюватиме

$$\sigma_p = \frac{p_z f_1}{f_2} = \frac{1.6 \cdot 0.0247}{0.00051} = 77,4 \text{ МПа,} \quad (3.5.2)$$

$$f_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} + \frac{\pi D_2^2}{4} + \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} + \frac{\pi \cdot 0.097^2}{4} + 2 \frac{\pi \cdot 0.1^2}{4} = 0.0247 \text{ м}^2$$

f_1 - площа дії тиску;

$f_2 = 17 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 0.00051 \text{ м}^2$ - площа тіла картера в розрахунковому

перерізі.

3.5.3 Верхня кришка циліндрів

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ				

Кришка циліндрів представлена на рисунку 3.10

Напруга вигину:

$$\sigma_{из} = \frac{b^2 \cdot k \cdot p_r}{2 \cdot \delta_{кр}^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right]} \quad (3.5.3)$$

де $\delta_{кр}$ - товщина кришки;

k - постійний коефіцієнт, $k = 0.8975$;

b - ширина кришки;

a - довжина кришки.

$$\sigma_{из} = \frac{0.186^2 \cdot 0.8975 \cdot 1.6}{2 \cdot (6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{0.186}{0.034} \right)^2 \right]} = 129.3$$

МПа,

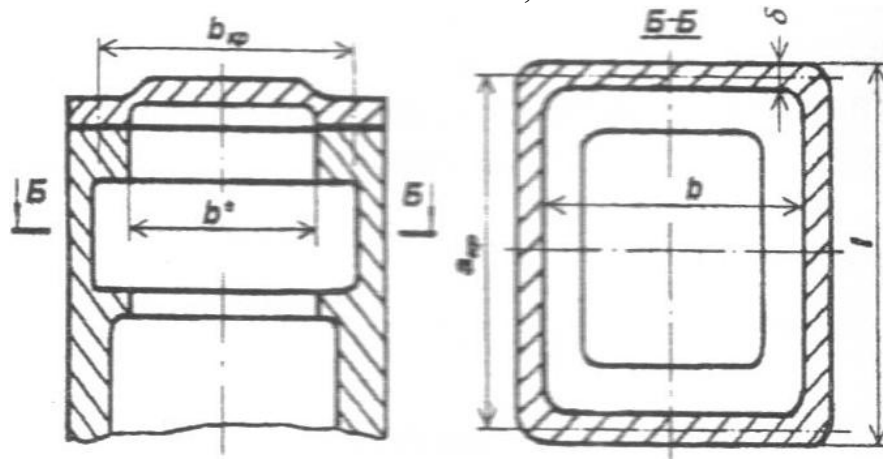


Рисунок 3.10 – Верхня кришка циліндру

Шпильки верхньої кришки циліндрів

З креслення встановлюємо розміри і кількість шпильок для кріплення верхньої кришки циліндрів. Для забезпечення повної герметичності компресора слід розташовувати сусідні кріпильні деталі на відстані не більше (4 ... 5) діаметрів цієї деталі (болта, шпильки, гвинти).

Сила, що розтягує болти:

$$Q = p_{гидр}^{г.д.} \cdot f_{кр} = 1,6 \cdot 0,00785 = 0,01256, \text{ Н}; \quad (3.5.4)$$

Навантаження на всі болти з урахуванням необхідного затягування прокладки

$$P_{\sigma} = Q \cdot (1 + m) = 0,01256 \cdot (1 + 0,75) = 0,02198, \text{ Н}; \quad (3.5.5)$$

Сила, що діє на один болт:

$$q = \frac{P_{\sigma}}{i} = \frac{0,02198}{8} = 0,002751, \text{ Н}; \quad (3.5.6)$$

Напруга розриву:

$$\sigma_p = \frac{4q}{\pi \cdot (d_p^{гн})^2} = \frac{4 \cdot 0,00275}{3,14 \cdot 0,006^2} = 97,2 < [\sigma]_p = 100, \text{ МПа}; \quad (3.5.7)$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.5 Розрахунок на міцність рухомих деталей

3.6.1 Поршень

Поршень сприймає навантаження від: тиску пари, сил інерції, сил тертя. Розрахунку на міцність підлягає днище, стінки і бобишки поршня. Крім того, необхідним є перевірка величини питомого тиску поршня на стінку циліндра. Днище поршня розраховують на вигин від дії сил тиску пари. Днище розглядають як круглу плиту з опорним перерізом по окружності R_{cp} . Поршень представлено на рисунку 3.11. [4]

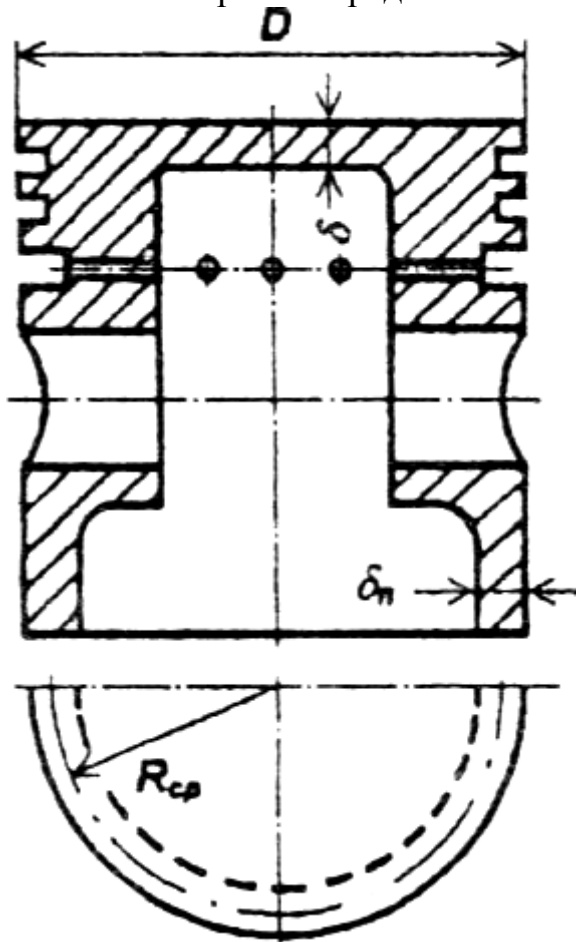


Рисунок 3.11 – Поршень

Максимальні напруги виникають в центрі плити від сили:

$$P = \pi \cdot R_{cp}^2 (p_k - p_0) = 3,14 \cdot 0,024^2 (1,87 - 0,219) = 0,0037 \text{ , Н;} \quad (3.6.1)$$

Момент опору вигину:

$$W = \frac{1}{3} \cdot R_{cp} \cdot \delta^2 = \frac{1}{3} \cdot 0,024 \cdot 0,01^2 = 120 \text{ , Н;} \quad (3.6.2)$$

