

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “Транспортна інженерія”

Кафедра “Локомотиви”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

“ 16 ” 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “Аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення
технології ремонту компресорів локомотивів”

за освітньою програмою: “Локомотиви та локомотивне господарство”
зі спеціальності 273 “Залізничний транспорт”
галузі знань 27 “Транспорт”

Виконав: студент групи ЛГ2221

Микола ПAVЛЕНКО

Керівник Дмитро КИСЛИЙ

Нормоконтролер Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.

Студент

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

EXPLANATORY NOTE
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Analysis of operational reliability and improvement of locomotive compressor repair technology**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
field of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *LG2221*:

Mykola PAVLENKO

Scientific Supervisor: Dmytro KYSLYI

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: *«Транспортна інженерія»*

Кафедра: *«Локомотиви»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою _____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ЛГ2221

Павленко Миколі Володимировичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: Аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів локомотивів

Керівник роботи: Кислий Дмитро Миколайович, к.т.н.

Затверджена наказом по університету від «17» січня 2023 р. №31ст

2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.
3. Вихідні дані до роботи: кількість об'єктів спостереження при дослідженні надійності – 48 компресорів; діапазон дослідження надійності – 418 тис км.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
 - 4.1 Аналіз пошкоджень та експлуатаційної надійності компресорів локомотивів
 - 4.2 Огляд операцій відновлення справного стану компресорів локомотивів
 - 4.3 Удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів
 - 4.4 Економічне обґрунтування удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів

5. Перелік графічного матеріалу:

- 5.1 Статистичні дані про відмови компресорів локомотивів. Залежність відмов за їх характером
- 5.2 Первинний аналіз статистичних даних про надійність з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання компресорів до відмови
- 5.3 Кількісні характеристики надійності за статистичними даними про відмови компресорів локомотивів
- 5.4 Технологічна документація відновлення справного стану компресорів серії КТ-6
- 5.5 Технологічне устаткування відновлення справного стану компресорів
- 5.6 Теоретичне моделювання струму привідного двигуна
- 5.7 Стенд контрольних випробовувань компресорів

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Обсяг розділу, %
1	Аналіз пошкоджень та експлуатаційної надійності компресорів локомотивів	28.11.2023	25
2	Огляд операцій відновлення справного стану компресорів локомотивів	28.11.2023	25
3	Удосконалення технології обкатувальних випробовувань компресорів локомотивів	19.12.2023	25
4	Економічне обґрунтування удосконалення технології обкатувальних випробовувань компресорів локомотивів	09.01.2024	25
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	12.01.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	22.01.2024	

Студент _____ Микола ПАВЛЕНКО

Керівник роботи _____ Дмитро КИСЛИЙ

РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему «Аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів локомотивів» загальним обсягом 6 креслень та 78 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 4 розділів. Проект містить 29 ілюстрацій, 11 таблиць та список літературних джерел з 13 найменувань.

Об'єктом дослідження в магістерській дипломній роботі виступають гальмівні поршневі компресори локомотивів, а метою – аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів. Предмет дослідження – експлуатаційна надійність та технологічні операції діагностування й ремонту.

При розробці теми магістерської дипломної роботи розглянуто одне з основних питань безпеки руху поїздів, оскільки компресор є першою ланкою, яка відповідає за забезпечення поїзда гальмами. При виконанні аналізу пошкоджень та експлуатаційної надійності компресорів локомотивів ми проаналізували несправності та пошкодження компресора. На підставі аналізу даних про відмови компресорів в експлуатації ми виконали первинний аналіз статистичних даних про надійність з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання компресорів до відмови. Визначення кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів дозволило визначити певні терміни для діагностування компресорів та виконання планових ремонтів.

Для удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів ми проаналізували індикаторну діаграму компресора. Для теоретичного моделювання струму привідного двигуна ми обрали та обґрунтували математичну модель при узгодженні основних параметрів роботи компресора з параметрами привідного електродвигуна й запропонували варіант модернізації стенду обкатки компресорів з можливістю діагностування роботи окремого циліндра.

Ключовими словами в магістерській дипломній роботі є: ГАЛЬМІВНЕ ОБЛАДНАННЯ, КОМПРЕСОР, КТ-6, НЕРОЗБІРНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ, МОДЕЛЮВАННЯ, СТЕНД, ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ	9
1.1 Призначення та конструктивні особливості компресорів серії КТ-6.....	9
1.2 Аналіз несправностей та пошкоджень компресора КТ-6.....	13
1.3 Аналіз даних про відмови компресорів в експлуатації	18
1.4 Первинний аналіз статистичних даних про надійність з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання компресорів до відмови	23
1.5 Визначення кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів	31
1.6 Визначення основних показників роботи компресора	34
2 ОГЛЯД ОПЕРАЦІЙ ВІДНОВЛЕННЯ СПРАВНОГО СТАНУ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ	39
2.1 Огляд технології відновлення справного стану компресорів	39
2.2 Технологічна документація відновлення справного стану компресорів серії КТ-6.....	52
2.3 Огляд технологічного устаткування відновлення справного стану компресорів	53
3 УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБКАТУВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ.....	59
3.1 Аналіз індикаторної діаграми компресора.....	59
3.2 Вибір та обґрунтування математичної моделі при узгодженні основних параметрів роботи компресора з параметрами привідного електродвигуна.....	60
3.3 Теоретичне моделювання струму привідного двигуна	62

					0032.190094.000.03МР.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Павленко			Аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів локомотивів	Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Кислий				Н	5	78
Реценз.						УДУНТ, зр. ЛГ2221		
Н. Контр.		Колодій						
Затверд.		Боднар						

3.5 Удосконалення стенду обкатки компресорів з можливістю діагностування роботи окремого циліндра	67
4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБКАТУВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ	69
4.1 Розрахунок капітальних витрат на систему нерозбірного діагностування компресорів локомотивів	69
4.2 Розрахунок витрат на обкатку компресорів до впровадження запропонованої технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів	71
4.3 Розрахунок витрат на обкатувальні випробування компресорів локомотивів після впровадження удосконаленої технології	73
4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів	75
ВИСНОВКИ	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	77

ВСТУП

Раціональна система експлуатації та ремонту рухомого складу є важливою складовою в справі забезпечення якості транспортного обслуговування і ефективності забезпечення технологічних процесів підприємств. Аналіз технічного рівня локомотивів вітчизняного виробництва, які експлуатуються в нашій країні показує, що вони не повною мірою відповідають сучасним вимогам до рухомого складу та вимогам забезпечення безпеки перевезень [1].

Моральна і фізична зношеність парку рухомого складу вимагає суттєвих фінансових і трудових ресурсів по підтримці парку в працездатному стані шляхом проведення заходів щодо відновлення ресурсу вузлів і елементів, а також модернізації при капітальному ремонті.

Одним із найбільш фондомістких підрозділів галузі є локомотивне господарство, а головна складова частина його фондів це вартість тягового рухомого складу (ТРС).

Щоб задовольнити перспективні потреби у рухомому складі, створити умови для сталого функціонування галузі, підвищити ефективність її роботи та безпеку транспортної системи, необхідно розв'язати такі задачі:

- розробка ТРС нового покоління з підвищеними техніко-економічними показниками та освоєння його випуску, здійснення реструктуризації виробництва;
- покращення експлуатаційних характеристик наявного тягового рухомого складу за рахунок капітального ремонту з подовженням терміну служби;
- реорганізація системи експлуатації і ремонту ТРС.

Сьогоденні умови роботи залізниць нашої країни значно ускладнились. Криза економіки країни викликала зниження обсягів виробництва продукції, що привело до зниження об'ємів перевезень. Зростання цін, неплатоспроможність частини підприємств також впливають на погіршення умов роботи залізничного транспорту.

У зв'язку з цією та багатьма іншими причинами гостріше постає питання якості ремонту локомотивів та підтримання їх надійності в експлуатації. Метою даної дипломної магістерської роботи є висвітлення та дослідження актуальної

для усіх залізниць держави проблеми підтримування експлуатаційної надійності компресорів локомотивів, чого можна досягти при удосконаленні технології ремонту, в т.ч. обкатувальних випробувань компресорів локомотивів. Дане питання в дипломній магістерській роботі розкривається досягненням таких задач: на підставі аналізу індикаторної діаграми компресора виконується узгодження основних параметрів роботи компресора з параметрами привідного електродвигуна із застосуванням математичного моделювання; удосконалення технологічного устаткування, а саме стенду для контрольних випробовувань компресорів, який дозволить виконувати діагностування згідно запропонованої методики. Крім цього, в роботі представлено розрахунок строку окупності та економічного ефекту удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів.

Об'єктом дослідження в магістерській дипломній роботі виступають гальмівні поршневі компресори локомотивів, а метою – аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів. Предмет дослідження – експлуатаційна надійність та технологічні операції діагностування й ремонту.

1 АНАЛІЗ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ

1.1 Призначення та конструктивні особливості компресорів серії КТ-6

На локомотивах встановлюють двоступеневі поршневі компресори з повітряним охолодженням. Компресори тепловозів мають привод від валу дизеля, компресори електровозів – від електродвигуна [2].

Компресор призначений для забезпечення стиснутим повітрям:

- гальмівної системи локомотива;
- пневматичної системи допоміжних апаратів;
- електропневматичних контакторів;
- пісочниць;
- сигналів тощо.

Робочий абсолютний тиск повітря в головних резервуарах тепловоза дорівнює 0,95 МПа (9,5 кгс/см²), резервуарах електровоза – 1 МПа (10 кгс/см²).

На тепловозах та електровозах встановлюють компресори КТ6, КТ7. Компресори КТ6 та КТ7 мають продуктивність 5,3 м³ в хвилину. Це означає, що в одну хвилину вони всмоктують з атмосфери 5,3 м³ повітря [9, 10].

На рис. 1.1 наведена схема компресора КТ6 [3]. Він має три циліндри: два циліндри першої ступені та один циліндр другої ступені стиснення. Атмосферне повітря всмоктується в циліндри першої ступені стиснення через фільтри і після стиснення виштовхується в проміжний охолоджувач через патрубки.

Повітроохолоджувач і циліндри компресора обдуваються вентилятором, що має клинопасовий привод від валу компресора. У клапанних коробках (кришках циліндрів) кожного циліндра встановлений один всмоктувальний і один нагнітальний клапани кільцевої конструкції. Сапун сполучає об'єм картера компресора з атмосферою для підтримки в картері атмосферного тиску.

Компресор КТ7 влаштований також як і компресор КТ6, але його вал обертається дизелем в інший бік. Тому змінено положення лопатей вентилятора та проведені деякі перестановки деталей в масляному насосі.

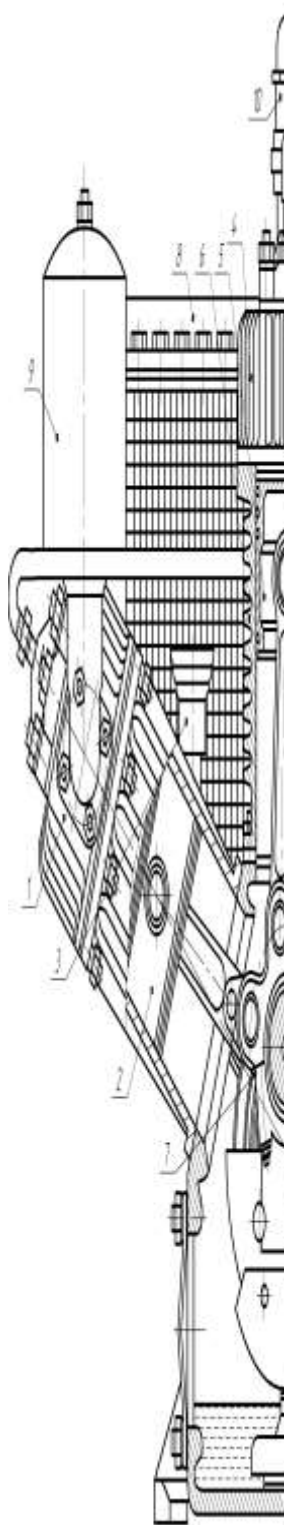


Рисунок 1.1 – Кмпресор КТ-6:

1 – клапанна коробка I ступені; 2 – поршень I ступені; 3 – сапун; 4 – клапанна коробка II ступені; 5 – поршень II ступені; 6 – циліндр II ступені; 7 – вузол шатунів; 8 – проміжний холодильник; 9 – повітряний фільтр; 10 – запобіжний клапан

Колінчатий вал (рис. 1.2) має дві корінні шийки з напресованими на них шарикопідшипниками та одну шатунну шийку. Балансири приварені до виступів вала та закріплені стопорними пальцями. Для підводу мастила до шатунних підшипників у тілі колінчатого вала просвердлені канали.

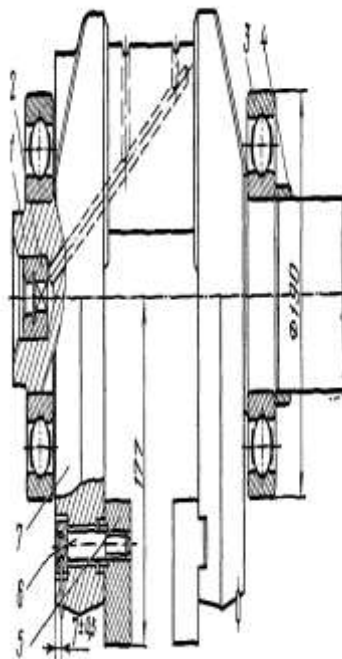


Рисунок 1.2 – Колінчатий вал компресора КТ-6:

1 – колінчастий вал; 2 – втулка привода масляного насоса; 3 – шарикопідшипник;
4 – втулка; 5 – додатковий балансир; 6 – гвинт кріплення додаткового балансира;
7 – противага

Вузол шатунів (рис. 1.3) складається з головного шатуна 1, жорстко зв'язаного з головкою двома пальцями та двох причіпних 5 шатунів, з'єднаних пальцями 14, застопореними гвинтами 13.

Головний шатун складається з двох частин: самого шатуна 1 та роз'єднаної головки 4, жорстко з'єднаних між собою пальцем 2 з штифтом 3 та пальцем 14. В головки шатунів запресовані бронзові втулки 6. З'ємна кришка 15 прикріплена до головки чотирма шпильками 7, гайки яких застопорені замковою шайбою 8.

Тонкостінні сталеві вкладиші 11 та 12, залиті бабітом, утримуються в головці за рахунок натягу та стопоріння штифтом 10. Зазор між шийкою вала та підшипником шатуна регулюють прокладками 16 (одна прокладка товщиною

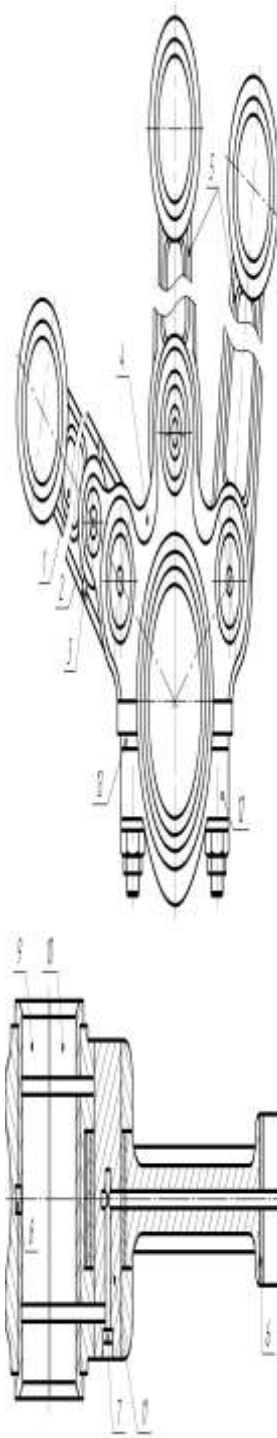


Рисунок 1.3 – Вузол шатунів компресора КТ-6:

1 – шатун; 2 – палець; 3 – штифт розвідний; 4 – головка; 5 – шатун причепний; 6 – втулка; 7 – пробка; 8 – штифт; 9 – вкладиш нижній; 10 – вкладиш верхній; 11 – палець; 12 – кришка

0,7 мм та три по 0,1 мм). Канали 9 служать для подачі мастила.

