НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
_____Технічного сервісу та інженерного__
(назва кафедри)
____менеджменту імені М.П. Момотенка_

_____ _Руслан ШАТРОВ
(підпис) **(ПІБ)**

«____» _____ **2026 р.**

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Розробка регламентної технології технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів у ФГ «Тікич» Київської області»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

___д.т.н., професор_____ _____ Братішко Вячеслав Вячеславович
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

_____д.т.н., професор___ _____ Роговський Іван Леонідович
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Степанчук Богдан Олегович
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет Механіко – технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ
в.о. завідувача кафедри Технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

к.т.н., доцент _____ Шатров Р.В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

«____» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Степачуку Богдану Олеговичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра «Розробка регламентної технології технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів у ФГ «Тікич» Київської області»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026 р. № 510 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Матеріали первинного бухгалтерського обліку, нормативно – методичні матеріали, науково – технічна література

Перелік питань, які потрібно розробити:

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТА-ТИ
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ
Перелік графічних документів: Електронна презентація на 12 слайдів

Дата видачі завдання «10» вересня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____ Роговський І.Л.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Степанчук Б.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

В дипломному проекті були розглянуті існуючі методи підвищення надійності турбокомпресорів двигунів зернозбиральних комбайнів та обґрунтовані найбільш ефективні.

Проведено теоретичні та експериментальні дослідження, що підтверджують роботоздатність запропонованого метода підвищення довговічності та можливість введення його до системи технічного сервісу турбокомпресорів.

Також були розроблені заходи з охорони праці і розрахована техніко-економічна оцінка проектних рішень.

Дипломний проект включає в себе пояснювальну записку об'ємом сторінок, а також 12 презентаційних листів виконаних у програмі Microsoft Power Point.

Ключові слова - НАДІЙНІСТЬ, ТУРБОКОМПРЕСОР, ТУРБІНА, НАДДУВ, КОМБАЙН, ДОСЛІДЖЕННЯ, РОБОТОЗДАТНІСТЬ .

ЗМІСТ

ВСТУП……		**6**
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ……...		**8**
1.1.	Коротка історична довідка про базове підприємство та конструктивні особливості, будова та принцип дії об'єкта досліджень…….	8
1.2.	Аналіз експлуатаційної надійності турбокомпресорів……	19
1.3.	Мета та задачі проекту……	22
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ……		**23**
2.1.	Моделювання температури підшипника на режимі зупинки двигуна..	23
2.2.	Аналіз працездатності підшипникового вузла залежно від технічного стану й режиму роботи……..	31
2.3.	Теоретичне обґрунтування доцільності гідроакумулятора…….	38
2.4.	Висновок……..	39
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ……		**41**
3.1.	Характеристика показників експлуатаційної надійності турбокомпресорів……..	41
3.2.	Дослідження виду і характеру зносу деталей турбокомпресору……	44
3.3.	Оцінка результатів експериментальних досліджень ефективності……	49
3.4.	Висновки……	51
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ……		**52**
4.1.	Організація охорони праці на підприємстві…….	52
4.2.	Стан охорони праці на підприємстві…….	53
4.3.	Аналіз виробничого травматизму на підприємстві…….	54
4.4.	Екологічна характеристика проектованого приміщення	65
4.5.	Висновок……..	67

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ…….	**68**
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ……	**74**
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ……	**76**

ВСТУП

Турбокомпресор мабуть на сьогодні один із самих ефективних методів підвищення потужності та крутного моменту двигуна внутрішнього згорання не змінюючи його геометричні характеристики та конструкцію. Використання наддуву дає змогу підвищити потужність двигуна до 30 % [1]. Тому їх використання набуває все більшого розповсюдження і на даний час ступінь оснащеності двигунів агрегатами наддуву становить 70 % [2], але нажаль якість виготовлення та надійність турбокомпресорів бажають кращого, бо строк служби більшості турбокомпресорів становить 62 % від гарантованого заводом виробником [1].

Це пов'язано з низькою якістю комплектуючих та складання, також з низькою культурою експлуатації такого складного агрегату як турбокомпресор. Турбокомпресор працює в досить важких умовах, а саме: висока температура (за даними [3] температура газів сягає 700 ^{0}C), великі знакозмінні навантаження та частота обертання, яка сягає 130000 хв$^{-1}$.

Основна тенденція розвитку сучасних автомобільних, тракторних і комбайнових, двигунів - підвищення агрегатних, потужностей: при практичному збереженні їх маси й габаритів за рахунок застосування турбонаддуву. Високі техніко-економічні показники газотурбінного, наддування, як способу підвищення потужності на 15...30% [1], обумовили широке застосування його, в автотракторних і комбайнових двигунах. Сьогодні газотурбінним наддувом оснащені: усі комбайнові й багато тракторних двигунів. Якщо в двигунах виробництва Країн СНД ця тенденція тільки розвивається то машини імпортного виробництва майже всі обладнані турбонаддувом.