Напруження стиснення визначають як:

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{f_{ст}} = \frac{0,0037}{0,000451} = 8,2 < [\sigma]_{сж} = 30 \text{ , МПа;} \quad (3.6.3)$$

Питомий тиск поршня на циліндр:

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ				

$$q_n = \frac{P}{f_n} = \frac{0,0037}{0,001963} = 7,4 < [q]_n = 8 \quad , \text{ МПа}; \quad (3.6.4)$$

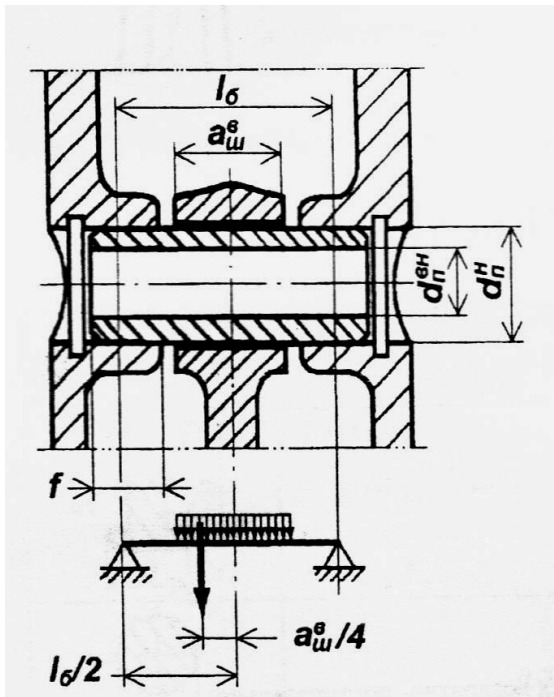
Бічний тиск на стінку циліндра від сили P:

$$N_{\max} = P \cdot \operatorname{tg} \beta_{\max} = 0,0037 \cdot 0,149 = 0,00055 \quad , \text{ Н}; \quad (3.6.5)$$

Для вертикальних компресорів $G = 0$.

Питомий тиск на стінку циліндра:

$$q = \frac{N_{\max} + G'_n}{f'} = \frac{0,00055 + 0}{0,0031} = 0,12 < [q] = 0,25 \quad , \text{ МПа}; \quad (3.6.6)$$



3.6.2 Поршневий палець

Призначення поршневого пальця (рис.3.12) - з'єднання поршня з верхньою голівкою шатуна. У більшості компресорів палець є свobodоплаваючим і відчуває деформації вигину і зрізу від сили, що діє перпендикулярно осі пальця. Максимальний згинальний момент, дорівнює:

$$M_{uz} = \frac{P}{2} \left(\frac{l_6}{2} - \frac{a_u^6}{4} \right) \quad (3.6.7)$$

$$M_{uz} = \frac{3171,5}{2} \left(\frac{0,058}{2} - \frac{0,015}{4} \right) = 0,062802$$

МНм;

Момент опору вигину:

$$W = 0,1 \frac{(d_n^H)^4 - (d_n^{6H})^4}{d_n^H} \quad (3.6.8)$$

$$W = 0,1 \cdot \frac{0,01657^4 - 0,00754^4}{0,01657} = 0,44 \cdot 10^{-6}$$

Рисунок 3.12 – Поршневий палець

Максимальна напруга вигину в середньому перерізі пальця:

$$\sigma_{uz} = \frac{M_{uz}}{W} = \frac{0,062802}{0,44 \cdot 10^{-6}} = 84 < [\sigma]_{uz} = 120 \quad , \text{ МПа}; \quad (3.6.9)$$

Максимальне напруження зрізу, чинне між бобишкою поршня і верхньої голівкою шатуна:

$$\tau_{cp} = \frac{P}{2f_{cp}} = \frac{0,031715}{2 \cdot 0,00017} = 9,33 \quad , \text{ МПа}. \quad (3.6.10)$$

3.6.3 Розрахунок поршневого кільця

$$\sigma_{c-u}^{y-y} = 0,00315 \cdot \left(\frac{1}{160 \cdot 10^{-6}} + 0,000132 \frac{0,167}{2 \cdot 10^{-9}} \right) = 54,4 < [\sigma]_{c-u} = 100 \text{ МПа};$$

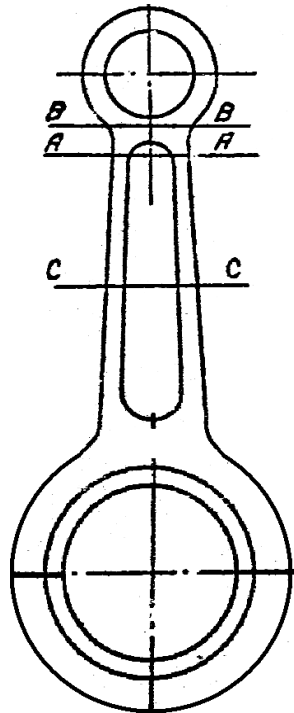


Рисунок 3.13 – Шатун

Розрахуємо верхню головку шатуна на розтягання:

$$\sigma_p = \frac{I_S^{\max}}{2 \cdot a_{uu}^a \cdot d_{нз}} = \frac{512 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,0201 \cdot 0,016} = 12,45 < [\sigma]_p = 50, \text{ МПа}; \quad (3.6.16)$$

Сила, що стискає шатун:

$$P_{сжс} = (p_k - p_o) \cdot F_n - I_S^{\max}, \quad (3.6.17)$$

$$P_{сжс} = (1,2 - 0,3) \cdot 0,0035 - 0,000512 = 0,0026 \text{ Н};$$

Момент при $\gamma = 0$:

$$M_o = I_S^{\max} \cdot r_{cp} (0,00033 \cdot \gamma - 0,0297), \quad (3.6.18)$$

$$M_o = 512 \cdot 0,025 (0,00033 \cdot 142 - 0,0297) = 0,22 \text{ Нм};$$

Сила при $\gamma = 0$:

$$N_o = I_S^{\max} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \gamma), \quad (3.6.19)$$

$$N_o = 512 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 142) = 234 \text{ Н};$$

Згинальний момент:

$$M_J = M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \gamma) - 0,5 \cdot I_S^{\max} \cdot r_{cp} (\sin \gamma - \cos \gamma) = 0,22 + 234 \cdot 0,025 \cdot (1 - \cos 142) - 0,5 \cdot 512 \cdot 0,025 (\sin 142 - \cos 142) = 1,7, \text{ Н}; \quad (3.6.20)$$