Поршні приєднані до верхніх головок шатунів 16 поршневыми пальцями 15

плаваючого типу. На кожному поршні встановлені чотири поршневі кільця: два верхніх – компресійні, два нижні – маслоз’ємні розташовані гострими кромками у сторону нижньої частини поршня. Кільця піддають термообробці.

Масляний насос забезпечує змащування поверхонь тертя компресора. Будова масляного насоса наведена на рис. 1.4.

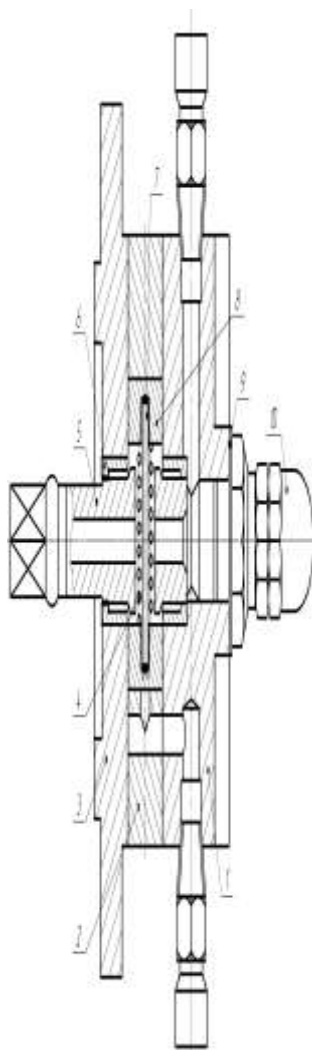


Рисунок 1.4 – Масляний насос:

1 – кришка; 2 – корпус; 3 – фланець; 4 – пружина; 5 – валик; 6 – втулка; 7 – штифт; 8 – лопать; 9 – шайба; 10 – редукційний клапан

1.2 Аналіз несправностей та пошкоджень компресора КТ-6

Серед найпоширеніших несправностей компресора КТ-6 розрізняють:

- тріщини в картері;

- розбобтування посадкових місць під шарикопідшипники;
- знос різьби в картері;
- пошкодження або відшаровування покриття внутрішньої поверхні картера.

Можливі несправності компресора КТ-6 наведені в табл. 1.1 [2].

Таблиця 1.1 –Можливі несправності компресорів і способи їх усунення

Несправність	Спосіб виявлення	Причина виникнення	Спосіб усунення
1	2	3	4
Компресор не дає потрібної продуктивності	Компресор довгий час знаходиться в робочому режимі, збільшений час наповнення головних резервуарів	Нещільність всмоктуючих або нагнітальних клапанів	Притерти пластини до сідел, усунути несправність
		Пропуск повітря поршневими кільцями одного з циліндрів з одночасним викидом повітря з маслом через сапун	Замінити зношені поршневі кільця
		Забруднення повітряних фільтрів	Промити набивання повітряних фільтрів
Тиск в резервуарі підвищується вище норми	Контроль тиску за манометрами	Несправний регулятор тиску АК-11Б	Усунути несправність
		Вихід з ладу пружини клапанної коробки	Замінити пружину
Спрацьовує запобіжний клапан на холодильнику при робочому режимі компресора	Звук стравлювання повітря при роботі компресора	Нещільність всмоктуючого клапана циліндра II ступені	Притерти пластини до сідел
		Погане ущільнення клапанів мідною прокладкою	Замінити прокладку

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4
Спрацьовує запобіжний клапан на холодильнику при холостому ходу	Звук стравлювання повітря при режимі холостого ходу компресора	Несправність розвантажувального пристрою одного з циліндрів I ступені	Усунути несправність
		Нещільність нагнітального клапана циліндрів II ступені (повітря з головних резервуарів потрапляє в холодильник)	Притерти кільцеві пластини клапана II ступені
Викид масла в нагнітальний трубопровід або через фільтри	При контролі виявлено засмічення фільтрів мастилом	Знос або втрата пружності маслос'ємних поршневих кілець	Замінити кільця
Пониження тиску масла	Контролюється при технічних оглядах компресорів, можливе підвищення рівня шуму	Несправний редукційний клапан: вихід з ладу пружини, подряпини і задири на притиральній поверхні корпусу клапана, попадання бруду і стружки під кульку клапана	Розібрати редукційний клапан і усунути несправності
		Збільшений зазор між вкладишами головки шатуна й шийкою колінчастого валу	Усунути за рахунок заміни вкладишів. Зазор повинен бути 0,03-0,088 мм
		Засмічення фільтруючої сітки масляного фільтру	Промити і продути стислим повітрям сітку
		Зійшлися замки поршневих кілець	Розвести замки кілець на 120° по відношенню друг до друга

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4
Підвищена температура масла в картері (більше 88°C)	За контролем температури масла	Надмірне затягування гайок шатунної головки	Ослабити затягування
Підвищений нагрів компресора	За контролем температури компресора	Забруднення проміжного холодильника	Очистити холодильник
		Недостатній підйом пластин клапанів	Встановити нормальний підйом пластин клапанів (2,5 мм)
		Включені обидва регулятори тиску (на двохсекційному TRC)	Відключити один регулятор тиску
Стукіт і шуми в компресорі	Збільшені шуми та вібрації при роботі компресора	Знос вкладишів шатунного підшипника	Замінити вкладиші
		Несправність шарикопідшипників	Замінити підшипники
		Не притиснутий нагнітальний клапан до гнізда клапанної коробки	Затягнути болт, що кріпить клапан
Утворення натирів на дзеркалі циліндрів	Виявляють при розборі компресора, підвищення температури компресора, зменшення продуктивності, викид масла	Порушення геометрії циліндрів при монтажі через неправильне затягування кріплення	Відпустити гайки і знов рівномірно затягнути їх
		Невідповідність кресленню геометрії циліндрів, поршнів або поршневих кілець	Перевірити циліндри, поршні і поршневі кільця на відповідність кресленням

В експлуатації можуть виникати наскрізні тріщини в циліндрах, зламані ребра, підвищений знос діаметру, підвищена овальність або конусність циліндрів, дрібні забоїни та риски на робочій поверхні циліндрів, тріщини, відколи,

накопичування металу, знос каналів, овальність або конусність отворів в бобиках поршня, випрацювання або конусність в отворах під поршневий палець, неперпендикулярність вісі отвору до вісі поршня, підвищені зазори в замках, недостатнє прилягання кілець до поверхонь циліндра, тріщини, відколи.

Поширені пошкодження шатунів, втулок та підшипників шатунів, тріщини, відставання бабіту більш ніж 20%, нещільне прилягання вкладишів до поверхонь корпусу та кришки головки шатуна, відколи, згин стержня шатуна, послаблені бронзові втулки у головках шатунів, знос поршневих пальців.

Залежно від форм деталей, призначення та умов роботи, дефекція проводиться візуально за допомогою лупи 5÷10 кратного збільшення, магнітно-порошковими та ультразвуковими дефектоскопами, замірами та випробуваннями. При цьому виявляються спрацювання, деформації, пошкодження у вигляді тріщин, забоїн, сколів, вм'ятин, задирів, рисок, пофарбувань.

Кріпильні деталі із пошкодженою або витягнутою різьбою, пошкодженими гранями замінити новими. Допускається виправлення не більш двох зірваних або зім'ятих ниток різьби. Корпус компресора замінити при наявності одного із таких дефектів, не наскрізні тріщини довжиною більш 50 мм у кількості більше трьох (в тому числі і раніше заварені), тріщин будь-якого розміру, що виходять на посадочні поверхні отворів.

Колінчатий вал підлягає заміні при наявності тріщин, раковин та корозії на поверхні вала, які не усуваються зачисткою або механічною обробкою до розмірів, які треба ремонтувати.

Шатун підлягає заміні при наявності тріщин, волосин, забоїн на чернетних поверхнях глибиною більш 1 мм, непаралельність осей отворів більш 0,08 мм на довжині 100 мм.

Деталі перед дефектоскопією ретельно очищують, а після дефектоскопії розмагнічують. Якщо деталі не розмагнітити, то вони тривалий час будуть притягувати до себе частки металів. За певних умов це може викликати інтенсивне зношення деталей і вихід з ладу вузлів компресора.

1.3 Аналіз даних про відмови компресорів в експлуатації

Був зібраний статистичний матеріал про виникнення відмов компресора КТ6 в експлуатації. Вони наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Річні статистичні дані про пошкодження компресора КТ6 тепловозів серії 2М62

Номер локомотива (секція)	Дата виявлення несправності	Пробіг від ПР-3, тис км	Характер пошкодження
1380 (Б)	07.04	42000	Заклинювання шатунної групи
1038 (А)	25.04	19000	Вихід з ладу запобіжного клапана
1290 (А)	15.05	33000	Обрив крильчатки вентилятора
1460 (Б)	22.07	8300	Стук шатунної групи
1562 (А)	14.08	31000	Стук шатунної групи
1240 (Б)	27.09	24000	Пробій поршня ЦНТ

Виходячи з цих даних можна виконати аналіз виникнення відмов у залежності від деяких факторів. Для аналізу виникнення відказів в залежності від пробігу необхідно визначити кількість інтервалів пробігу за формулою:

$$m = 1 + 3,322 \cdot \lg N, \quad (1.1)$$

де N – кількість компресорів, які знаходились під наглядом ($N = 48$);

$$m = 1 + 3,322 \cdot \lg 48 = 6,6.$$

Приймаємо $m = 7$.

Далі визначаємо величину інтервалу ΔL за формулою:

$$\Delta L = \frac{L_{max} - L_{min}}{m}, \quad (1.2)$$

де L_{max} – мінімальний пробіг, на той час, коли трапиться перша відмова від останнього ТО, ПР або КР;

L_{min} – максимальний пробіг тепловозів на той час, коли відмовив останній компресор з усіх, які умовно спостерігались

$$\Delta L = \frac{42000 - 8300}{7} = 4814 \text{ км.}$$

Виконані обчислення завершаємо побудовою діаграм та графіка, згідно з якими робимо певні висновки. Результати розрахунків зводимо в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Залежність кількості відмов від пробігу локомотива L

L , км	8300 - 12512	16724 - 20936	20936 - 25148	29360 - 33572	37784 - 42000
Кількість відмов i , од/%	1/16,6	1/16,6	1/16,6	2/33,3	1/16,6

За даними табл. 1.3 будуюмо діаграму залежності проценту відмов від пробігу тепловозів (рис. 1.5).

З побудованої діаграми видно, що найбільші відмови компресорів виникають приблизно після 30 тис км пробігу, що може сигналізувати про неякісне виконання ремонту компресорів, оскільки він проводиться або некваліфікованими працівниками або встановленням неякісних деталей. Визначається залежність відмов від місяців роботи.

Результати заносяться в табл. 1.4, і за цими даними будується діаграма залежності відмов від місяців року (рис. 1.6).

На даній діаграмі видно, що найбільш виходять з ладу компресори в весняні місяці, оскільки йдуть досить часті зміни температури та погодних умов, а також зафіксовано виходи компресорів з ладу в літні місяці через високі температури. У вересні місяці зазвичай проводиться комісійний огляд приписаного парку тепловозів.

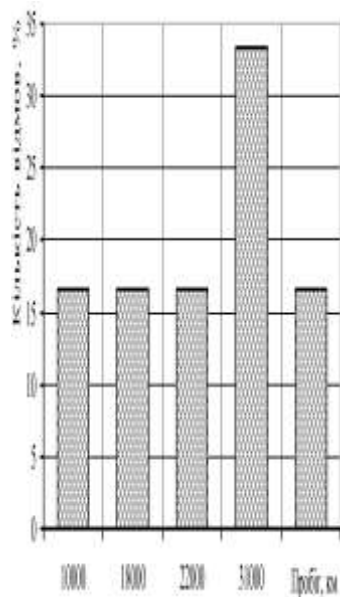


Рисунок 1.4 – Залежність кількості відмов від пробігу тепловоза

Таблиця 1.4 – Залежність кількості відмов по місяцях

Місяць	січень	лютий	березень	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень	листопад	грудень
Кількість відмов, од./%	—	—	—	2/33,3	1/16,6	—	1/16,6	1/16,6	1/16,6	—	—	—

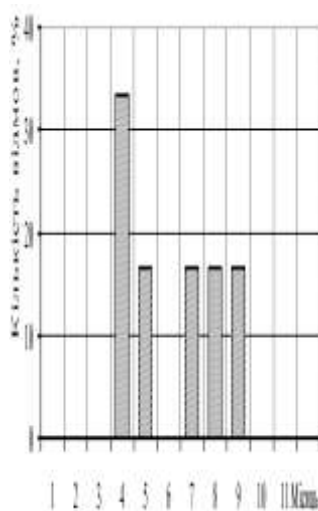


Рисунок 1.6 – Залежність кількості відмов по місяцях

Визначається залежність відмов за їх характером. Результати занесено в табл. 1.5 та побудовано діаграму залежності проценту відмов за їх групами (характером) (рис. 1.7).

Таблиця 1.5 – Залежність відмов за їх характером

Причина відмови	Корпус компресора	Шатунно-поршнева група	Масляний насос	Вентилятор	Холодильник
Кількість відмов, од./%	—	4/66,6	—	1/16,67	1/16,67

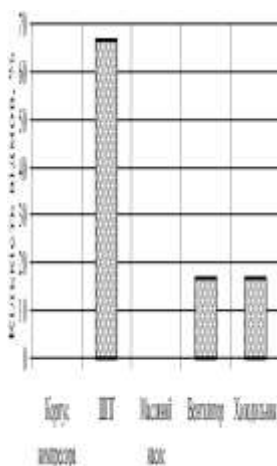


Рисунок 1.7 – Діаграма залежності відмов за їх характером

На даній діаграмі видно, що основні пошкодження виникають в шатунно-поршневій групі, оскільки це вузол, який знаходиться під найбільшим навантаженням, це пояснюється тим, що пошкодження виникають від вібрації, і через неякісний ремонт низької кваліфікації робітників.

Знаходимо вірогідність безвідмовної роботи компресорів КТ6 в експлуатації.

Цей показник характеризує безвідмовність деталей, вузлів і визначається співвідношенням кількості деталей і вузлів, які пропрацювали в межах заданого

напрацювання, до кількості деталей і вузлів, працездатних в початкових моментах.