Самою першою машиною оснащеною наддувом був автомобіль МАЗ 6422 тягач міжнародник виробництва 1979 року, який за комфортність, потужність та характерний свист наддуву отримав назву СуперМАЗ.

Це був єдиний автомобіль, що використовувався на міжнародних перевезеннях на ряду з відомими марками Мерседес, Шкода, Івеко.

Автомобіль оснащувався двигуном ЯМЗ 238Ф. Для наддування цих двигунів використовуються турбокомпресори типорозмірів: ТКР – 100.

За даними різних авторів відмови турбокомпресора коливаються в межах від 7 до 35 % [1, 3, 4] від загальної кількості відмов двигуна. Така розбіжність в дослідженнях вказує на необхідність проведення більш детальних досліджень, а саме досліджень слабких місць у турбокомпресора бо вони різняться на різних марках двигунів.

Сьогодні існує два основні напрямки при ремонті зношених деталей" турбокомпресорів. Найпоширеніші методи - установка ремонтних деталей, метод: ремонтних розмірів, пластичної деформації. Рідше застосовується нанесення на поверхню шару металу, що компенсує величину зношування (гальванічні, наплавочні методи).

Усі існуючі методи поряд з перевагами мають певні недоліки. При ремонті турбокомпресорів необхідно відновлювати деталі, які виготовлені з різних матеріалів (сталі, бронзи, алюмінієвого сплаву) і різної конфігурації (площини, циліндричні зовнішні й внутрішні поверхні). У зв'язку із цим, для відновлення зношених, деталей, необхідна більша; номенклатура застосовуваного встаткування.

Тому актуальним завданням є, пошук оптимальних умов і методів підвищення експлуатаційної довговічності турбокомпресора та розробка нової технології ремонту турбокомпресора; що забезпечує не менш як 90% післяремонтний ресурс виробу.

Об'єкт дослідження – нові та відремонтовані турбокомпресори ТКР 100 (ТКР 11), що знаходяться в експлуатації або пройшли капітальний ремонт.

РОЗДІЛ 1
СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Коротка історична довідка про базове підприємство та конструктивні особливості, будова та принцип дії об'єкта досліджень

ТОВ Агрофірма Орільська розташоване на лівому березі р. Дніпро за адресою смт. Березань, вул. Сакська 57 і існує вже майже 20 років. По своїй суті підприємство можна назвати приємником південно-машинобудівного заводу, так як підприємство продовжує виробництво запчастин та деталей до вітчизняного трактора ПМЗ, який випускається заводом ПМЗ. Також підприємство має свої земляні площі під зернові.

На підприємстві освоєно власне виробництво майже 70% деталей до тракторів ПМЗ та комбайнів СКІФ. На сьогодні поступово розширюється асортимент виготовлення запчастин до сільськогосподарської техніки.

Підприємство співпрацює більш ніж з 30 виробниками техніки та запасних частин.

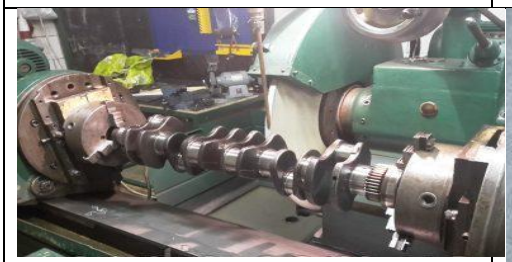
Також підприємство займається сервісним обслуговуванням турбокомпресорів ТКР та гідроциліндрів.

Перелік послуг та товарів компанії наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1- Перелік послуг та товарів компанії

		
Запчастини МТЗ	Запчастини МТЗ 80, 82	Запчастини ЮМЗ-6

		
Запчастини ЮМЗ-6 ДМ	Запчастини ЮМЗ-80, 82	Запчастини Т-40
		
Запчастини Т-25	Запчастини Т-16	Запчастини К-700
		
Запчастини ХТЗ	Запчастини ЄО 2601	Запчастини ПТС
LEMKEN	GRÉGOIRE BESSON	HORSCH
Запчастини LEMKEN	Запчастини GREGOIRE BESSON	Запчастини HORSCH

Запчастини KINZE	Запчастини GREAT PLAINS	Запчастини KVERNELAND
		
Пускові двигуни ПД-10, запчастини ПД-10	Гідравлика	Запчастини двигуна ЯМЗ
		
Сервіс гідроциліндрів	Сервіс турбокомпр ТКР та їх модернізація	Продаж контрольно-випробувального обладнання
		
Відновлення деталей	Перехідні комплекти для встановлення двигунів	Інформаційне забезпечення

Огляд особливостей конструкції турбокомпресорів.