Нормальна сила в розрахунковому перерізі:

$$N_J = N_o \cdot \cos \gamma + 0,5 I_S^{\max} \cdot (\sin \gamma - \cos \gamma) \quad (3.6.21)$$

$$N_J = 234 \cdot \cos 142 + 0,5 \cdot 512 \cdot (\sin 142 - \cos 142) = 175, \text{ Н};$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальне напруження, що виникає на зовнішніх волокнах:

$$\sigma_{JH} = \left[2M_J \frac{6 \cdot r_{cp} + h}{h(2 \cdot r_{cp} + h)} + N_J k \right] \cdot \frac{1}{a_{ш}^6 \cdot h}$$

$$\sigma_{JH} = \left[2 \cdot 1,7 \frac{6 \cdot 0,025 + 0,05}{0,05(2 \cdot 0,025 + 0,05)} + 175 \cdot 1 \right] \cdot \frac{1}{0,0201 \cdot 0,05} = 27 < [\sigma]_p = 50$$

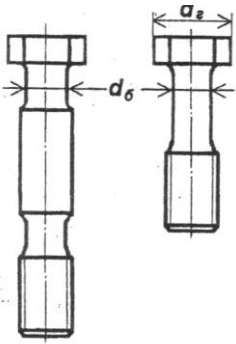
Напруження на зовнішній поверхні верхньої головки шатуна

$$M_a = -0,00175 \cdot P_{сж} \cdot r_{cp} = -0,00175 \cdot 0,0026 \cdot 0,025 = -0,114 \cdot 10^{-6}, \text{ Нм};$$

$$N_a = 0,006 \cdot P_{сж} = 0,006 \cdot 0,0026 = 15,6 \cdot 10^{-6}, \text{ Н}$$

3.6.5 Шатунний болт

Шатунний болт відчуває деформацію розтягування від спільної дії сил інерції I_0 і попереднього затягування P_3 . [4]



$$P_6 = P_3 + \frac{I_0}{1 + \frac{f_m}{f_s}} = 4959 + \frac{1653}{1 + \frac{0,001628}{0,000157}} = 5289,6 \text{ Н. (3.6.22)}$$

Тут $P_3 = (2..4)I_0 = 4959 \text{ Н}$ – сила затяжки;

$$f_6 = \frac{\pi d^2}{4} i = \frac{\pi 0,01^2}{4} 2 = 0,000157 \text{ м}^2 \text{ - сумарна площа поперечного перерізу;}$$

Рисунок 3.15 – Шатунний болт

Величина крутного моменту, що навантажує болт при затягуванні

$$M_{кр} = \mu P_3 \frac{d_{cp.p}}{2i} = 0,1 * 4959 \frac{0,009}{2} = 2,23 \text{ Нм. (3.6.23)}$$

Момент опору

$$W = 0,2(d_{cp.p})^3 = 0,2 * 0,009^3 = 1,46 * 10^{-7} \text{ м}^3. \text{ (3.6.24)}$$

Напруження крутіння

$$\tau_p = \frac{M_{кр}}{W} = \frac{1,12}{1,46 * 10^{-7}} = 7,67 \text{ МПа. (3.6.25)}$$

Напруження розтягнення

$$\sigma_p = \frac{4P_6}{i\pi(d_p^{вн})^2} = \frac{4 * 5289,4}{2\pi * 0,008^2} = 52,6 \text{ МПа. (3.6.26)}$$

Складне напруження

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_p^2} = \sqrt{52,6^2 + 4 * 15,3^2} = 60,85 \text{ МПа. (3.6.27)}$$

Напруження зминання

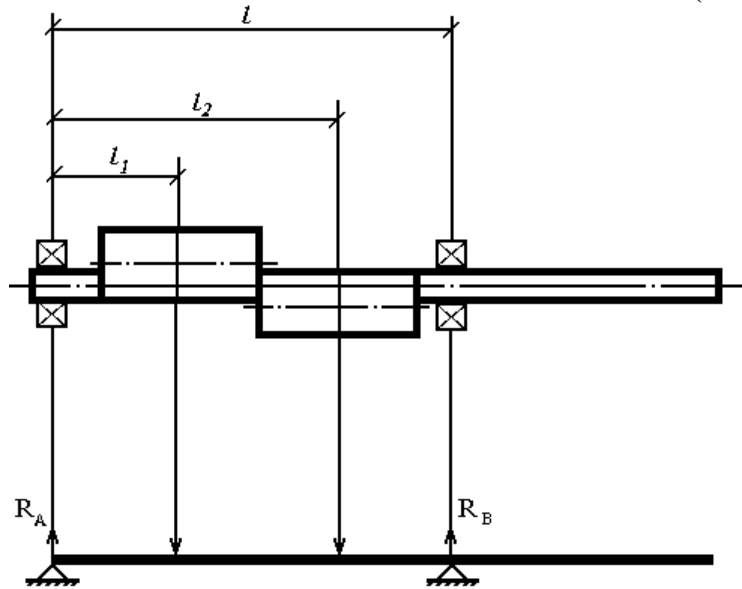
					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{cm} = \frac{4P_{\sigma}}{i\pi(d_r^2 - d_{\sigma\alpha}^2)} = \frac{4 * 5289,6}{2\pi(0,02^2 - 0,012^2)} = 13,16 \text{ МПа.} \quad (3.6.28)$$

3.6.6 Розрахунок вала

$$\alpha_1 = 135^{\circ}; \alpha_2 = 315^{\circ}.$$

$$R = -P_{cb} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.6.29)$$



Сили R при відповідних α

$$R_1 = -842 \text{ Н}; R_2 = 5770 \text{ Н}$$

Визначаємо реакції в опорах А і В (рис. 3.16):

$$R_A = \frac{\sum R_i l_i}{l_6} = \frac{(-842)0,08 + 5770 * 0,24}{0,31} = 4249,8 \text{ Н.} \quad (3.6.30)$$

$$R_B = \sum R_i - R_A = (-842 + 5770) - 4249,8 = 678,2 \text{ Н.} \quad (3.6.31)$$

Тангенціальна сила T в опорах: $T_1 = 792 \text{ Н}; T_2 = 5820 \text{ Н}.$

$$T_A = \frac{\sum T_i l_i}{l_6} = \frac{(-792)0,08 + 5820 * 0,24}{0,31} = 4301,4 \text{ Н} \quad (3.6.32)$$

$$T_B = \sum T_i - T_A = (-792 + 5820) - 4301,4 = 726,6 \text{ Н.} \quad (3.6.33)$$

Розрахунок вала на міцність

Згинальний момент від тангенціальною сили

$$M_{uz1} = T_A l_1 = 4301,4 * 0,08 = 344,112 \text{ Нм}, \quad (3.6.34)$$

Згинальний момент від радіальної сили

$$M_{uz1} = R_A l_1 = 4249,8 * 0,08 = 339,984 \text{ Нм}, \quad (3.6.35)$$

$$M_{uz2} = R_A l_2 + R_1 (l_2 - l_1) = 4249,8 * 0,24 + (-842)(0,24 - 0,08) = 885,232 \text{ Нм.}$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{uz1} = \sqrt{(M_{uz1}^T)^2 + (M_{uz1}^R)^2} = \sqrt{344,112^2 + 339,984^2} = 483,738 \text{ Нм.}$$