Ймовірність безвідмовної роботи визначаємо за формулою:

$$P(t) = 1 - \sum \frac{n}{N}. \quad (1.3)$$

Дані, що отримані в ході розрахунків за формулою (1.3) заносимо в табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Ймовірність безвідмовної роботи компресора

Пробіг L	8300	16724	20936	29360	37784
Кількість відмов n	1	1	1	2	1
Ймовірність відмов $P(t)$	0,99	0,98	0,97	0,959	0,951

За проведеним аналізом статистичних даних, виникнення відмов компресора КТ6 в експлуатації, побудуємо графік безвідмовної роботи аналізованих компресорів КТ6 (рис. 1.8).

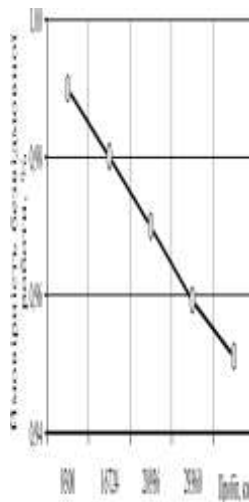


Рисунок 1.8 – Графік ймовірності безвідмовної роботи аналізованих гальмівних компресорів

Аналізуючи графік ймовірності безвідмовної роботи компресорів КТ6 в процесі експлуатації, можна зробити висновок, що компресор працює надійно, по графіку ми бачимо, що надійність компресора за пробіг в 42 тис км знизилась тільки на 0,05%, що сигналізує про надійну роботу компресорів в експлуатації [4].

1.4 Первинний аналіз статистичних даних про надійність з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання компресорів до відмови

Найбільш відомості про надійність компресорів локомотивів можна одержати на основі використання статистичних даних про відмови в, які отримані у процесі експлуатації. Без інформації про відмови, яка міститься у первинній документації, неможливо визначити показники надійності, виявити недоліки будови та конструкції, вплив на надійність умов експлуатації й прийняти заходи з підвищення надійності компресорів локомотивів. У первинній документації містяться невпорядковані дані, з яких важко доглянути будь-яку закономірність.

Статистичні дані про відмови компресорів локомотивів в тис км: 41; 64; 85; 102; 107; 118;

; 259; 263; 280; 283; 285; 298; 299; 300; 301; 307; 315; 333; 338; 346; 355; 356; 398; 405; 416; 418.

Діапазон зміни значень напрацювань компресорів локомотивів, у середині якого мали місце відмови, визначається за формулою:

$$R = l_{\max} - l_{\min}; \quad (1.4)$$

$$R = 418 - 41 = 377 \text{ тис км.}$$

Для розрахунку оптимальної величини інтервалу Δl в тис км використовуємо формулу:

$$\Delta l = \frac{R}{1 + 3,322 \cdot \lg N}, \quad (1.5)$$

де N – кількість об'єктів спостереження, в нашому випадку це компресори

					0032.190094.000.03MP.ПЗ	
						23

ЛОКОМОТИВІВ.

$$\Delta l = \frac{377}{1 + 3,322 \cdot \lg 48} = 57 \text{ тис км.}$$

Кількість інтервалів розбиття напрацювань компресорів локомотивів до відмови визначаємо, виходячи зі такого співвідношення:

$$k = \frac{R}{\Delta l}; \quad (1.6)$$

$$k = \frac{377}{57} = 6,61.$$

Величина інтервалу округлюється в більшу сторону до цілого значення. Приймаємо $k = 7$.

Після цього проводиться об'єднання пробігів до відмови компресорів локомотивів по інтервалах в табл. 1.7.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку характеристик напрацювання компресорів локомотивів до відмови

Верхня межа інтер- валу, тис км	Нижня межа інтер- валу, тис км	Середнє напрацю- вання в інтервалі $\bar{l}_i$, тис км	Абсолют- на частота відмов n_i	Відносна частота відмов m_i	Відносна накопичена частота відмов m'_i	Щільність імовірності настання відмови $\bar{f}(l_i)$
41	95	68	3	0,063	0,063	0,0011
96	150	123	5	0,104	0,167	0,0018
151	205					0,0033
206	260					0,0044
261	315					0,0037
316	370					0,0018
371	425	398	4	0,083	1,000	0,0015
			$\Sigma=48$			

Для прикладу розраховуємо показники надійності для першого інтервалу розбиття напрацювань компресорів локомотивів до відмови ($i=1$).

Середні значення напрацювань компресорів локомотивів в i -му інтервалі визначаємо за формулою:

$$\bar{l}_i = \frac{l_{\text{поч.}i} + l_{\text{кін.}i}}{2}, \quad (1.7)$$

де $l_{\text{поч.}i}$ – початкова величина напрацювання компресорів локомотивів в i -му

інтервалі, $l_{\text{поч.}i}=41$ тис км;

$l_{\text{кін.}i}$ – кінцева величина напрацювання компресорів локомотивів в i -му

інтервалі, $l_{\text{кін.}i}=95$ тис км.

$$\bar{l}_i = \frac{55 + 101}{2} = 78 \text{ тис км.}$$

Відносну частоту відмов m_i компресорів локомотивів обчислюємо за формулою:

$$m_i = \frac{n_i}{N}, \quad (1.8)$$

де n_i – кількість відмов компресорів локомотивів в i -му інтервалі, $n_1 = 3$;

N – загальна кількість компресорів локомотивів, $N = 48$.

$$m_i = \frac{3}{48} = 0,063.$$

Відносна накопичена частота m'_i відмов компресорів локомотивів утворюється шляхом додавання попереднього значення відносної накопиченої частоти відмов компресорів локомотивів до поточного значення відносної частоти відмов

$$m'_i = m'_{i-1} + m_i. \quad (1.9)$$

$$m'_i = 0 + 0,063 = 0,063.$$

Щільність імовірності настання відмови $\bar{f}(l_i)$ компресорів локомотивів визначаємо за формулою:

$$\bar{f}(l_i) = \frac{n_i}{\Delta l \cdot N}; \quad (1.10)$$

$$\bar{f}(l_i) = \frac{3}{57 \cdot 48} = 0,0011.$$

Середнє напрацювання компресорів локомотивів до першої відмови визначаємо за формулою:

$$\bar{l} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k n_i \cdot \bar{l}_i; \quad (1.11)$$

$$\bar{l} = \frac{1}{48} \sum_{i=1}^7 n_i \cdot \bar{l}_i = 238 \text{ тис км.}$$

Середнє квадратичне відхилення відмов компресорів локомотивів

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (\bar{l}_i - \bar{l})^2 \cdot n_i}{N}}; \quad (1.12)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^7 (\bar{l}_i - \bar{l})^2 \cdot n_i}{48}} = 87,6 \text{ тис км.}$$

Коефіцієнт варіації відмов компресорів локомотивів визначаємо за формулою:

$$\nu = \frac{\sigma}{\bar{l}}; \quad (1.13)$$

$$\nu = \frac{87,6}{238} = 0,369.$$

За результатами розрахунків будуюмо гістограму розподілу напрацювань компресорів локомотивів (рис. 1.9), щільність імовірності розподілу напрацювань компресорів локомотивів (рис. 1.9) та кумулятивну криву відмов компресорів локомотивів (рис. 1.10).

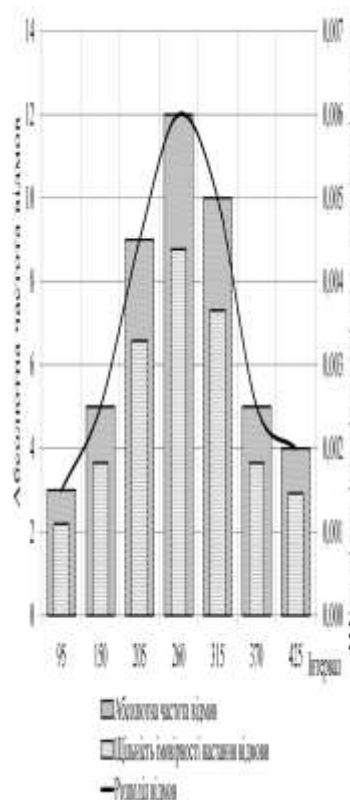


Рисунок 1.9 – Гістограма розподілу та щільність імовірності розподілу напрацювань компресорів локомотивів

Розраховуємо квантілі нормованого відхилення для обох меж кожного інтервалу $u_{поч.i}$ та $u_{кін.i}$ за формулами:

$$u_{поч.i} = \frac{l_{поч.i} - \bar{l}}{\sigma}; \quad (1.14)$$

$$u_{поч.i} = \frac{41 - 238}{87,6} = -2,25;$$

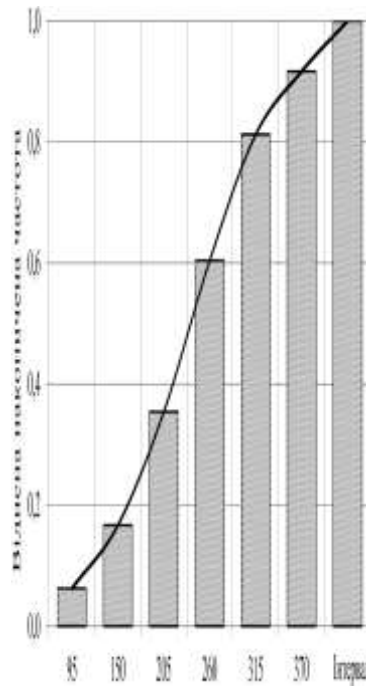


Рисунок 1.10 – Кумулятивна крива відмов компресорів локомотивів

$$u_{кін.i} = \frac{l_{кін.i} - \bar{l}}{\sigma}; \quad (1.15)$$

$$u_{кін.i} = \frac{95 - 238}{87,6} = -1,63.$$

За величинами $u_{поч.i}$ та $u_{кін.i}$ визначають величини функції Лапласа для обох меж кожного інтервалу $\Phi(u_{поч.i})$ та $\Phi(u_{кін.i})$ [6].

$$\Phi(-2,25) = -0,4871; \quad \Phi(-1,63) = -0,4488.$$

Визначаємо теоретичну імовірність попадання напрацювання компресорів локомотивів в i -й інтервал p_i як різницю між $\Phi(u_{кін.i})$ та $\Phi(u_{поч.i})$.

$$p_i = \Phi(u_{кін.i}) - \Phi(u_{поч.i}); \quad (1.16)$$

$$p_1 = -0,4871 - (-0,4488) = 0,0383.$$

Розраховуємо теоретичну частоту відмов компресорів локомотивів

попадання в i -й інтервал як добуток N та p_i .

$$p_1 \cdot N = 0,0383 \cdot 48 = 1,84.$$

Визначаємо величину «хі-квадрат» за формулою:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}; \quad (1.17)$$

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^7 \frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N} = 2,28.$$

Результати розрахунку зводимо в табл. 1.8.

Таблиця 1.8 – Результати розрахунку на відповідність нормальному закону розподілу відмов компресорів локомотивів

$l_{поч.i},$ 10 ³ км	$l_{кін.i},$ 10 ³ км	$n_i,$ од	$u_{поч.i}$	$u_{кін.i}$	$\Phi(u_{поч.i})$	$\Phi(u_{кін.i})$	p_i	$p_i N$	$\frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}$
41	95	3	-2,25	-1,63	-0,4871	-0,4488	0,038267	1,84	0,74
96	150	5	-1,62	-1,00	-0,4476	-0,3409	0,106695	5,12	0,00
151	205	9	-0,99	-0,37	-0,3381	-0,1456	0,192545	9,24	0,01
206	260	12	-0,36	0,26	-0,1413	0,1016	0,242899	11,66	0,01
261	315	10	0,27	0,88	0,1060	0,3111	0,205133	9,85	0,00
316	370	5	0,90	1,51	0,3142	0,4353	0,121107	5,81	0,11
371	425	4	1,52	2,14	0,4367	0,4831	0,046399	2,23	1,41
Сума		48							2,28

Накладаємо значення ймовірностей теоретичного нормального розподілу відмов компресорів локомотивів p_i на гістограму емпіричних частот (рис. 1.11).

Перевіряємо гіпотезу про відповідність емпіричного розподілу відмов компресорів локомотивів нормальному закону за критеріями узгодження К. Пірона та В. І. Романовського.

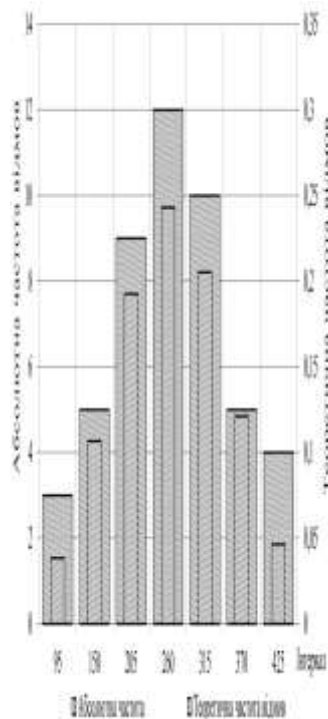


Рисунок 1.11 – Імовірність теоретичного нормального розподілу відмов компресорів локомотивів

За критерієм К. Пірсона гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов компресорів локомотивів не спростовується та розбіжності між теоретичними та емпіричними частотами пояснюються впливом випадкових обставин при виконанні нерівності

$$\chi^2 \leq \chi_m^2, \quad (1.18)$$

де χ_m^2 – критичне значення величини «хі-квадрат».

Величина χ_m^2 залежить від довірчої імовірності α та числа степенів свободи r .

Величина довірчої імовірності $\alpha=0,99$, а число степенів свободи визначається як

$$r = k - 3; \quad (1.19)$$

$$r = 7 - 3 = 4.$$

При $r = 4$ та довірчій ймовірності $\alpha=0,9$, $\chi_m^2=9,24$.

$$2,28 < 9,24.$$

За критерієм К. Пірсона гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов компресорів локомотивів не спростовується.

За критерієм В. І. Романовського визначаємо величину

$$R = \frac{\chi^2 - r}{\sqrt{2r}}; \quad (1.20)$$

$$R = \frac{2,28^2 - 4}{\sqrt{2 \cdot 4}} = 0,429.$$

Гіпотеза про нормальний закон розподілу випадкової величини не спростовується, якщо $R < 3$.

Так як $0,429 < 3$, то гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов компресорів локомотивів не спростовується.

1.5 Визначення кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів

Вихідні дані для розрахунку кількісних характеристик надійності компресорів локомотивів наведені в табл. 1.9 [7].

Таблиця 1.9 – Вихідні дані для розрахунку кількісних характеристик надійності компресорів локомотивів

Верхня межа інтервалу, 10^3 км	Нижня межа інтервалу, 10^3 км	Кількість об'єктів, що відмовили за пробіг l , 10^3 км
41	95	3
96	150	5
151		
206		
261		
316		
371	425	4

Ймовірність безвідмовної роботи компресорів локомотивів за статистичними даними про відмови розраховуємо за формулою:

$$P^c(l) = \frac{N - n(l)}{N}, \quad (1.21)$$

де $n(l)$ – кількість компресорів локомотивів, які відмовили за пробіг l .

Для прикладу розраховуємо кількісні характеристики надійності за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів для першого інтервалу.

$$P^c(l_1) = \frac{48 - 3}{48} = 0,94.$$

Ймовірність відмови компресорів локомотивів за статистичним даними визначаємо за формулою:

$$Q^c(l) = \frac{n(l)}{N}; \quad (1.22)$$

$$Q^c(l_1) = \frac{3}{48} = 0,06.$$

Частоту відмов за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів визначаємо за виразом:

$$f^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N \cdot \Delta l}, \quad (1.23)$$

де $\Delta n(l)$ – кількість компресорів локомотивів, які відмовили протягом пробігу Δl .

$$f^c(l_1) = \frac{3}{48 \cdot 57} = 0,0011.$$

Інтенсивність відмов за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів визначаємо за формулою:

$$\lambda^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N_{cep}(l) \cdot \Delta l}, \quad (1.24)$$

де $N_{cep}(l)$ – кількість працездатних компресорів локомотивів в середині інтервалу пробігу Δl .

$$\lambda^c(l_1) = \frac{3}{(48 - 3/2) \cdot 57} = 0,0011.$$

Середній пробіг безвідмовної роботи компресорів локомотивів за статистичним даними оцінюється виразом

$$L_{cep}^c = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N l_i, \quad (1.25)$$

де l_i – пробіг (час) безвідмовної роботи i -го компресора локомотива.

$$L_{cep}^c = \frac{1}{48} \cdot 11297 = 235 \text{ тис км.}$$

Розрахунки зводимо в табл. 1.10.

Таблиця 1.10 – Результати розрахунків кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови компресорів локомотивів

Верхня межа інтервалу, 10^3 км	Нижня межа інтервалу, 10^3 км	Середнє напрацю- вання в інтервалі	Кількість об'єктів, що від- мовили за пробіг l , 10^3 км	Імовірність без відмов- ної роботи $P^c(l)$	Імовір- ність відмови $Q^c(l)$	Частота відмов $f^c(l)$	Інтенсив- ність відмов $\lambda^c(l)$
1	2	3	4	5	6	7	8
41	95	68	3	0,94	0,06	0,00110	0,0011

Продовження табл. 1.10

1	2	3	4	5	6	7	8
96	150	123	5	0,83	0,17	0,00183	0,0021
151	205						0,0044
206	260						0,0084
261	315						0,0125
316	370						0,0135
371	425	398	4	0,00	1,00	0,00146	0,0351

Графічна інтерпретація кількісних характеристик надійності компресорів локомотивів наведена на рис. 1.12-1.14.

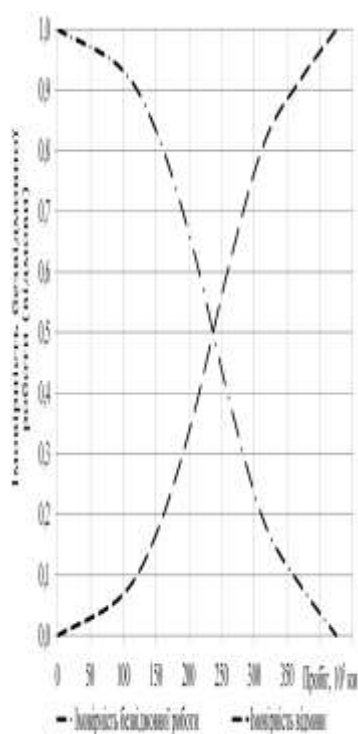


Рисунок 1.12 – Ймовірність безвідмовної роботи та ймовірність відмови компресорів локомотивів

1.6 Визначення осєвних показників роботи компресора

Вихідні дані до розрахунку

Кількість циліндрів i

2 н.т./1 в.т.

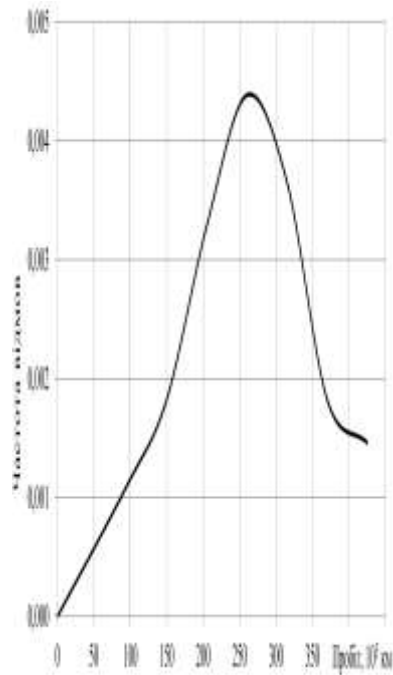


Рисунок 1.13 – Частота відмов компресорів локомотивів

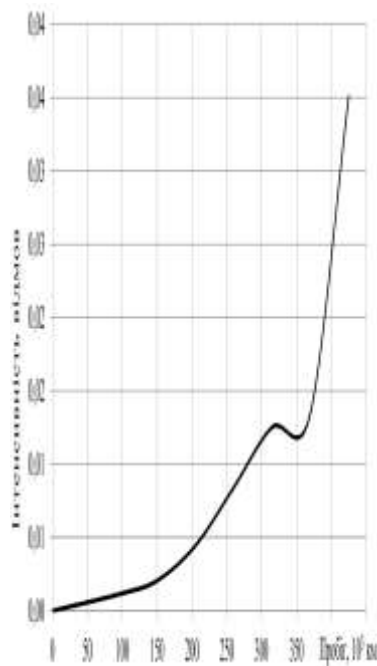


Рисунок 1.14 – Інтенсивність відмов компресорів локомотивів

Частота обертання колінчастого вала n , хв ⁻¹	850
Діаметр циліндра D , мм	198/155
Хід поршня відповідно S , мм	146/153

Визначаємо об'єми циліндра, які відповідають певним точкам індикаторної діаграми.

Робочий об'єм циліндра в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S; \quad (1.26)$$

– ступені низького тиску:

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,198^2}{4} \cdot 0,146 = 0,00449 \text{ м}^3;$$

– ступені високого тиску:

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,155^2}{4} \cdot 0,153 = 0,00288 \text{ м}^3.$$

Геометрична ступінь стиснення ε є відношення найбільшого об'єму циліндра V_{max} до найменшого V_{min} , тобто:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (1.27)$$

З цього виразу визначаємо об'єм камери стиснення в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}; \quad (1.28)$$

– ступені низького тиску:

$$V_c = \frac{0,00449}{13-1} = 3,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

– ступені високого тиску:

$$V_c = \frac{0,00288}{13-1} = 2,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Визначаємо об'єми камери стиснення, що відповідають точкам a та b :

$$V_a = V_b = V_c + V_h; \quad (1.29)$$

– ступені низького тиску:

$$V_a = V_b = 0,00449 + 0,000374 = 0,004864 \text{ м}^3;$$

– ступені високого тиску:

$$V_a = V_b = 0,00288 + 0,00024 = 0,00312 \text{ м}^3.$$

Тиск на початку стиснення по експериментальним даним для компресора –

$$p_a \approx (0,9 \dots 0,96) p_k, \quad (1.30)$$

де p_k – тиск повітря на вході в циліндр; ступені низького тиску

$$p_k = 0,101325 \text{ МПа}; \text{ ступені високого тиску } p_k = 0,4053 \text{ МПа}.$$

– ступені низького тиску:

$$p_a = 0,95 \cdot 0,101325 = 0,0963 \text{ МПа};$$

– ступені високого тиску:

$$p_a = 0,95 \cdot 0,4053 = 0,385 \text{ МПа}.$$

Температура робочого тіла на початку стиснення:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}; \quad (1.31)$$

де T_k – температура повітря перед впускними органами компресора, К,

$$T_k = t_k + 273;$$

γ – коефіцієнт залишкового повітря, $\gamma = 0,02$;

ΔT , T_r – коефіцієнти, згідно з експериментальними даними $\Delta T = 10$; $T_r = 800 \text{ К}$.

– ступені низького тиску:

$$T_a = \frac{293 + 10 + 0,02 \cdot 800}{1 + 0,02} = 312 \text{ К.}$$

Температура робочого тіла в кінці стиснення:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (1.32)$$

де n_1 – середній показник політропи стиснення, визначений по експериментальних даних, $n_1 = 1,38$.

$$T_c = 312 \cdot 13^{1,38 - 1} = 827 \text{ К.}$$

Зниження температури в холодильнику складає $\Delta T = 250 \text{ К}$. Тоді температура робочого тіла на початку стиснення ступені високого тиску:

$$T_a = \frac{(827 - 250) + 10 + 0,02 \cdot 800}{1 + 0,02} = 591 \text{ К.}$$

Температура робочого тіла в кінці стиснення ступені високого тиску:

$$T_c = 591 \cdot 13^{1,38 - 1} = 1566 \text{ К.}$$

2 ОГЛЯД ОПЕРАЦІЙ ВІДНОВЛЕННЯ СПРАВНОГО СТАНУ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ

2.1 Огляд технології відновлення справного стану компресорів

2.1.1 Розбирання компресорів

Розбирання компресора необхідно проводити в наступному порядку [2]:

- злити масло;
- зняти трубопроводи до розвантажувальних пристроїв клапанних коробок та до масляного насоса, холодильник, масляний насос, сапун разом з коліном, повітряні фільтри, їх патрубки, вентилятор, кришки бічних люків на корпусі компресора, клапанні коробки, циліндри, поршні, поршневі пальці, вузол шатунів, для чого необхідно зняти кришку головки з вкладишем.

Повернувши колінчастий вал так, щоб шатунна шийка зайняла крайнє нижнє положення, зняти вузол шатунів з шийки валу і витягнути його з корпусу компресора через вікно, в якому знаходиться головний шатун. Потім зняти передню кришку корпусу, поставивши заздалегідь корпус на задню стінку носком валу вгору, витягнути колінчастий вал з напресованими на нього підшипниками, зняти масляний фільтр, провести розбирання знятих вузлів.

2.1.2 Дефектування деталей та вузлів компресорів

Циліндри компресорів є деталі складної геометричної форми з порожнинами для розміщення поршня та кріпленням клапанних головок. Основною робочою поверхнею циліндра являється внутрішня поверхня - дзеркало циліндра. При роботі компресора, в результаті тертя поршневих кілець, діаметр дзеркала циліндра збільшується в порівнянні з первинним, а також руйнується його правильна геометрична форма [2, 8].

Виявлення дефектів починають з візуального огляду циліндра, контролю його основних розмірів і перш за все всього діаметра дзеркала.

Діаметр поверхні дзеркала циліндра (гільзи циліндра) контролюють або за

допомогою штихмаса з мікрометричною головкою, або нутроміром, оснащеним індикатором з шкалою ділення не більше 0,01 мм. Внутрішній діаметр циліндра вимірюють в двох взаємно перпендикулярних напрямках в кожному з п'яти контрольних перерізів. Нутромір заздалегідь настроюють по еталону, стрілку індикатора встановлюють на нуль. Різниця двох показань індикатора в одному з перерізів характеризує зміну геометрії поверхні в даному перерізі (овальність), різниця даних індикаторів в різних перерізах по висоті гільзи характеризує зміну геометрії форми в подовжньому перерізі гільзи.

Відхилення форми дзеркала циліндра може бути усунене розточуванням, якщо після розточування діаметр циліндра не буде перебільшувати 2% його номінального розміру, а зменшення товщини стінки не перевищить 1/12 первинної товщини, інакше необхідно замінити циліндр.

Блоки компресорів відносяться до класу корпусних деталей призматичного типу. Характеризуються наявністю плоских поверхонь великих розмірів і основних, точно оброблених отворів, осі яких розташовані паралельно або під кутом. Виготовляють блоки звичайно з чавуну СЧ18 або СЧ21.

У внутрішніх порожнинах блоку можуть накопичуватися масляно-грязьові відкладення, які ускладнюють контроль, виявлення дефектів і подальший ремонт, тому перед контролем необхідне ретельне миття блоків і очищення їх внутрішніх поверхонь.

Після обробки очищуючим розчином блоки промивають струменем гарячої води (80-90°C), а потім – холодної води протягом 5-10 хв. Промиті блоки сушать струменем стисненого повітря. Виявлення дефектів блока починають з візуального огляду його основних поверхонь і контролю їх розмірів [2, 8].

Шатунно-поршнева група є однією з відповідальних вузлів компресора, деталі якої (поршні, поршневі пальці, шатуни, шатунні гвинти,) піддаються одночасній дії високого тиску, температур, тертя, абразиву, паро-газового потоку. Це викликає прискорене зношення вказаних деталей і їх пошкодження. Крім того, дія на ряд деталей знакозмінних циклічних навантажень викликає появу втомних тріщин (особливо в різьбовій частині шатунних гвинтів),

що приводить до руйнування гвинта і виходу з ладу всього компресора. В процесі технічного обслуговування і ремонту слід дотримуватися встановленої періодичності оглядів і контролю деталей цієї групи з метою профілактики пошкодження компресора [8].

Поршні компресора в процесі експлуатації схильні до дії значних динамічних навантажень. Найбільшому зносу піддаються зовнішні поверхні поршня, поверхні канавок під поршневі кільця і отвори під поршневі пальці. Результатом зношування цих поверхонь є зменшення діаметру поршня, збільшення ширини канавок і діаметру отвору під поршневий палець. На прискорене зношування поршня впливає також перекіс поршня в циліндрі внаслідок великої конусоутворенні шатунних шийок колінчастого валу і отворів, утворених вкладишами. В результаті зменшення діаметру поршня і збільшення діаметру циліндра (гільзи) внаслідок зносу обох деталей збільшується зазор між поршнем і гільзою. Це викликає стукіт і підвищення температури компресора. При експлуатації компресора завданням технічного обслуговування є постійний контроль зазору, який не повинен перевищувати 2-2,5-кратної величини первинного зазору. Первинний зазор встановлюється залежно від діаметру циліндра (гільзи) і повинен вказуватися в технічних вимогах на дефектоскопію і ремонті компресора даного типу

При роботі компресора в значній мірі зношуються верхні канавки під поршнем кільця. Це пояснюється великим тиском поршневих кілець на площину канавок і погіршенням змащення у зв'язку із збільшенням температури. При значно зношених поршневих канавках відбувається інтенсивне перекачування масла і перехід його через кільцеве ущільнення в порожнину стиснення. Цей процес відбувається безперервно і називається насосною дією кілець. При нормальній роботі компресора викид масла повинне складати 5-10% залитого в картер об'єму масла за 6 місяців експлуатації. В процесі технічного обслуговування необхідно вести запис споживання масла компресором і у разі підвищеного викиду визначити причину, усунути дефекти в деталях або вузлах. Для цього необхідно в першу чергу заміряти ширину канавок. Ширину канавок вимірюють в декількох місцях по колу штангенциркулем з шкалою ділення

0,05 мм. Допускається збільшення ширини канавки не більше ніж на 1% номінальної ширини. Поршні з канавками, зношеними більше допустимої величини, бракують.

За наявності поршневих кілець ремонтного розміру канавки проточують під ремонтний розмір. Допускається проточування не більше одного разу і не більше ніж на 1 мм, оскільки при цьому зменшується товщина перемичок між ними.

До значного зношування в поршні схильні отвори під поршневі пальці, внаслідок чого з'являється відхилення від радіусу отворів, що перевищує допуск. При незначному зносі отворів ремонт проводять тонким розточуванням або розгортанням. Обидва отвори обробляються одночасно з однієї установки. У разі значного зносу і підвищених зазорів в сполученні поршень - палець отвору в поршнях розточують на токарному верстаті за допомогою спеціального пристосування і розміри отворів доводять по поршковому пальцю.