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ				

$$M_{из2} = \sqrt{(M_{из2}^T)^2 + (M_{из2}^R)^2} = \sqrt{905,616^2 + 885,232^2} = 1266,4 \text{ Нм.}$$

Момент опору вигину перерізу валу

$$W_{из} = \frac{\pi d_{шш}^3}{32} = \frac{\pi 0,05^3}{32} = 1,226 * 10^{-5} \text{ м}^3. \quad (3.6.36)$$

Напруження при роботі валу на вигин

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}^{\max}}{W_{из}} = \frac{905,616}{1,226 * 10^{-5}} = 73,8 \text{ МПа.} \quad (3.6.37)$$

Момент опору кручення

$$W_{кр} = \frac{\pi d_{шш}^3}{16} = \frac{\pi 0,05^3}{16} = 2,453 * 10^{-5} \text{ м}^3. \quad (3.6.38)$$

Напруження на кручення вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{64,2}{2,453 * 10^{-5}} = 2,62 \text{ МПа.} \quad (3.6.39)$$

Складне напруження при роботі на вигин і крутіння одночасно

$$\sigma_{сл} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{73,8^2 + 4 * 2,62^2} = 73,985 \text{ МПа.} \quad (3.6.40)$$

2.6 Розрахунок повітряного конденсатора з пластинчатим оребренням

Теплове навантаження Q_0 , кВт	3,048
Температура повітря $T_{п1}$, К	293
Температура конденсації T_k , К	303

Температура конденсації. При прийнятій різниці температур повітря у приладі $\Delta T_{п} = 6^\circ$ та перепаді температур між повітрям та робочим тілом $T - T_{п} = 10^\circ$ температура конденсації робочого тіла

$$T = \frac{T_{п1} + T_{п2}}{2} + 10 = \frac{293 + 299}{2} + 10 = 306 \text{ К.}$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\Theta_m = \frac{\Delta T_{п}}{2,3 \lg \frac{T - T_{п1}}{T - T_{п2}}} = \frac{6}{2,3 \lg \frac{306 - 293}{306 - 299}} = 9,7^\circ$$

Витрати повітря

$$G_n = \frac{Q}{c_p * \Delta T_{п}} = \frac{5048}{1,06 * 10^3 * 6} = 0,8 \text{ кг/с,}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$Nu_{жк} = cRe^n_{жк} \left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right)^m.$$

Тут

$$d_{эКВ} = \frac{2(s - d_H)(u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)} = \frac{2(0,028 - 0,014)(0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{жк} = \frac{\omega d_{эКВ}}{\nu} = \frac{7 \cdot 0,0056}{15,342 \cdot 10^{-6}} = 2555,$$

де $\nu = 15,342 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при $T = 296 \text{ К}$;

$$\frac{u}{d_з} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_з} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{эКВ}} \geq 5.$$

Довжина пластини в русі повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається через рівняння: $L = as$.

Коефіцієнти:

$$n = 0,45 + 0,0066 \frac{L}{d_{эКВ}};$$

$$m = -0,28 + 0,08 \frac{Re_{жк}}{1000} = -0,28 + 0,08 \frac{2555}{1000} = -0,076;$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right);$$

$$B = 1,36 - 0,24 \frac{Re_{жк}}{1000} = 1,36 - 0,24 \frac{2555}{1000} = 0,7468; \quad C = AB.$$

Результати розрахунків приведені нище:

a	4
$L, \text{ м}$	0,112
$L/d_{эКВ}$	20
n	0,582
A	0,201
C	0,15011

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$Nu_{жк} \quad 11,498$$

$$\alpha_{вF_{вн}} = \frac{Nu_{жк} \lambda_{в}}{d_{экв}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad 53,75$$

тут $\lambda_{п} = 2,251 \cdot 10^{-2}$ ккал/(м·ч·°С) = $2,618 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності повітря при $T_{п} = 296$ К.

Так як порядок отриманих значень $\alpha_{п}$ однаковий, для подальших розрахунків приймається середнє значення: $\alpha_{п} = 55,2$ Вт/м²·К.

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби,

$$\alpha_{п \text{ пр}} = \alpha_{п} \left(\frac{F_3}{F_0} E + \frac{F_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_3}{d_{вн}} = 55,6 \left(\frac{0,35353}{0,04396} 0,8765 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \frac{0,014}{0,012} = 514 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

де, $F_{тр}$ - поверхня труби між ребрами,

$$F_{тр} = \pi d_3 \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right) = 3,14 \cdot 0,014 \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2/\text{м};$$

F_p = поверхня ребер,

$$F_p = 2 \left(s^2 - \frac{\pi d_3^2}{4} \right) \frac{1}{u} = 2 \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2/\text{м};$$

F_3 – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_n = F_{тр} + F_p = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2/\text{м};$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi d_3 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м};$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{th((mh'))}{mh'} = \frac{th(0,8086)}{0,8086} = 0,8765;$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{п}}{\delta_p \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 55,6}{0,0005 \cdot 45,4}} = 69,99 \text{ 1/м};$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\lambda_p = 39 \text{ ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}) = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі; h - умовна висота ребра,

$$h' = \frac{d_3}{2}(\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м};$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_3} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2} = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29.$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{\text{вн}} (T - T_{\text{ст}})}} = \sqrt[4]{\frac{133,8 \cdot 10^3 \cdot 1279^2 \cdot 0,066^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 (T - T_{\text{ст}})}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{-1/4},$$

де $r = 133,8 \text{ кДж}/\text{кг}$ – теплота конденсації Ф-12 при $T = 306 \text{ К}$; $\rho = 1279 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина рідини; $\lambda = 0,0568 \text{ ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}) = 0,066 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності рідини; $\mu = 0,2527 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 2,479 \times 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.

Питомий тепловий потік у приладі зі сторони робочого тіла

$$q_{\alpha F_{\text{вн}}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} \text{ Вт}/\text{м}^2$$

зі сторони повітря

$$q_{\alpha F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зпр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_3} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_3) = \frac{1}{\frac{1}{514} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,352535} \frac{0,001}{385}} \cdot (T_{\text{ст}} - T_3) = 515,4 (T_{\text{ст}} - T_3) \text{ Вт}/\text{м}^2$$

де $F_{\text{вн}} = \pi d_3 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби; $\lambda = 330 \text{ ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}) = 385 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (міді).

Термічний опір взаємодії ребер і труби приймається: $R_{\text{конт}} = 0$ (у випадку гарячого поцинкування).

Побудова графіку до розрахунку повітряного конденсатора:

$$q_{\alpha F_{\text{вн}1}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733 (303 - 302)^{3/4} = 2733$$

$$q_{\alpha F_{\text{вн}2}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733 (303 - 301)^{3/4} = 4596$$

$$q_{\alpha F_{\text{вн}3}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733 (303 - 300)^{3/4} = 6229$$

$$q_{\alpha F_{\text{вн}4}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733 (303 - 299)^{3/4} = 7730$$

$$q_{\alpha F_{\text{вн}5}} = 2733 (T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733 (303 - 298)^{3/4} = 3138$$

									Арк.
									37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ				

$$q_{\alpha F_{\text{вн}6}} = 2733(T - T_{\text{ст}})^{3/4} = 2733(303 - 297)^{3/4} = 10477$$

$$q_{\text{вн}1} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(298 - 293) = 2577$$

$$q_{\text{вн}2} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(300 - 293) = 3608$$

$$q_{\text{вн}3} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(302 - 293) = 4638$$

$$q_{\text{вн}4} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(304 - 293) = 5670$$

$$q_{\text{вн}5} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(306 - 293) = 6700$$

$$q_{\text{вн}6} = 515,4(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 2733(308 - 293) = 7731$$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{\text{вн}}} = \frac{5048}{4248} = 1,188 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L_{\text{заг}} = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} = \frac{1,188}{3,14 \cdot 0,012} = 32 \text{ м.}$$

Кількість секцій

$$a = \frac{L_{\text{заг}}}{L_1} = \frac{32}{7,67} \approx 4,17 \approx 4 \text{ шт.}$$

Коефіцієнти тепловіддачі

$$k_{F_{\text{вн}}} = \frac{q_{F_{\text{вн}}}}{\theta_m} = \frac{4248}{9,7} = 438 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К.}$$

Основні конструктивні розміри приладу. При кількості секцій $a = 4$ довжина труб в одній секції

$$L_1 = \frac{L_{\text{заг}}}{a} = \frac{32}{4} = 8 \text{ м.}$$

Живий переріз

$$F_{\text{ж}} = 8(0,028 - 0,014) \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 0,012 \cdot 0,875 = 0,098 \text{ м}^2$$

При висоті конденсатору рівній його ширині кількість рядів труб по висоті

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}} = \sqrt{\frac{8}{0,028}} = 16,9 \approx 16.$$

Тоді висота конденсатору

$$H = ns_1 = 34 \cdot 0,028 = 0,952 \text{ м};$$

ширина конденсатору

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{33}{34} = 0,970 \text{ м}.$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

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

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

припиняється і регульований параметр зазвичай виходить за припустимі межі. 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 вироблятися вручну - Н1-NS-8-ел.дв.КМ1

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

ДКМ1 - двигун компресора.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1. Техніко-економічне обґрунтування

В якості базового варіанту розглянемо калориметричний стенд, який був раніше розроблений в Одеській державній академії холоду. Даний стенд призначений для всебічних досліджень температурно-енергетичних характеристик компресорів шляхом імітації реального холодильного циклу при низьких температурах. Пропонується розробити калориметричний стенд для роботи на озонобезпечному агента R410A.

Розглянемо причини переходу на R410A. Головною причиною, звичайно ж, є результати дослідження появи озонових дір. Однією з головних причин появи, яких вважається витік галогенованих фтор-вуглеводнів із усіляких холодильних систем. Деякі вчені не погоджуються з цим, але так як Україна підписала Монреальський протокол, в якому наказує заборонити застосування галогенованих фторуглеводородов в нових холодильних установках з 1997 року, і що частково галогеновані фторуглероди являють собою лише тимчасове рішення у всьому світі максимум до 2040 року. Тому пошук альтернативних холодоагентів є дуже важливим на даний момент. R410A є екологічно чистою речовиною, а також має хороші термодинамічні параметри. Ці властивості роблять його привабливим для використання в нових холодильних установках.

4.1.1 Організаційне обґрунтування проекту

Класифікаційна оцінка різновиду проекту

клас - монопроект;

тип - технічний;

вид - дослідницько-освітній;

тривалість - довгостроковий;

складність - складний;

рівень - галузевий.

4.1.2 Визначення мети та результатів проекту

Мета - створення калориметричного стенду на безпечному холодоагенті, проектування безсальникового компресора;

Результати:

а) розрахунок калориметричного стенду для роботи на новому холодоагенті;

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

в) підготовка системи автоматизації для роботи на новому холодоагенті;

г) технічна документація і паспорт, керівництво з експлуатації.

7.1.3 Визначення навколишнього середовища проекту і учасників проекту

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Здійснення проекту відбувається в деякому динамічному середовищі, яке має на нього певний вплив. У проекті важливо визначити і врахувати всі можливі дії: економічні, соціальні, фінансові та ін. Навколишнє середовище - сукупність зовнішніх і внутрішніх (відносно проекту) факторів, що впливають на досягнення результатів проекту.

Проект не можна відокремити від його навколишніх умов і їх розвитку. Значить, необхідно завчасно вивчати і враховувати безпосереднє (саме підприємство) і далеке оточення проекту (оточення підприємства). Їх зміни можуть згодом зіграти вирішальну роль в досягненні успіху.

Учасники:

Ініціатор проекту;

Замовник проекту - майбутній власник та користувач результатів проекту;

Команда проекту - специфічна організаційна структура, яка створена на період здійснення проекту (виконавці - науковий керівник, проектувальник);

Керівник проекту;

Контрактори проекту;

Ліцензори проекту;

Органи влади;

Виробники і споживачі кінцевого продукту.

Маркетингове обґрунтування проекту

Оцінка ринку збуту і конкуренції

Даний стенд призначений для випробування зразків компресорів при низьких температурах, на підприємствах і навчальних закладах холодопостачальної промисловості. Доступність і дешевизна нового калориметричного стенду дозволить скоротити витрати на випробування компресорів. Ця економія в кінцевому рахунку дасть значний економічний ефект, і як наслідок прибуток підприємства збільшиться за рахунок зменшення витрат. Порівняно невисока вартість розроблюваного калориметричного стенду дає можливість використання його в широкому діапазоні споживачів.

При підтримці з боку уряду і підприємств калориметричний стенд, який розробляється повинен отримати широке застосування. Для використання компресорів на новому озонобезпечному холодоагенті R410A, необхідний калориметричний стенд. Проектований калориметричний стенд допоможе вирішити цю проблему.

Стратегія маркетингу

Будь-який виріб, якими б чудовими споживчими властивостями воно не володіло, рано чи пізно витісняється з ринку іншим, більш досконалим товаром. Немає і не може бути «вічного» товару, так як рано чи пізно отримуваний від його реалізації прибуток настільки зменшується через падіння попиту, що подальша торгівля їм стає економічно не вигідною.