При значному зносі отворів під поршковий палець в алюмінієвих поршнях можна поміняти бронзову втулку, а потім за розміром отвору підібрати новий палець.

Після ремонту отворів під поршковий палець відхилення від перпендикулярності осі поршня до осі отворів не повинне перевищувати 0,02 мм на 100 мм довжини. Відхилення від перпендикулярності осей призводить до перекосу поршня в гільзі і розхитуванню шатуна на колінчастому валі.

Поршкові пальці є відповідальними деталями в сполученні поршня з шатуном і працюють в тяжких умовах. Палець і поршень в процесі роботи компресора нагріваються, а оскільки коефіцієнти лінійного розширення матеріалів цих деталей різні, то і зазори в цьому з'єднанні змінюються. Це призводить до того, що при змінних навантаженнях в деталях цього вузла виникають додаткові ударні навантаження. Ударні навантаження можуть досягати таких значень, при яких відбувається відрив шатунних гвинтів.

Шатунні гвинти відносяться до найвідповідальніших деталей компресора. В результаті їх розриву трапляються тяжкі поломки, оскільки сильні удари коліна валу, що обертається, по нерухомому після обриву гвинтів, шатуну викликають його вигин, пошкодження валу, а іноді і руйнування корпусних деталей (блоків і

					0032.190094.000.03MP.ПЗ	42

циліндрів), вихід компресора з ладу.

Гвинти разом з гайками повинні мати позначення з вказівкою марки сталі і первинної довжини гвинта, виміряної з точністю 0,01 мм. Нарізку гвинтів і гайок слід проводити на одному верстаті. Перехід від одного перетину до іншого повинен бути плавним. На різьбах не допускаються задири, западини різьби не повинні бути гострокутними. Переважно дрібна різьба, при якому міцність гвинта вища, ніж при більшій різьбі. Нарізання різьби слід виконувати з великим числом проходів різця з малими подачами.

Гайку вільно, але без зазору нагвинчують руками. Стержень гвинта слід полірувати. Незначні подрізи і вибоїни дуже сильно погіршують втомні характеристики металу. Опорні поверхні головки гвинта і гайки, а також контактуючі з ними поверхні шатуна і його кришки повинні бути перпендикулярні до осі гвинта. При затягуванні гвинтів слід мати на увазі, що на міцність гвинта впливає поверхневий тиск, що виникає в цілому по стержню або в окремих його місцях при тугій посадці гвинта. Гайки повинні затягуватися, як правило, однією людиною з певним зусиллям на ключі відповідно до інструкції.

Можливі дефекти *колінчастих валів*, що виникають при експлуатації компресора [8]:

- пошкодження різьби;
- деформація корінних шийок;
- викривлення осі вала;
- тріщини шатунних шийок.

Поршневе кільце вважається зношеним і підлягає заміні новим в наступних випадках [8]:

- втрата маси кільця від первинної складає близько 10%;
- зазор кільця більше нормованої величини;
- при появі тріщин на кільці;
- на робочій поверхні кільця є задири, і сліди пропуску газу досягають 1/4 кола кільця;
- при заміні поршня після розточування циліндра;

– після розточування поршневих канавок при ремонті поршня.

Перераховані дефекти поршневих кілець є результатом дії цілого комплексу чинників в процесі експлуатації компресорів. Стан поршневих кілець при експлуатації залежить від конструкції компресора, термічного і динамічного навантажень, від конструкції і точності обробки циліндра і поршня, від масел і газів, від якості виготовлення самих кілець.

Основною причиною дефектів поршневих кілець є їх зношення, тому найбільше значення надається використанню якісних змащувальних матеріалів. При безперервній змащувальній плівці зношення від тертя практично відсутнє. Якщо ж плівка порушена, то настає безпосередній контакт металів, що труться, і зношення швидко збільшується. Порушення масляної плівки є наслідком недостатнього змащення, нерівномірного розподілу масла по робочій поверхні циліндра, не прилягання кілець, відхилень від округлості гільзи або високого тиску кромek кілець. При таких порушеннях на кільцях і робочих поверхнях циліндра з'являються сліди пропалювання в результаті часткового контакту деталей, що труться. При повному терті виникають задири поршневих кілець і поршня.

Втрата рухливості кілець в канавках унаслідок заклинювання є одним з самих небажаних дефектів, що приводять до важких наслідків. Заклинювання порушує правильну роботу кільця, а іноді дуже швидко порушує нормальну роботу компресора: посилений пропуск повітря; підвищення температури поршня і стінок циліндра; підвищення температури масла підвищена його витрата і старіння; швидке зношення кілець і їх поломку. Однією з головних причин заклинювання кілець є зміна властивостей масла, яке під впливом багатьох чинників розкладається, утворюючи відкладення на поверхнях циліндрів, поршнів, кілець і поршневих канавок. Відкладення спочатку в'язкі і клейкі стають потім тістоподібними, нарешті, можуть тверднути і перешкоджати вільному переміщенню кілець, рухливість яких зменшується і потім припиняється зовсім.

Заклинювання починається в якому-небудь одному місці периметра і поступово захоплює велику частину його. Оскільки зміни властивостей масла в

експлуатації неминучі, то навіть при нормальній роботі після тривалої експлуатації відбудеться заклинювання кілець, що і спостерігається в практиці.

Основними поверхнями поршневих кілець є зовнішня циліндрова поверхня і поверхні торців. Жорсткість робочих поверхонь кілець, циліндра і поршня має велике значення для роботи компресора. Жорсткість кілець і циліндрів не повинна бути більше товщини масляної плівки щоб уникнути зіткнення деталей, що труться, і виникнення сухого тертя. Зовнішні поверхні кілець з параметрами шорсткості $H_a=2,5$ мкм забезпечують хороше прироблення до дзеркала циліндра. Якість обробки поверхонь, торців кільця і поршневих канавок, в значній мірі впливає на витрату змащувального матеріалу.

Одним з основних чинників, що викликає зношення поршневих кілець, є ступінь повноти прилягання кілець до дзеркала циліндра, що визначає рівномірність розподілу тиску кілець на стінки циліндра; наявність просвіту між ними викликає нерівномірне і форсоване зношування тих і інших. Як правило, кільця зношуються в радіальному напрямі і по висоті.

У першому випадку зношення утворюється від тертя зовнішніх поверхонь кілець об стінки циліндрів, а в другому - від тертя площин об стінки поршня.

Радіальне зношення приводить до збільшення зазору в замку і зменшенню пружності кільця, а осьове – до збільшення зазору між кільцями і канавками поршня. Радіальне зношування не буває рівномірним по контуру.

Мінімальне зношення доводиться на ділянку, протилежну замку, а максимальне – на ділянки замку, що можна встановити при ремонті. Підвищене радіальне зношування кілець у замку відбувається унаслідок дії в цьому місці найбільшого тиску від сил пружності [8].

2.1.3 Ремонт деталей та вузлів компресорів

Колінчастий вал – одна з найбільш навантажених деталей поршневого компресора. Під час роботи вал зазнає змінні динамічні навантаження, тому він повинен бути достатньо жорстким, щоб під дією робочих навантажень забезпечити необхідну точність руху частин, що переміщаються, володіти

високим опором втоми. Поверхні тертя колінчастого валу повинні мати високу зносостійкість.

Колінчасті вали виготовляють з високоякісної вуглецевої сталі марок 40 та 45 або легованої сталі марки 40Х із заготовок, одержаних обробкою тиском, а також з високоміцних чавунів, наприклад ВЧ 50-1,5, використовуючи як заготовку.

Основними робочими поверхнями колінчастого валу є поверхні корінних і шатунних шийок. При експлуатації найбільш сильному зношуванню схильні поверхні шатунних шийок. Зношування посилюється внаслідок підвищених механічних швидкісних навантажень.

Демонтовані колінчасті вали, що поступили в ремонт, повністю розбирають. Підшипники випресовують, знімають заглушки змащувальних каналів. Колінчастий вал очищають від бруду, прочищають і продувають змащувальні канали. Потім вал промивають у ванні, заповненій гасом або миючим розчином, промивають гарячою і холодною водою, обдувають стисненим повітрям і повністю висушують, протираючи сухими бавовняними ганчірками.

Маршрутний технологічний процес ремонту колінчастого валу компресора: контроль і виявлення дефектів; зачистка поверхонь і оброблення тріщин; точіння корінних шийок валу; точіння шатунних шийок валу; наплавлення корінних шийок валу; наплавлення шатунних шийок валу; точіння корінних шийок; точіння шатунних шийок; шліфування корінних шийок; шліфування шатунних шийок; відновлення різьби; контроль валу після ремонту.

Контроль колінчастих валів починають з огляду шийок, щік, галтелей з метою виявлення задирів і вибоїн. Обміром контролюють відхилення розмірів і форми (овальність, конусність), а також биття шийок. Набуте значення порівнюють з гранично допустимими.

Тріщини, виявлені при контролі колінчастого валу, усувають зваркою. Вигляд і режими зварки підбирають залежно від матеріалу валу.

Правку виконують механічним, термічним або термомеханічними способами. При механічному способі прогинання валу найчастіше усувають правкою на пресі.

Точіння корінних і шатунних шийок проводять для видалення задирів і

забоїн, виявлених на шийках і галтелях, а також у випадках, якщо погрішності форми і биття шийок досягли граничних значень. Обробку виконують на токарно-гвинторізних верстатах. Шатунні шийки обробляють при установці валу в центрозміщувачах. Точіння являється операцією попередньої обробки шийок або для їх подальшого перешліфовування на новий ремонтний розмір, або для подальшого відновлення їх номінальних розмірів наплавленням. В деяких випадках перед точінням доцільно провести відпуск для зменшення твердості оброблюваних поверхонь. Наплавлення застосовують для відновлення зношених поверхонь шийок до номінальних розмірів. При відновленні колінчастих валів застосовують універсальні наплавлювальні установки.

Для відновлення шатунних шийок застосовують наплавлення, відкритою дугою електродом, що коливається. Як наплавлювальний матеріал застосовують чавун, який має переваги в порівнянні зі сталями: високу циклічну в'язкість; високу зносостійкість; малу чутливість до надрізів; добру оброблюваність. Для наплавлення використовують зварювальний дріт Св-08 і спеціальну порошкову шихту. При розплавленні наплавлювального матеріалу і твердінні шару в останньому формується структура половинчастого алюмінієвого чавуну з твердістю HB49-53.

Після наплавлення корінні і шатунні шийки обробляють точінням для видалення зайвого металу, а також окисленого і недостатньо щільного поверхневого шару. Точіння сприяє утворенню рівномірного допуску під шліфування (звичайно 0,3-0,6 мм на радіус).

Для шліфування шатунних шийок колінчастих валів компресорів використовують станок шліфування шийок.

Основне призначення **поршневих кілець** – створення герметичного ущільнення між порожниною стиснення і картером. Герметичне газо-масляне ущільнення забезпечує найвищу продуктивність компресора, попереджає пригорання кілець, задири циліндра. Надійна робота компресора можлива за умови постійної герметичності робочого простору циліндра.

У зв'язку з цим якості виготовлення кілець і контролю їх в процесі технічного обслуговування слід приділяти велику увагу. Поршневі кільця ремонту не

підлягають, а при зносі замінюються новими.

За призначенням поршневі кільця розрізняють на компресійні і маслознімальні.

Виключно важливою для експлуатації є правильно вибрана форма замку поршневого кільця. Прямі або косі (під кутом 30-45°) замки прості і дешеві у виготовленні, забезпечують достатнє ущільнення. Проте з часом і тривалих термінах експлуатації збільшуються зазори косоного і особливо прямого замків.

Прироблення кілець перевіряють таким чином. Компресор пускають на холостому ході зі знятими кришками. При пуску компресора спостерігають за висотою масляних фонтанчиків, які з'являються при верхньому положенні поршня. Спочатку фонтанчики з'являються не по всій площині циліндра, а в окремих місцях і висота їх різна. У міру прироблення кілець висота фонтанчиків і їх число зменшуються. При хорошому приробленні фонтанчики пропадають, а з'являється масляний туман. В цьому випадку вважається, що кільця прироблені до дзеркала циліндра. Для досягнення достатньої герметичності поверхні, торців кільця і поршневої канавки, повинні бути паралельні. Зовнішня поверхня кільця повинна щільно прилягати до циліндра без просвітів. Нормальна робота кільця можлива тільки при достатньо вільному його переміщенні в канавці, що забезпечується оптимальним зазором між внутрішньою поверхнею поршневого кільця і дном канавки, а також між поверхнями, торців кільця і поршневої канавки.

У дрібносерійному виробництві, а також при виготовленні кілець в ремонтних цехах слід застосовувати прості і легко переналагоджувані на інші розміри пристосування.

Пристосування для прорізання замку (рис. 2.1) дозволяє обробляти кільця з різним кутом замку. Основна частина 1 пристрою прикріплюється до столу верстата за допомогою шпонок. Стійка 3 з привареним до підстави ребром жорсткості 2 утворює корпус пристосування. У стійках запресована вісь 6, стягнута гайкою 5. На осі встановлений диск 7, на який надягають кільця, і швидкозмінний диск 9, що закріплює оброблюване кільце [8].

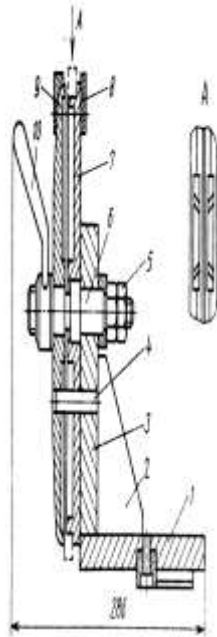


Рисунок 2.1 – Пристрій для прорізання замків в поршневих кільцях:

1 – основна частина; 2 – ребро жорсткості; 3 – стійка; 4 – штифт; 5 – гайка;
6 – вісь; 7 – диск; 8 – губки; 9 – змінний диск; 10 – ручка

Настановний і швидкозмінний диски забезпечені розжареними губками 8 з направляючими пазами для ріжучого інструменту. На фіксуючий борт настановного диска надягають поршневе кільце.

Для поліпшення притирання кілець до чавунної гільзи застосовують поршневі кільця зі вставками (рис. 2.2).

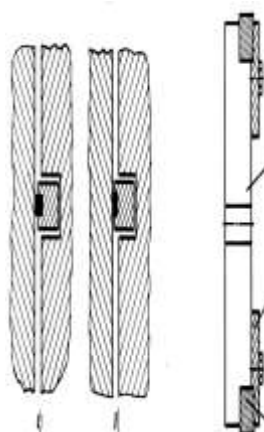


Рисунок 2.2 – Пристрій для проточування канавок в кільці:

а) – кільце в початковий момент; б) – кільце після притирання;

1 – диск; 2 – планки; 3 – кільце

На робочій поверхні кільця за допомогою спеціального пристосування проточуються одна або дві канавки. На диск 1 надягають поршневе кільце 3, яке підтискається до диска притискними планками 2. Канавка проточується на токарному верстаті. У проточені канавки заочуються виступаючі на 0,05-0,1 мм вставки з металів, що легко притираються, наприклад олова, бабіту, міді, латуні, бронзи. За кордоном для цієї мети використовують фосфорну підшипникову бронзу. Бронзовий поясок приробляється дуже швидко, дякуючи чому ущільнення кільцем створюється в короткий час.