Терміни розробки стенду невеликі. Так як поки стенд не буде пущений в експлуатацію, робота проходитиме у рамках уже вироблених підходів. Що означає відсутність будь-якого позитивного ефекту, тобто прибутку.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На цьому етапі досліджується ринок компресорного обладнання, ведеться наукова підготовка виробництва, відпрацьовується ідея товару та основні вимоги до нього. Обсяги виробництва обмежуються досвідченими зразками. Великі витрати на цьому етапі пояснюються капіталовкладеннями на придбання обладнання, підготовку кадрів і т.д. Поки прибуток відсутній, але проводиться реклама, яка носить інформаційний характер - ведеться повідомлення потенціальних покупців.

Вихід на ринок, тобто реалізація товару, може здійснюватися вже практично після виготовлення перших дослідних зразків. При необхідності в подальшому дороботку, деталі даного агрегату можуть поставлятися споживачам більш ранніх версій за пільговими цінами. Реклама на цьому етапі цільова, тобто орієнтована на конкретних покупців. Ціна на товар менш висока, прибуток мінімальний.

Основна діяльність на етапі розвитку ринку спрямована на вивчення стендів-конкурентів, аналіз купівельного попиту на розроблений стенд, розширення обсягів виробництва і ринків збуту. Результатом цієї діяльності є зміна ціни на товар (як правило, вона знижується). Прибуток на цьому етапі максимальний.

Стабілізація може настати після продажу десятка виробів і надалі робота піде в основному тільки над модернізацією та розширення можливостей стенду. Ціна на товар у цей період найнижча. Прибуток зменшується.

Організація гарантійного та післягарантійного обслуговування агрегату забезпечить мінімальні витрати на ремонт.

4.2. Техніко-економічні розрахунки

4.2.1. Розрахунок річної продуктивності установки

Розрахунок річної продуктивності установки наведений у таблиці

Таблиця 4.2.1 – Річна продуктивність установки

Показник	Величина
Календарний фонд часу	8750
Коефіцієнт технічного використання	0,8
Корисний фонд часу, год	7000
Годинна продуктивність, втп/год	0,125
Розрахунок річної продуктивності, (кількість випробувань), шт	875

4.2.2 Розрахунок капітальних вкладень

При визначенні капітальних вкладень враховуються:

Z_{np} - витрати на проектування;

$Z_{об}$ - витрати на монтаж і придбання устаткування;

$$K_{общ} = Z_{np} + Z_{об} = 10640 + 9417 = 20057 \text{ грн.}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2.1 – Витрати на монтаж та необхідне обладнання

№ пп	Найменування обладнання	Кількість, шт	Вартість, грн.
1	Конденсатор-випарник	1	1500
2	Калориметр	1	1800
3	Ротаметр	1	300
4	Масляний фільтр	1	250
5	Електронагрівач	1	200
6	Контрольно-вимірні прилади	14	2400
	Разом, грн		6450
	Вартість іншого обладнання	10%	645
	Технологічні трубопроводи	4%	258
	Транспортні витрати	10%	645
	Витрати на монтаж	25%	1419
	Усього витрат на монтаж та обладнання		9417

4.2.3 Розрахунок експлуатаційних витрат споживача

У витратах на функціонування установки (наведені у таблиці 4.2.3) враховано:

- витрати на матеріали;
- енергетичні витрати;
- амортизаційні відрахування;
- заробітна плата персоналу;
- спеціальний ремонт і утримання обладнання.

Таблиця 4.2.3 - Витрати на матеріали

Показник	Величина
Необхідна кількість фреону R410A, кг.	0,6
Річні витрати R410A, кг. (10% втрати при перезавантаженні)	52,5
Ціна R410A, грн./кг.	60
Річні втрати на дозаправку фреону R410A, грн.	3150
Необхідна кількість масла, кг.	0,25
Річна витрата масла, кг (5% на дозаправку)	10,94
Ціна масла	250

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Арк.

47

Витрати на масло, кг	2734,34
Транспортні витрати, (7% від вартості матеріалів)	411,9
Усього, грн	6296,24

4.2.4 Розрахунок енергетичних витрат

Витрати на електроенергію

$$C_{ен} = N_{об} * F * Ц_{е} = (2 * 0,6 + 2 * 0,85) * 7000 * 0,25 = 5075 \text{ грн.}$$

де $N_{об}$ – **мощность, потребляемая оборудованием, кВт;**

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

$Ц_{е} = 0,25$ – вартість 1 кВт*год електроенергії, грн./кВт*год.

Таблиця 4.2.4 – Споживач електроенергії

№ п/п	Споживач	Умовні познач	$\eta_{исл}$	Потужність, кВт/год	Час роботи
1	Компресор	N_k	0,	2	7000
2	Нагрівач	$N_{нагр}$	0,85	2	7000

Витрати на воду:

$$C_{в} = q_{в} * F * a_{в} = 0,5 * 7000 * 1,5 = 5250 \text{ грн.}$$

$q_{в}$ - споживання води, м³/ч;

F – річний фонд часу роботи установки; год/рік

$a_{в}$ - тариф на 1м³ води.

4.2.5. Розрахунок заробітної плати обслуговуючого персоналу

Фонд заробітної плати за тарифними ставками основних виробничих робітників-почасовиків визначається за формулою:

$$Z_{т} = n * C_{т} * \Phi_{р}$$

де $Z_{т}$ - річний фонд заробітної плати за тарифними ставками;

n – кількість робітників;

$\Phi_{р}$ - фонд робочого часу одного працівника.

Преміальні доплати приймаються в розмірі 40% від фонду заробітної плати за тарифними ставками. Понад це 20% складають усі види доплат за фактично відпрацьований час.

Сума фондів основної і додаткової заробітної плати складає загальний річний фонд зарплати.

Результат розрахунків наведений у таблиці 4.2.5

Розрахунок відрахувань із заробітної плати до фондів соціального страхування.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2.5 – Фонд заробітної плати

Посада	Разряд	Кількість	Кількість змін	Тарифна ставка, грн/г	Годова середня заробітна плата, грн
Апаратник		1	1	3,90	$1*1*3,90*1920*1,4*1,2=12579,84$
Монтажник		1	1	4,11	$1*1*4,11*1920*1,4*1,2=13257,22$
Всього					$C_з = 25837,06$

Відрахування на соціальне страхування за всіма статтями складають:
($K=40\%$) від річного фонду заробітної платні:

$$C_{стр} = C_з * k = 25837,06 * 0,4 = 10334,82 \text{ грн.}$$

Відрахування до фонду соціального страхування на випадок безробіття
($k_{зан} = 1,6\%$) складають:

$$C_{зан} = C_з * k_{зан} = 25837,06 * 0,016 = 413,39 \text{ грн.}$$

Відрахування до фонду соціального страхування з тимчасової втрати працездатності ($k_{тр} = 2,9\%$) складуть:

$$C_{тр} = C_з * k_{тр} = 25837,06 * 0,029 = 749,28 \text{ грн.}$$

Відрахування до фонду соціального страхування від нещасних випадків на виробництві ($k_{н.с.} = 3,2\%$) складуть:

$$C_{н.с.} = C_з * k_{н.с.} = 25837,06 * 0,032 = 826,79 \text{ грн.}$$

4.3.6 Розрахунок амортизаційних відрахувань

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

$$Z_{амм} = K_{общ} * 0,25 = 20057 * 0,25 = 5014,25 \text{ грн.}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

4.2.7 Розрахунок витрат на спеціальний ремонт і утримання обладнання
Витрати на спеціальний ремонт і утримання обладнання (2% від капітальних витрат):

$$Z_{\text{содерж}} = K_{\text{общ}} * 0,02 = 20057 * 0,02 = 401,14 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.2.7 – Експлуатаційні витрати споживача

Витрати	Сума, грн.
Витрати на функціонування установки, у тому числі:	
матеріали	6296,24
енергетичні витрати: електроенергія;	5075
вода	5250
заробітна платня	25837,06
амортизація	5014,25
спеціальний ремонт та утримання агрегату	401,14
Усього	$C_e=47873,69$

Розрахунок собівартості проведення одного випробування:

$$C' = \frac{C_e}{K} = \frac{47873,69}{875} = 54,713 \text{ грн.}$$

4.3.8 Економічний ефект від реалізації проекту

$$E_r = (C_1 - C_2) * K - E_n * K_{\text{общ}} = (68,5 - 54,713) * 875 - 0,2 * 20057 = 8052,23 \text{ грн}$$

де C_1, C_2 – собівартість проведення випробувань компресорів за старою технологією, і з використанням калориметричного стенду;

K – кількість випробувань на рік, шт.;

E_n – нормативний коефіцієнт.

4.3.9 Термін окупності витрат на впровадження:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{общ}}}{(C_1 - C_2) * K} = \frac{20057}{(68,5 - 54,713) * 875} = 1,66$$

Термін окупності знаходиться у межах, при яких будівництво економічно доцільно.

Коефіцієнт рентабельності агрегату

$$E = \frac{(C_1 - C_2) * K}{K_{\text{общ}}} = \frac{(68,5 - 54,713) * 875}{20057} = 5,86$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.10 Техніко-економічні показники проекту
 Результати економічних розрахунків занесені до таблиці 4.2.10
 Таблиця 4.2.10 – Результати економічних розрахунків

№ пп	Найменування показників	Позначення	Одиниця вимірювання	Величина
1	Холодопродуктивність	Q0	Вт	2000
2	Робочий агент	R410A	кг	0,6
3	Витрати електроенергії	qe	кВт/год	2,9
4	Витрати води	qv	м3/год	0,5
5	Час досягання режиму	τ	хв	120
6	Термін служби		рік	7
7	Капітальні вкладення	Кобщ	грн	20057
8	Собівартість одного випробування	С1	грн	54,713
9	Термін окупності	Ток	рік	1,66
10	Коефіцієнт рентабельності	Е		5,86

Висновок:

При проектуванні установки були використані нові технічні рішення, а також вдалий підбір комплектацій. Використання нових технологій, раціональний підбір параметрів при проектуванні обладнання, що дало низьку собівартість проведення теплотехнічних випробувань і невеликий термін окупності. З цього можна судити, що установка економічно вигідна, особливо на крупних підприємствах, як на території України так і на території Європи.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

5.1 Вступ

Організація охорони праці на підприємстві – це цілісна система прав, обов'язків та повноважень суб'єктів виробничого процесу, процедур, направлених на дотримання безпечного рівня виробництва, правил та нормативних вимог, які регулюють питання найманої праці.

Належна організація охорони праці, яка відповідає вимогам нормативно-правових актів, є основним заходом профілактики та запобігання виробничому травматизму й професійній захворюваності.

Розглядаючи охорону праці на підприємстві неможливо оминати ряд пунктів, які забезпечують безпечну роботу усіх працівників. Головними вимога до підприємства, відповідно законодавства України у сфері охорони праці є такі:

- створити службу охорони праці;
- розробити та затвердити на підприємстві положення, інструкції та інші акти з охорони праці;
- організувати проведення інструктажів з питань охорони праці;
- забезпечити навчання і перевірку знань з питань охорони праці;
- подбати про проведення медичних оглядів;
- забезпечити працівників засобами індивідуального захисту, милом, молоком, солоною водою та інше;
- провести атестацію робочих місць;
- налагодити облік нещасних випадків.

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

Аналіз і оцінка стану умов та безпеки праці - це обов'язкова складова роботи керівництва адміністративно-територіальної одиниці, галузі, підприємства щодо планування відповідних заходів з охорони праці.

Проектом пропонується провести аналіз умов праці при експлуатації компресорних установок.

Компресорно-конденсаторні агрегати з безсальниковими компресорами використовуються в складі холодильних машин для охолодження стаціонарних продуктових камер на підприємствах торгівлі та харчування.

Вимоги, до безпечної експлуатації компресорних установок визначені Правилами влаштування і безпечної експлуатації стаціонарних установок повітропроводів і газопроводів.

При експлуатації компресорних установок може статися вибух, основними причинами якого є:

- неправильний монтаж, незадовільне обслуговування і утримання;
- перегрівання стінок компресора внаслідок значного підвищення температури стисненого повітря;

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порушення роботи системи змащування, низька якість мастильних речовин,

Найбільш поширеною причиною аварій компресорів є підвищення розрахункового тиску і температури, що призводить до зміни структури металу, порушення його механічної цілісності.

5.3 Розробка заходів з охорони праці

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 повинні бути вільними та забезпечувати можливість монтажу і обслуговування. Підлога має бути рівною, неслизькою, мастилостійкою, а вікна і двері відчинятися назовні. Компресорна обладнується ефективною вентиляцією і достатнім освітленням. Вхід у компресорну стороннім особам заборонено.

5.3.1 Безпека праці

Кожний компресор обладнують системою аварійного захисту, манометром, запобіжними клапанами, блокуючими пристроями і автоматичною сигналізацією. Компресорні установки забезпечують надійною системою повітряного чи водяного охолодження. Усі рухомі частини компресорів, електродвигунів і інших механізмів огорожують.

Запобіжні клапани автоматично знижують тиск до нормального і випускають надлишок повітря в атмосферу. Тиск повітря (при робочому від 3 до 60 атм.) регулюється так, щоб не перевищувати робочий понад 15 %. Запобіжні клапани перевіряються під тиском один раз на місяць. Один раз на 6 місяців випробовуються всі манометри контрольним манометром, який у свою чергу перевіряється один раз на рік.