Поршневі кільця знімають і встановлюють за допомогою спеціальних кліщів різних конструкцій. Найбільш зробленими є кліщі, забезпечені обмежувачами розлучення кілець, що попереджає утворення в них тріщин. Для зняття або установки кільця губки щипців обережно вводять в зазор замку і кільце розводять, натискаючи на рукоятки до упору їх в обмежувач. Нові кільця для перевірки висоти прокатують по канавках поршня. Кільце визнається годним, якщо воно вільно прокатується на будь-якій ділянці канавки, має невелику хитавицю (але не зміщується по висоті) і повністю занурюється в канавку. Зазор по висоті перевіряють щупом. Якщо кільце входить туго, то його торці обробляють на абразивному бруску або притиранням пастою ГОІ. Тепловий зазор в замку у разі потреби збільшують обпилюванням губок надфілем або плоским напилком.

У зв'язку з низькою термостійкістю неметалічних кілець останні при підвищенні температури циліндрової гільзи понад певні межі, наприклад, при поломці пластин нагнітального клапана розплавляються.

2.1.4 Складання компресорів

Перед складанням деталі промити, просушити і оглянути; непридатні деталі замінити. Перевірити чистоту всіх масляних каналів. При збірці поверхні деталей, що труться, змазати маслом [8].

Постановку деталей на компресор проводить після складання їх у вузли.

Колінчастий вал встановлюють в компресор після напресування на нього шарикопідшипників, які для полегшення монтажу на вал заздалегідь нагрівають в

маслі до температури 100-120°C. Вал опускають в корпус у вертикальному положенні.

Встановлюють передню кришку корпусу із запресованим в неї сальником, підклавши під кришку прокладку. При установці між зовнішньою обоймою заднього підшипника і корпусом повинен бути забезпечений осьовий зазор не менше 0,9 мм.

Встановлюють заздалегідь складений вузол шатунів. У вузлі повинне бути перевірене співпадання масляних каналів в деталях, що сполучаються. Пробки в торцях пальців шатунів повинні бути накернені.

Нові вкладиші перед постановкою перевірити на прилягання до розточування в головці і на прилягання до шийки колінчастого валу. Після перевірки натягу і прилягання вкладишів до головки необхідно перевірити сполучення їх з шийкою колінчастого валу.

Вузол шатунів із знятою кришкою головки слід заводити в корпус через велике вікно (для проходу головного шатуна) причіпними шатунами вперед, які потім розвести по своїх вікнах. Шатунна шийка колінчастого валу при цьому повинна знаходитися внизу. При установці зберегти товщину пакету прокладок по роз'єму головки і звернути увагу на збіг отворів для проходу мастила у верхньому вкладиші і головці, а також на правильність постановки кришки головки.

При складанні поршнів маслорозподільні кільця повинні бути встановлені гострими кромками у бік юбки поршня. Замки поршневих кілець повинні бути зміщені на 120°C. Кільця повинні переміщатися в струмках без заїдань. При установці циліндрів кілець необхідно стиснути.

При монтажі нагнітальних клапанів перед затяжкою гайок кришки коробки щоб уникнути поломок повинен бути відвернутий на декілька оборотів центральний болт. Затягування цього болта, що натискає через упор на клапан, слід проводити тільки після закріплення кришки. Це ж слід зробити і з трьома болтами кріплення всмоктуючого клапана. Ці болти слід затягувати тільки після затягування кришки.

2.2 Технологічна документація відновлення справного стану компресорів серії КТ-6

Технологічна документація – комплекс стандартів і керівних нормативних документів, що встановлюють взаємопов'язані правила і положення щодо порядку розроблення, комплектації, оформлення та обігу технологічної документації, що застосовується при виготовленні та ремонті виробів має назву «Єдина система технологічної документації». Технологічна документація за поділяється на основні документи й допоміжні.

Маршрутні технологічні карти містять перелік цехів, а всередині цехів – перелік технологічних операцій із зазначенням устаткування, технологічного оснащення, розряду роботи і норми часу на кожну операцію. Вони використовуються в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва з великою номенклатурою продукції, коли їх буває достатньо для обробки деталей або виконання складальних операцій. Ці карти є основою для міжцехового планування (розцеховки) на підприємствах таких типів виробництва.

Операційні технологічні карти використовуються в серійному виробництві. У них послідовно вказуються операції, «переходи» і «проходи», перелік устаткування за типом і моделлю для виконання кожної операції, технологічного оснащення, види різального (оброблювального) і контрольного (вимірювального) інструментів за кожним «переходом», режими різання (кількість обертів, глибина різання, величина подачі тощо) і розряду роботи, норми часу за окремими складовими та на операцію в цілому.

Операційно-інструкційні технологічні карти використовуються в масовому виробництві безпосередньо робітниками для виконання найбільш складних та трудомістких операцій. Вони містять докладніші вказівки щодо виконання технологічної операції, включаючи ескізи наладок, засоби кріплення і виміру деталей, організацію робочого місця, а також основні прийоми роботи.

Контрольні операції встановлюються технологами згідно з вимогами креслень і технічних умов. Для складних і відповідальних операцій технічного контролю розробляються спеціальні карти з зазначенням у них об'єкта контролю,

місця його виконання, методу і засобів контролю, допустимих відхилень. Матеріальні специфікації складаються у вигляді переліку необхідних для виготовлення деталей конкретного найменування основних матеріалів із зазначенням марки, сорту, розміру і кількості за кожним сорторозміром.

Відомості необхідного інструменту, так само, як і матеріальні специфікації, складаються на основі технологічних операційних карт і є основою для планування потреби виробництва в інструментах та іншому оснащенні.

2.3 Огляд технологічного устаткування відновлення справного стану компресорів

2.3.1 Автоматизований кантувач компресора

Універсальний автоматизований кантувач (рис. 2.3) має здатність плавно, за допомогою електропривода, змінювати висоту від 20 см до 1 м. Це дуже зручно, з точки зору умов праці, для слюсаря, так як він може налаштувати кантувач під свій ріст. До того ж є можливість фіксованого нахилу компресора.

Кантувач має рухому плиту, до якої прикручується компресор, яка за допомогою рукоятки може плавно змінювати кут нахилу від 0° до 90°. Це дає можливість заощадити час, так як не потрібно знімати та знову встановлювати компресор на стіл тільки для того, щоб зняти або встановити колінчатий вал в корпус компресора.

Для того, щоб встановити цей кантувач, необхідно організувати яму глибиною та довжиною 2 метра, а шириною – 1,5 метра. Потім в неї залити бетон товщиною 500 мм, замурувавши в нього чотири фундаментних болта діаметром 20 мм.

2.3.2 Пристосування для шліфування шатунних шийок

Для відновлення шатунних шийок застосовують наплавлення, відкритою дугою електродом, що коливається. Як наплавлювальний матеріал застосовують чавун, який має переваги в порівнянні зі сталями: високу циклічну в'язкість;

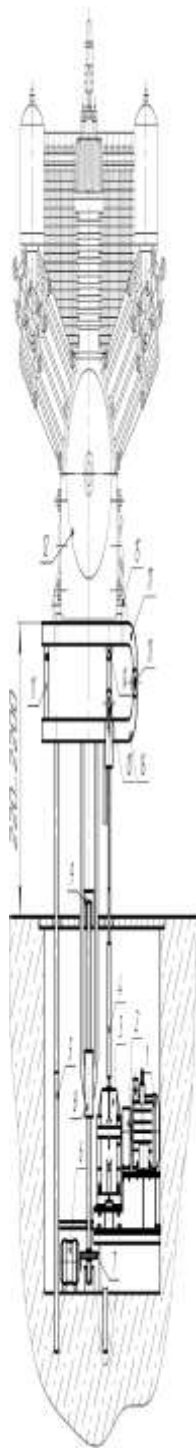


Рисунок 2.3 – Кантувач компресора з електроприводом:

1 – електродвигун привода нахилу компресора; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – шліцьове з'єднання; 5 – телескопічна спрямовуюча; 6 – електродвигун привода підйому компресора; 7 – конічна шестерня привода; 8 – різьбова муфта; 9 – цапфа; 10 – шарнір; 11 – упор; 12 – корпус компресора; 13 – шарнірна петля; 14 – шарнір; 15 – з'єднувальний болт; 16 – нижня плита; 17 – верхня плита

високу зносостійкість; малу чутливість до надрізів; добру оброблюваність. Для наплавлення використовують зварювальний дріт Св-08 і спеціальну порошкову шихту. При розплавленні наплавлювального матеріалу і твердінні шару в останньому формується структура половинчастого алюмінієвого чавуну з твердістю 49-53 НКСЕ.

Після наплавлення корінні і шатунні шийки обробляють точінням для видалення зайвого металу, а також окисленого і недостатньо щільного поверхневого шару. Точіння сприяє утворенню рівномірного допуску під шліфування (звичайно 0,3-0,6 мм на радіус).

Для шліфування шатунних шийок колінчастих валів компресорів використовують пристосування (рис. 2.4).

Колінчастий вал встановлюється в рамку та затискається гвинтом 8. Електродвигун 1 забезпечує обертання колінчастого валу через редуктор 3. При цьому відбувається шліфування обертанням абразивного круга електродвигуном 14.

2.3.3 Стенд обкатки компресорів

Для покращення якості ремонту компресорів виконано модернізацію стенда обкатки компресорів (рис. 2.5).

Компресор встановлюється на верхню плиту механізму переміщення та в залежності від його типу використовують отвори у плиті та кронштейни. Механізм дозволяє переміщувати компресор вертикально та горизонтально для того, щоб забезпечити відцентрування його вала з валом електродвигуна. Переміщення здійснюється вручну за допомогою рукояток та гвинта. Направляючі рукоятки закріплюються зажимами. З компресором електродвигун з'єднується пружною муфтою.

Електричне обладнання стенду, крім електродвигуна, встановлено всередині пульта. Воно складається з:

- блока керування трьохфазним тиристорним перетворювачем;
- блоку тиристорів;

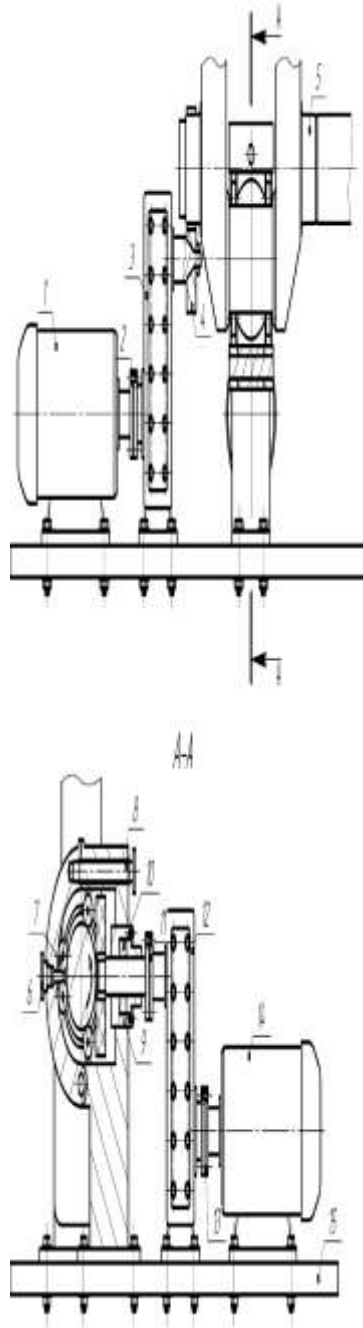


Рисунок 2.4 – Станок шліфування шатунних шийок:

1 – електродвигун обертання колінчастого валу; 2 – муфта приводу редуктора; 3 – редуктор обертання колінчастого валу; 4 – водило колінчастого валу; 5 – колінчастий вал; 6 – натискач шийки колінчастого валу; 7 – ролик; 8 – гвинт притискання рамки; 9 – втулка шліфувального валу; 10 – полістер; 11 – муфта приводу шліфувального валу; 12 – редуктор обертання шліфувального валу; 13 – муфта приводу редуктора; 14 – електродвигун приводу шліфувального валу; 15 – столешня

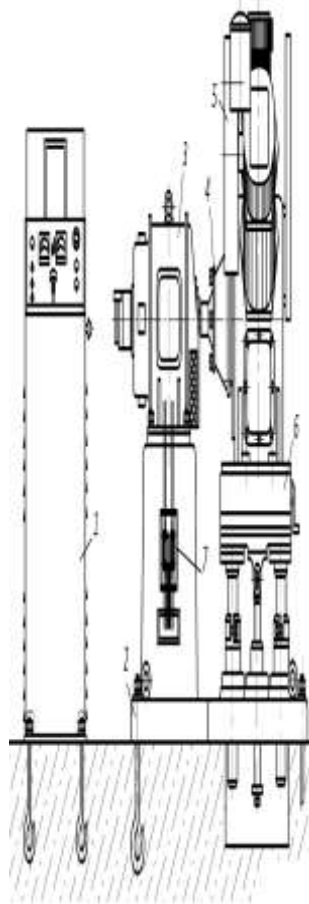


Рисунок 2.5 – Стенд для обкатки компресорів:

1 – пульт управління; 2 – станина; 3 – електричний двигун; 4 – муфта; 5 – компресор; 6 – механізм переміщення; 7 – датчики струму та напруги

- блоку випрямлячів;
- магнітного пускача;
- панелі з приборами та апаратурою.

Пуск, зупинка та захист електродвигуна від перенавантаження здійснюється магнітним пускачем. У якості джерела живлення електродвигуна використовується трьохфазний випрямляч з нульовим проводом. Вхідні параметри трьохфазного випрямляча регулюється за допомогою блока керування. Його схема складається так, що змінюючи опір резистора, можливо регулювати фазу імпульсів керування, а відповідно, вигідна напруга та струм перетворювача. Це дозволяє задати необхідне число обертів для випробування компресора.

Після обкатки немає необхідності переставляти компресор на стенд контрольних випробувань.

Обкатку виконують в наступних режимах, описаних в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Режими обкатки компресорів

Режим обкатки компресора, хв^{-1} (с^{-1})	Час обкатки, хв
270 (4,5)	60
400 (6,67)	60
600 (10,0)	60
850 (14,1)	30

Після обкатки встановити частоту обертання компресора $100 \pm 5 \text{ хв}^{-1}$ та роз'єднати резервуари між собою. Наповнити резервуари низького тиску до значення $0,45 \pm 0,01 \text{ МПа}$ та резервуар високого тиску $0,9 \text{ МПа}$. Забезпечити наповнення циліндра високого тиску з резервуарів низького тиску ($0,45 \text{ МПа}$).

З УДОСКОНІЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБКАТУВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВ

3.1 Аґліз індикаторії діаграми компресора

Цикл роботи поршневого компресора може бути відображеним графічно у вигляді залежності тиску в робочій камері машини від переміщення поршня S або від об'єму робочої камери V , який визначається місцезнаходженням поршня. Останнє впливає з того, що поточне значення об'єму робочої камери

$$V = F_n S , \quad (3.1)$$

де F_n – площа поршня.

Ця графічна залежність називається індикаторною діаграмою. Її вигляд для ідеального поршневого компресора показано на рис. 3.1.

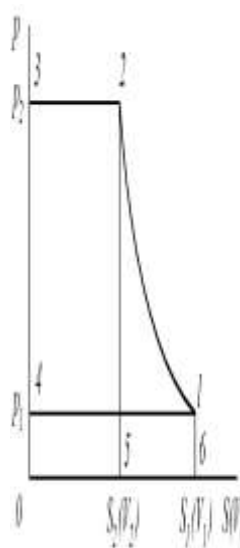


Рисунок 3.1 – Теоретична інжикаторна діаграма поршневого компресора

Цикл роботи такої машини складається з фази всмоктування, яка відображається відрізком 4-1, фази стиснення (відрізок 1-2) та фази виштовхування або нагнітання (відрізок 2-3). Під час усмоктування та нагнітання об'єм газу в робочій камері змінюється через переміну його кількості при

незмінних параметрах стану, тобто ці процеси не термодинамічні через що цикл роботи компресора не може бути зображеним у координатах тиск – питомий об'єм (P - V). Параметри стану змінюються лише при стисканні газу і характер цього термодинамічного процесу обумовлює власне вигляд індикаторної діаграми.

Теоретично в поршневому компресорі показник політропи може змінюватися від $m = 1$ до $m = k$, де k – показник адіабати стискуваного газу. Для повітря $k = 1,4$. При $m = 1$ процес стискання ізотермічний. Для його здійснення швидкість процесу повинна бути безкінечно малою. При цьому усе тепло стискання буде $p_1 V_1^m = p V^m = \text{const}$.

3.2 Вибір та обґрунтування математичної моделі при узгодженні осєвних параметрів роботи компресора з параметрами природнього електроудвиґу

Сучасна математика дає надзвичайно потужні й універсальні засоби дослідження. Практично кожне поняття в математиці, кожен математичний об'єкт, починаючи від поняття числа, є математичною моделлю. Під час побудови математичної моделі досліджуваного об'єкта чи явища виділяють ті його особливості, риси та деталі, які, з одного боку, містять більш-менш повну інформацію про об'єкт, а з іншого – допускають математичну формалізацію. Математична формалізація означає, що особливостям та деталям об'єкта можна поставити у відповідність певні адекватні математичні поняття: числа, функції, матриці тощо. Тоді зв'язки та відповідності, виявлені та передбачувані в досліджуваному об'єкті між окремими його деталями та складовими частинами, можна записати за допомогою математичних відношень: рівностей, нерівностей, рівнянь. У результаті маємо математичний опис досліджуваного процесу або явища, тобто його математичну модель. Однак побудована математична модель має відповідати таким вимогам як універсальність, адекватність, точність, економічність та ін.

Універсальність характеризує повноту відображення моделлю

досліджуваних властивостей реального об'єкта. Для моделі руху поїзда універсальність виражається у можливості її використання для різних профілів ділянок, варіативних мас складу, серій локомотива та ін.

Адекватність моделі руху поїзда показує здатність відображати потрібні властивості об'єкта, а саме техніко-економічні характеристики, з похибкою, не вищою, ніж задана.

Точність оцінюється ступенем збігу значень характеристик реального об'єкта та значень відповідних характеристик, отриманих за допомогою моделей. Точність можна визначити порівнянням результатів реальної поїздки з розрахованими: дані швидкостемірної стрічки, витрата енергоресурсів, час ходу та ін.

Економічність визначається витратами ресурсів пам'яті ЕОМ та часу на реалізацію та експлуатацію моделі. Для моделей, які працюють на стаціонарних ЕОМ, економічність не є настільки вагомим вимогою порівняно з програмно-слідкувачими моделями оперативного прийняття рішення (бортовими), оскільки останні мають надавати інформацію в разі зміни факторів: сигналів світлофорів, температури перегріву електричних машин та ін.

Використання математичних моделей для опису фізичних об'єктів є загальновизнаним та затребуваним. Для побудови моделі, що базується на фізичних законах і дає можливість обчислити точне значення будь-якої величини, у будь-який момент часу, доцільно використати детерміновану модель. Але зважаючи на певні невідомі чинники, такі як технічний стан тягового рухомого складу, основний опір руху складу та локомотива, поїзна ситуація та ін., ця задача не є детермінованою. Тому математична модель поїзда має враховувати ймовірність того, що деякі майбутні значення змінних будуть лежати в певному інтервалі. Така модель класифікується як стахостична.

При моделюванні компресора та привода останній розглядається як динамічна система, яка працює в усталеному режимі лише в окремих інтервалах часу. Перехідні процеси призводять до зміни всіх внутрішніх параметрів системи, серед яких потужність, струм, витрата повітря та ін., та деяких зовнішніх: температура, вологість та ін. Тому за характером математична модель компресора та привода є динамічною.

3.3 Теоретичне моделювання струму приводного двигуну

Якщо осцилографом зняти характеристику струму приводного двигуна та (рис. 3.2) порівняти з номінальною, що знята з нового компресора. При неспівпадінні контрольних точок провести повторне діагностування окремих вузлів.

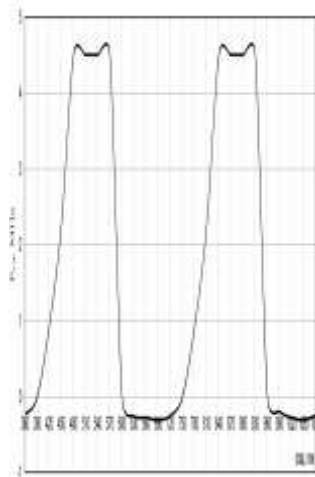


Рисунок 3.2 – Графік тиску компресора для одного циліндра (низького тиску)

Пояснення до осцилограми струму приводного двигуну. Поршневі компресори відносяться до двотактних машин. Тому один цикл роботи відповідає 360° обороту колінчастого вала. При цьому тиск одного циліндра компресора відповідає графіку (рис. 3.2).

Від 0° (390° на рис. 3.2) починається такт стиснення. Відбувається поступове збільшення тиску. При підключенні пневматичної системи компресора до стенда випробування компресорів з можливістю діагностування окремого циліндра на циліндри низького тиску діє протитиск $0,45$ МПа. Тому клапанна коробка відкриється при збільшенні тиску понад $0,45$ МПа (позначка 480°). Подальше обертання до 570° супроводжується постійним тиском.

Надалі починається такт наповнення. Він супроводжується зниженням тиску в діапазоні 570° - 600° . В цей момент розширюється залишкове нагріте стиснене повітря (шкідливе). Воно, так мовити, допомагає електродвигуну приводу обертати колінчастий вал компресора. В діапазоні 600° - 750°

спостерігаємо від'ємний тиск, при цьому відкриті впускні клапани.

Тиск двох циліндрів низького тиску з зовнішнім протитиском 0,45 МПа та одного циліндра високого тиску з протитиском 0,9 МПа відповідає діаграмі (рис. 3.3). Тиск наповнення циліндра високого тиску складає 0,45 МПа, при цьому повітря поступає від окремих резервуарів низького тиску. Геометрично кут між суміжними циліндрами складає 60°, тому окремі графіки зміщені один від одного відповідно на 60°.

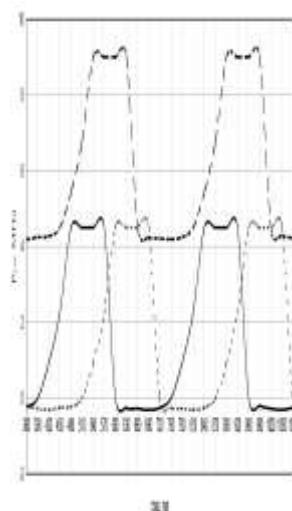


Рисунок 3.3 – Графік тиску компресора для кожного циліндра:

—, . . . – цилінди низького тиску; – — – циліндр високого тиску

Якщо додати значення тиску по вертикальній осі відповідно графіку (рис. 3.3), то отримаємо сумарний умовний тиск компресора (рис. 3.4), який характеризує роботу електроприводу по куту повороту колінчастого валу, вироджену в МПа.

На графіку залишаємо лише криву зміни умовного тиску, результат наводимо на рис. 3.5.

Розглянемо, що відбувається зі струмом приводу електродвигуна.

Якщо знехтувати втратами електроенергії на тертя в компресорі, ККД електродвигуна, залишивши лише витрату електроенергії на стиснення повітря в одному циліндрі низького тиску, то отримаємо наступну діаграму (рис. 3.6).

Значення струму привідного електродвигуна стенда випробування компресорів з можливістю діагностування окремого циліндра фіксуємо на шунті.

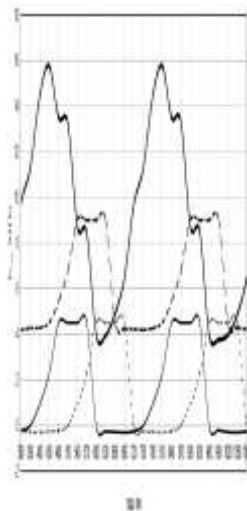


Рисунок 3.4 – Сумарний графік умовного тиску компресора:
 —, - - - – цилінди низького тиску; - · - – циліндр високого тиску

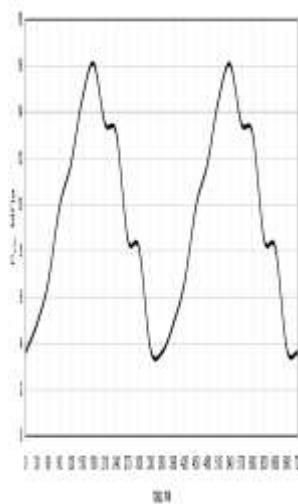


Рисунок 3.5 – Сумарний графік тиску компресора в перерахунку на умовний тиск

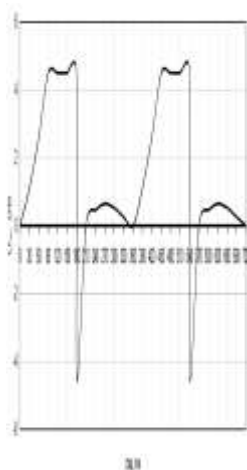


Рисунок 3.6 – Діаграма струму привідного двигуна для одного циліндра
 (низького тиску)

Шунт створює падіння напруги на ньому в мВ, що пропорційна струму, що проходить через шунт згідно закону Ома для ділянки електричного кола. Тому на діаграмі 3.6 значення струму, що фіксується осцилографом наводимо у мВ.

У відповідності з рис. 3.6 бачимо характерне збільшення струму до позначки 90° . При відкритті клапанної коробки (та при постійному значенні тиску) струм залишається незмінним до позначки 180° .

При розширенні залишкового повітря в циліндрі до позначки 210° спостерігаємо різкий стрибок значення струму у від'ємні значення, оскільки залишкове повітря допомагає привідному електродвигуну обертати колінчастий вал компресора.

При відкритті всмоктувальних клапанів струм зростає, тому що виконується робота на свіжий заряд циліндра, що відбувається до позначки 360° .

Якщо на одній діаграмі поєднати графіки двох циліндрів низького тиску (кут між ними 120°) та одного циліндра високого тиску, то отримаємо діаграму (рис. 3.7).

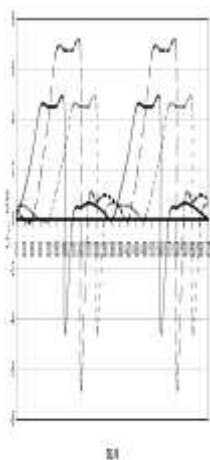


Рисунок 3.7 – Діаграма струму привідного двигуна для кожного циліндра:

— — — — — , - - - — цилінди низького тиску; — — — — — циліндр високого тиску

При додаванні значень (ординат) струмів відповідних циліндрів, то отримаємо діаграму (рис. 3.8).

Якщо на діаграмі залишити лише сумарний струм, то отримаємо рис. 3.9. Він відображає роботу електроенергії, яка витрачається лише на стиснення

повітря без врахування ККД електродвигуна та сил тертя в компресорі. Даний графік можна зняти осцилографом.

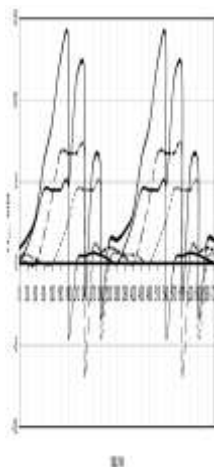


Рисунок 3.8 – Діаграма сумарного струму привідного двигуна

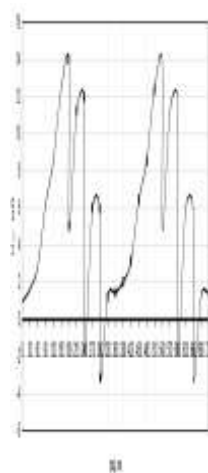


Рисунок 3.9 – Сумарна осцилограма струму привідного двигуна:

● – контрольні точки

На рис. 3.9 знаком ● позначені характерні точки на кривій струму.

Якщо зняти осцилограму еталонного компресора з заводськими параметрами (продуктивність, тиск, зазори цилінро-поршневої групи та ін.) та накладати її на осцилограму, що знята з компресора, що ремонтується в відділенні, то можна діагностувати деякі несправності порівнянням характерних точок на осцилограмі (несправності клапанної коробки для кожного циліндра, зазори цилінро-поршневої групи для кожного циліндра, ККД всього компресора).

3.5 Удоскоєлення стенду обкатки компресорів з можлиєстю діагностування роботи окремого циліндра

Стенд для контрольних випробовувань компресорів (рис. 3.10) є складовою частиною стенда обкатки компресорів. Він складається безпосередньо з пневматичної системи – трьох резервуарів та трубок, охолоджуючої системи з примусовою витяжною системою та контрольно-вимірювальних приладів.

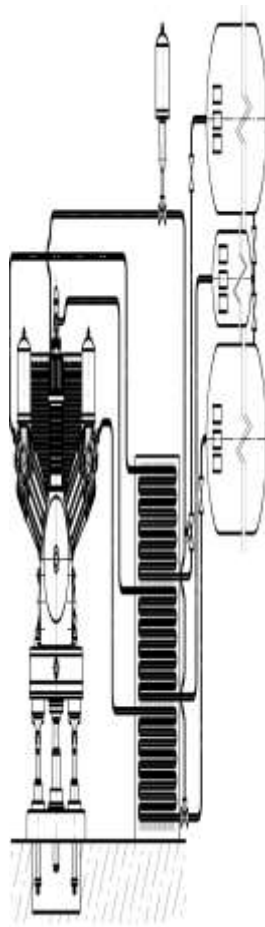


Рисунок 3.10 – Стенд контрольних випробовувань компресорів

На кожному з резервуарів необхідно встановити електронний манометр для точного визначення тиску в резервуарі, електронний термометр визначення температури стисненого повітря та секундомір з автоматичним запуском (при включенні нагнітання) та автоматичною зупинкою (при наборі певного тиску). Також встановити додатковий термометр для визначення температури зовнішнього повітря.

Випробування компресора проводять наступним чином.

Перший етап. При порожніх резервуарах триходовими роз'єднують окремо пневматичні канали всіх циліндрів. На пульті керування налаштовують частоту обертання 1000 хв^{-1} . Запускають стенд. При цьому секундоміри починають відлік часу. При наборі тиску в резервуарі низького тиску $0,45 \text{ МПа}$ або в резервуарі високого тиску $0,9 \text{ МПа}$ секундомір зупиняється. Час наповнення резервуару порівнюється з часом наповнення еталонного компресора. Якщо час наповнення збільшено, то є ймовірність збільшених зазорів циліндрово-поршневої групи або нещільність клапанної коробки.