Компресорну установку негайно зупиняють у випадках, якщо:

- ✓ манометри на будь-якому ступені компресії показують тиск, що перевищує допустиму межу;

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

- ✓ манометр системи змащування механізму руху показує тиск, нижчий від допустимої нижньої межі; подача води для охолодження;
- ✓ відчутні стуки, удари в компресорі або в двигуні, чи виявлені інші несправності, що можуть призвести до аварії;
- ✓ температура стисненого повітря вища за гранично допустиму норму, встановлену паспортними даними;
- ✓ наявний запах горіння або диму із компресора або електродвигуна;
- ✓ помітно зростає рівень вібрації компресора або електродвигуна.

При появі несправності навіть в одному з приладів безпеки, компресор не може бути запущений у роботу. Під час перерви у роботі компресорну установку необхідно зупинити. Усувати будь-яку несправність, виявлену на контрольно-вимірювальних приладах, дозволяється тільки у присутності особи, яка несе повну відповідальність за безпечну експлуатацію компресорної установки.

5.3.2 Вимоги безпеки до обслуговування компресорних установок

Усім робітникам, що обслуговують компресорні установки, видається інструкція з безпечної їх експлуатації. До обслуговування компресорних установок допускаються особи не молодші 18 років, які мають посвідчення на право їх експлуатації, відповідний стан здоров'я та знання з питань промислової і пожежної безпеки.

Перед початком роботи машиніст зобов'язаний впевнитись у справності установки, перевірити систему змащування, охолодження і здійснити пуск відповідно до Інструкції.

Перед пуском компресора у роботу необхідно встановити продувальні крани холодильника і повітрязбірника, а також роздавальний вентиль у положення "Відкрито". Включивши двигун перевірити роботу компресора на холостому ходу, закрити спочатку роздавальний вентиль, а потім продувні

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

крани. Після цього за допомогою роздавального вентиля або продувних кранів відрегулювати робочий тиск повітря у повітрязбірнику (ресивері).

При роботі компресорних установок обслуговуючий персонал веде щозмінний запис про витрату компресорного масла. Витрата масла для змащування циліндрів і сальників контролюється кожною зміною. Вона не має перевищувати величину, вказану у заводській інструкції.

Зберігають масло у приміщенні компресорної установки тільки у спеціальному оцинкованому посуді з написом "Чисте компресорне масло" у кількості, що не перевищує тижневої потреби.

Обслуговуючий персонал під час роботи компресорної установки має контролювати:

- ❖ тиск і температуру повітря після кожного ступеня стиснення та після холодильників;
- ❖ безперервність надходження у компресори і холодильники охолодженої води;
- ❖ тиск, температуру і рівень масла у системі змащування.

У журналі роботи машиніст має записувати час пуску і зупинки компресора, причину зупинки, проведені періодичні перевірки запобіжних клапанів і манометрів, спуск конденсату і масла і т. ін.

Журнал роботи перевіряється і щодобово підписується особою, яка відповідає за безпечну експлуатацію компресорної установки. На кожному компресорну установку, що знаходиться у роботі, має бути заведена технічна документація відповідно до Правил та інших регламентів.

Роботодавець повинен переконатись до обслуговування компресорних установок допускаються спеціалісти:

- що досягли 18 років;
- які не мають лікарських протипоказань до цієї роботи;
- пройшли навчальний курс за відповідною програмою і отримали свідоцтво на право експлуатації компресорних установок.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Особи, що працюють в компресорних станціях, зобов'язані щорічно проходити регулярну перевірку знань в сфері безпечної експлуатації компресора.

5.4 Пожежна безпека

При експлуатації компресорних станцій, при аваріях компресорів і газових ліній іноді спостерігається витік газу і масла, що нерідко призводить до великої пожежної небезпеки. Найбільш прийнятний в даних умовах спосіб запобігання вибуху – це передбачені типовими проектами системи швидкого припинення надходження газу в приміщення і включення аварійної вентиляції. Крім того, для ліквідації невеликих загорянь газу і масел передбачаються переносні засоби гасіння порошком, паром та інертними газами, а також системи автоматичного гасіння пожежі повітряномеханічною піною.

Першорядне значення в пожежному захисті компресорних станцій мають автоматичні системи попередження утворення вибухонебезпечних газових сумішей, а також запобігання аваріям устаткування.

Технологічні установки повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння: вогнегасниками, ящиками з піском, бочками з водою, покривалами з негорючого теплоізоляційного полотна, грубововняної тканини чи повсті, пожежними відрами, совковими лопатами, пожежним інструментом (гаками, ломачами, сокирами тощо), які використовуються для локалізації і ліквідації пожеж у початковій стадії їхнього розвитку.



					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки по термодинамічному розрахунку одноступінчатих поршневих компресорів для студентів спеціальності «Компресори, пневмоагрегати і вакуумна техніка».
2. Методичні вказівки до курсового проектування „Теплові розрахунки циклів та динамічний розрахунок компресора” – Одеса.: 2016.- 51с.
3. Методичні вказівки до курсового проектування за спеціальністю 142 „Розрахунок деталей компресора на міцність” – Одеса.: 2017.- 46с.
4. Якобсон В.Б., "Малые холодильные машины", изд: "Поршневая промышленность» 113035, Москва, М-35, 1977,-248с.
5. Депутат О.П., Коваленко И.В., Мужик И.С. Гражданская оборона. Учебник.- Львов.: Афиша, 2015.- 336с.: ил.
6. Закон України № 1809 від 8 червня 2000 року « Про захист населення і територій в надзвичайних ситуаціях техногенного і природного характеру».
7. КОДЕКС ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ УКРАЇНИ (Відомості Верховної Ради (ВВР), 2013, № 34-35, ст.458)
8. Пластинин П.И., Теория и расчёт поршневых компрессоров. Учебник.-М.:Агропромиздат.: Афиша, 1987,- 267с.
9. Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.-М.: Машиностроение, 1983.- 432с.
10. Павлова Н.Н., Внутренние санитарно-технические устройства. Вентиляция и кондиционирование воздуха, 4-е изд.-М: Стройиздат, 1992, 416с.
11. Катренко Л.А., Кот Ю.В., Охрана труда. Курс лекций. Практикум: научное пособие, 4-е изд, Суммы, 540с.
12. Вігуржигська С.Ю. Дипломне проектування. Організаційно-економічна частина, Посібник, Одеса 2018.- 21с.
13. www.daikin.eu
14. <https://www.toshiba.ua/>
15. <https://www.danfoss.com/uk-ua/>
16. <http://www.bitzer.com.ua/>
17. <https://www.ejarn.com/>

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57