Другий етап. Опорожнити резервуари. Триходовими кранами з'єднати нагнітальні канали низького тиску компресора зі всмоктувальним каналом циліндра високого тиску. Кранами з'єднати резервуари між собою. Встановити частоту обертання 1000 хв^{-1} . Запускають стенд. Чекають до збільшення тиску в резервуарах $0,9 \text{ МПа}$ та автоматичної зупинки приводного двигуна. За даними секундоміра, манометра, термометрів стисненого повітря та навколишнього середовища визначити продуктивність компресора в $\text{м}^3/\text{хв}$ за формулою [10, 11]

$$Q = \frac{V}{t} \left(\frac{p_2 T_1}{p_1 T_2} - 1 \right), \quad (3.2)$$

де V – об'єм резервуара, м^3 ;

t – час заміру тиску від p_1 до p_2 , с;

T_1, T_2 – абсолютна температура відповідно повітря в резервуарі та навколишнього середовища, К.

При нормальній продуктивності (не нижче $5,3 \text{ м}^3/\text{х.}$) компресор подати на складання ТРС.

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНЬЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБКАТУВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ КОМПРЕСОРІВ ЛОКОМОТИВІВ

Економічна ефективність – результативність економічної системи, що виражається у відношенні корисних кінцевих результатів її функціонування до витрачених ресурсів. Складається, як інтегральний показник ефективності на різних рівнях економічної системи. Є підсумковою характеристикою функціонування національної економіки. Головним критерієм соціально-економічної ефективності є ступінь задоволення кінцевих потреб суспільства й насамперед, потреб, пов'язаних з розвитком людської особистості. Соціально-економічною ефективністю володіє та економічна система, що найбільшою мірою забезпечує задоволення різноманітних потреб людей: матеріальних, соціальних, духовних, гарантує високий рівень та якість життя. Основою такої ефективності служить оптимальний розподіл наявних у суспільства ресурсів між галузями, секторами й сферами національної економіки [12].

4.1 Розрахунок капітальних витрат на систему неозбірюго діагностування компресорів локомотивів

Розраховуємо капітальні витрати на закупівлю та встановлення стенда контрольних випробувань. Вони складаються з матеріальних витрат, витрат на оплату праці, відрахувань до соціальних фондів, амортизації, витрат палива, витрат електроенергії, інших витрат.

Матеріальні витрати B_M на нове обладнання для випробування компресорів складають

$$K_1 = C \cdot m, \quad (4.1)$$

де C – вартість стенду контрольних випробувань компресорів, $C = 5300,00$ грн згідно даних заводу-виробника стенду;

m – кількість устаткування, що впроваджується, $m = 1$.

$$K_1 = 5300,00 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці встановлення стенду контрольних випробувань компресорів $B_{з/н}$ двох слюсарів складають

$$B_{з/н} = ГТС \cdot t \cdot 2; \quad (4.2)$$

де t – фактичний час роботи слюсаря по встановленню стенду контрольних випробувань компресорів, $t = 4$ год;

$ГТС$ – годинна тарифна ставка слюсаря.

При встановленні стенду залучені слюсарі 5 розряду. Годинна тарифна ставка слюсаря 5 розряду складає 22,52 грн.

$$B_{з/н} = 22,52 \cdot 4 \cdot 2 = 180,16 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів $B_{сс}$ складають

$$B_{сс} = B_{з/н} \cdot 0,375; \quad (4.3)$$

$$B_{сс} = 180,16 \cdot 0,375 = 67,56 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення ремонту складає

$$A_{відр} = \frac{B_{перв} - B_{лікв}}{B_{перв} \cdot T_{кор.в}} \cdot 100, \quad (4.4)$$

де $B_{перв}$ – балансова вартість основних засобів, $B_{перв} = 150$ грн;

$B_{лікв}$ – ліквідаційна вартість основних засобів, $B_{лікв} = 20$ грн;

$T_{кор.в}$ – термін корисного використання основних засобів, $T_{кор.в} = 2$ роки.

$$A_{відр} = \frac{150 - 20}{150 \cdot 2} \cdot 100 = 43,3 \text{ грн.}$$

					0032.190094.000.03MP.ПЗ	70

Прямі витрати $B_{\text{прям}}$ на монтаж обладнання складають

$$B_{\text{прям}} = B_{з/п} + B_{сс} + A_{відр}; \quad (4.5)$$

$$B_{\text{прям}} = 180,16 + 67,56 + 43,3 = 291,02 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально-виробничого та адміністративного персоналу

$$B_{\text{заг.вир}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,45; \quad (4.6)$$

$$B_{\text{заг.вир}} = 291,02 \cdot 0,45 = 130,96 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{заг.госп}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,55; \quad (4.7)$$

$$B_{\text{заг.госп}} = 291,02 \cdot 0,55 = 160,06 \text{ грн.}$$

Витрати на встановлення обладнання K_2 складають

$$K_2 = B_{\text{прям}} + B_{\text{заг.вир}} + B_{\text{заг.госп}};$$

$$K_1 = 291,02 + 130,96 + 160,06 = 582,04 \text{ грн.}$$

Загальні капітальні витрати складають

$$K = K_1 + K_2, \quad (4.8)$$

$$K = 5300,00 + 582,04 = 5882,04 \text{ грн.}$$

4.2 Розрахунок витрат на обкатку компресорів до впровадження запропонованої технології обкатувальних випробувачів компресорів локомотивів

Матеріальні витрати B_m на обкатку компресора дорівнюють 0, оскільки на обкатку компресора не витрачаються матеріали.

					0032.190094.000.03MP.ПЗ	71

Витрати на оплату праці $B_{з/н}$ слюсаря п'ятого розряду складають при фактичному часі роботи слюсаря, що витрачається на ремонт $t=2,5$ год.

$$B_{з/н} = 22,52 \cdot 2,5 \cdot 1 = 56,30 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів $B_{сс}$ складають

$$B_{сс} = 56,30 \cdot 0,375 = 21,11 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення обкатки складає при $B_{перв}$ – балансовій вартості основних засобів, $B_{перв}=1200$ грн (вартість стенду обкатки); $B_{лікв}$ – ліквідаційній вартості основних засобів, $B_{лікв}=0$ грн; $T_{кор.в}$ – терміні корисного використання основних засобів, $T_{кор.в}=5$ років.

$$A_{відр} = \frac{1200 - 0}{1200 \cdot 5} \cdot 100 = 20 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають суму вище перерахованих

$$B_{прям} = 53,60 + 21,11 + 20 = 97,41 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{заг.вир}$

$$B_{заг.вир} = 97,41 \cdot 0,45 = 43,83 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.зосн} = 97,41 \cdot 0,55 = 53,58 \text{ грн.}$$

Витрати електроенергії $B_{еле}$ складають

$$B_{еле} = C_{еле} \cdot \kappa \cdot t, \quad (4.9)$$

де $C_{еле}$ – ціна 1 кВт·год електроенергії, $C_{еле}=1,36$ грн/(кВт·год);

κ – потужність електричного устаткування, $\kappa=30$ кВт;

					0032.190094.000.03MP.ПЗ	72

t – час експлуатації електричного устаткування, $t=2,5$ год.

$$B_{еле} = 1,36 \cdot 30 \cdot 2,5 = 102,00 \text{ грн.}$$

Собівартість обкатки C_1 одного компресора за існуючою технологією складає

$$C_1 = B_{прям} + B_{заг.вир} + B_{заг.госп} + B_{еле}; \quad (4.10)$$

$$C_1 = 97,41 + 43,85 + 53,58 + 102,00 = 296,84 \text{ грн.}$$

При обкатці 1 компресора вартість ремонту складає $C_1=296,84$ грн.

Але слід зауважити, що згідно статистичних даних, через непланові ремонти ремонтні підприємства витрачають додаткові кошти на ремонт компресорів. Тому значення C_1 необхідно подвоїти, тобто $C_1=593,68$ грн.

4.3 Розрахунок витрат на обкатувальні випробування компресорів локомотивів після впровадження удосколюючої технології

При впровадженні технології, компресори замість обкатки будуть проходити випробування на продуктивність, тиск, спрацювання автоматики. Це дозволить виявляти несправності ще до постановки компресора на локомотив та підвищить надійність останнього. При цьому будуть відсутні відмови компресорів, що обумовить відсутність непланових ремонтів по виходу компресора з ладу.

Витрати на оплату праці $B_{з/н}$ слюсаря п'ятого розряду п'ятого розряду складають при фактичному часі роботи слюсаря на стенді випробувань компресорів $t=3,5$ год.

$$B_{з/н} = 22,52 \cdot 3,5 \cdot 1 = 78,82 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів $B_{сс}$

$$B_{cc} = 78,82 \cdot 0,375 = 29,56 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення випробувань складає при $B_{перв}$ – балансовій вартості основних засобів, $B_{перв}=5300$ грн (вартість стенду випробувань); $B_{лікв}$ – ліквідаційній вартості основних засобів, $B_{лікв}=500$ грн; $T_{кор.в}$ – терміні корисного використання основних засобів, $T_{кор.в}=10$ років.

$$A_{відр} = \frac{5300 - 500}{5300 \cdot 10} \cdot 100 = 9,05 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають суму вище перерахованих

$$B_{прям} = 78,82 + 29,56 + 9,05 = 117,43 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{заг.вир}$

$$B_{заг.вир} = 117,43 \cdot 0,45 = 52,84 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.госп} = 117,43 \cdot 0,55 = 64,59 \text{ грн.}$$

Витрати електроенергії $B_{еле}$ складають

$$B_{еле} = C_{еле} \cdot k \cdot t, \quad (4.11)$$

$$B_{еле} = 1,36 \cdot 30 \cdot 3,5 = 142,80 \text{ грн.}$$

Собівартість випробування C_2 одного компресора складає

$$C_2 = B_{прям} + B_{заг.вир} + B_{заг.госп} + B_{еле}; \quad (4.12)$$

$$C_2 = 117,43 + 52,82 + 64,59 + 142,80 = 377,64 \text{ грн.}$$

4.4 Розрахунок строку окупності та економічного ефекту удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів

Термін окупності $T_{ок}$ визначається за формулою:

$$T_{ок} = \frac{K}{C_1 - C_2}, \quad (4.13)$$

де K – капітальні витрати пов'язані з впровадженням технології.

$$T_{ок} = \frac{5882,04}{593,68 - 377,64} = 27,2,$$

приймаємо $T_{ок} = 27$ компресорів.

Величина економічного ефекту визначається за формулою:

$$E = C_1 - C_2; \quad (4.14)$$

$$E = 593,68 - 377,64 = 216,04 \text{ грн.}$$

Отже можна зробити висновок, що удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів є доцільним рішенням. За розрахунком, термін окупності складає 27 компресорів. Економічний ефект при цьому складає 216 грн на один компресор. Також удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів зменшує програму їх ремонту за рахунок зменшення непланових відмов з причини виходу з ладу компресора, що в свою чергу зменшить витрати депо, які пов'язані з простоем на непланових ремонтах.

Враховуючи вищевикладене бачимо, що впровадження удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів є економічно обґрунтованим.

ВИСНОВКИ

При розробці теми магістерської дипломної роботи «Аналіз експлуатаційної надійності та удосконалення технології ремонту компресорів локомотивів» розглянуто одне з основних питань безпеки руху поїздів, оскільки компресор є першою ланкою, яка відповідає за забезпечення поїзда гальмами.

При виконанні аналізу пошкоджень та експлуатаційної надійності компресорів локомотивів ми навели призначення та конструктивні особливості компресорів серії КТ-6, проаналізували несправності та пошкодження компресора. На підставі аналізу даних про відмови компресорів в експлуатації ми виконали первинний аналіз статистичних даних про надійність з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання компресорів до відмови. Визначення кількісних характеристик надійності за статистичними даними про відмови компресорів локомотивів дозволило визначити певні терміни для діагностування компресорів та виконання планових ремонтів.

Під час огляду операцій відновлення справного стану компресорів локомотивів ми розглянули технологію відновлення справного стану компресорів, визначили вимоги на розробку технологічної документації відновлення справного стану компресорів й виконали огляд технологічного устаткування відновлення справного стану компресорів.

Для удосконалення технології обкатувальних випробувань компресорів локомотивів ми проаналізували індикаторну діаграму компресора. Для теоретичного моделювання струму привідного двигуна ми обрали та обґрунтували математичну модель при узгодженні основних параметрів роботи компресора з параметрами привідного електродвигуна й запропонували варіант модернізації стенду обкатки компресорів з можливістю діагностування роботи окремого циліндра.

Економічну ефективність удосконалення системи нерозбірного діагностування компресорів локомотивів доведено розрахунком строку окупності та економічного ефекту з урахуванням капітальних витрат на систему нерозбірного діагностування компресорів локомотивів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Експлуатація локомотивів та локомотивне господарство. Організація ремонтного та екіпірувального господарства: підручник /Б.Є. Боднар, М.І. Капіца, Є.Б. Боднар, О.Б. Очкасов; за ред. д-ра техн. наук, проф. Б.Є. Боднара. – Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 220 с.
- 2 Дацун Ю.М., Клименко О.В., Максимов М.В., Данько В.М. Основи технології ремонту локомотивів. Ч. 1: Конспект лекцій. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 69 с.
- 3 Корнійчук М.П., Липовець Н.В., Шамрай Д.О. Технологія галузі і технічні засоби залізничного транспорту. Ч. 2: Підручник. – К.: «Видавництво Дельта», 2007. – 424 с.
- 4 Модернізація тепловоза М62 у депо Ковель /О. А. Денисюк //Локомотив-інформ. – 2011. – №12. – С. 58-61.
- 5 Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового та моторвагонного рухомого складу (електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів) №429Ц/ОД: затв. Наказом Укрзалізниці від 15.10.2015. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2015. – 45 с.
- 6 Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до практичних занять /Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна; Уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, Я. В. Болжеларський, О. Б. Очка-сов. – Дніпропетровськ, 2005. – 30 с.
- 7 Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до виконання контрольної роботи /Дніпропетр. держ. техн. універ. залізн. трансп. Уклад.: Б.Є. Боднар, Д.В. Бобирь, Я.В. Болжеларський. Дніпропетровськ, 2002 – 20 с.
- 8 Правила технічного обслуговування та поточних ремонтів тепловозів 2ТЭ116, які затверджені наказом Укрзалізниці від 20.03.2013 №075-Ц/од. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2013. – 47 с.
- 9 Правила технічної експлуатації залізниць України. – К.: Укрзалізниця, 1998. – 264 с.

- 10 Бобирь Д. В., Грищенко М. А., Сердюк В. Н. Теорія локомотивної тяги: підручник. Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 385 с.
- 10 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2008. – 287 с.
- 11 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 11 Надійність техніки: Аналіз надійності. Основні положення: ДСТУ 2861-94. – К.: Держстандарт України, 1995. – 32 с.
- 12 Економіка залізничного транспорту: підручник /О. М. Пшінько та ін.; за ред.: Ю. Ф. Кулаєва, Ю. С. Бараша, М. В. Гненного. – Дніпропетровськ: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2014. – 480 с.
- 13 Фінансово-економічний аналіз діяльності підприємств: Навч. посіб. /М.Я. Коробов – К.: Т-во Знання, 2000. – 378 с.