Турбокомпресором може бути оснащений будь-який двигун внутрішнього згоряння, дизельний, бензиновий або працюючий на газі, який має рідинне або повітряне охолодження. Турбокомпресори можуть використовуються майже на всіх двигунах внутрішнього згорання

Двигун, оснащений турбокомпресором, володіє технічними та економічними перевагами в порівнянні з атмосферним (двигуном без турбокомпресора) двигуном.

Двигун оснащений турбокомпресором має менші розміри, ніж двигун без турбокомпресора тієї ж потужності.

Двигуна з турбокомпресором краще пристосований до специфічних умов експлуатації. При цьому, наприклад, водій вантажівки повинен набагато рідше перемикати передачі на гірській дорозі і саме водіння буде більш «м'яким»

Двигун з турбокомпресором має більші переваги на висоті ніж двигун без нього. У двигуна без турбокомпресора падає потужність через розрідження повітря, а турбокомпресор, забезпечуючи необхідний тиск повітря, майже не погіршуючи характеристики двигуна. Кількість повітря, яке нагнітається стане лише на трішки менша, ніж на низині, тобто двигун практично зберігає свою звичайну потужність.

Ще двигун з турбокомпресором забезпечує краще згоряння палива. Підтвердженням цьому є зменшена витрата палива вантажними автомобілями на великих відстанях.

Двигун з турбокомпресором, працює більш стійко, ніж подібний йому, без турбокомпресора, але тієї ж потужності, а будучи меншим за розміром, він виробляє, відповідно, менше шуму. Крім того, турбокомпресор глушить шуми в системі випуску.

Існує два основних типи компресорів: з механічним приводом і турбокомпресори, що використовують енергію відпрацьованих газів. Також, існують комбіновані системи. Що до компресора з механічним приводом, необ-

хідний тиск повітря отримують завдяки механічного зв'язку між колінчатим валом двигуна і компресором. У турбокомпресорі, що використовує енергію відпрацьованих газів, тиск повітря отримують завдяки обертання лопатей турбіни потоком відпрацьованих газів, що ще й приглушає шум двигуна.

Розглянемо будову турбокомпресора двигуна внутрішнього згорання, яка зображена на рисунку 1.1.

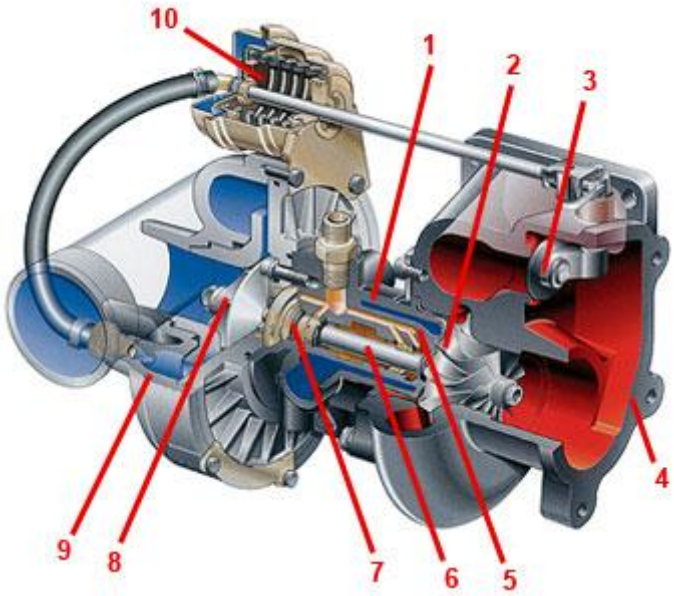


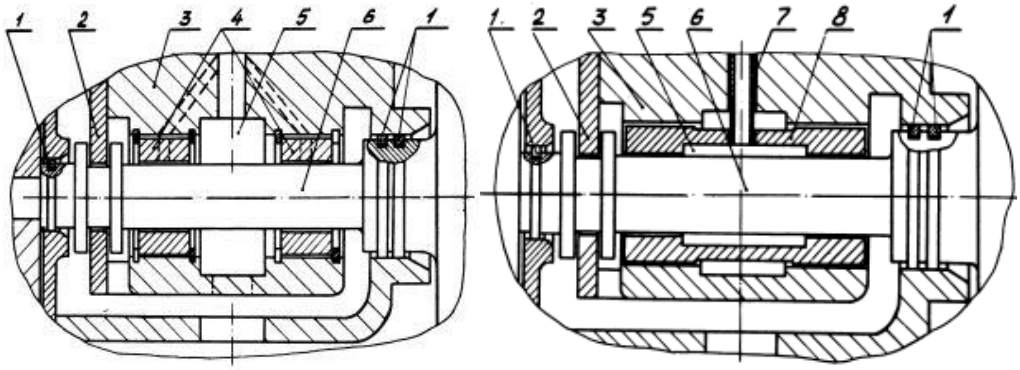
Рис. 1.1 – Будова сучасного турбокомпресора: 1 – корпус підшипників; 2 – турбінне колесо; 3 – перепускний клапан; 4 – корпус турбіни; 5 – масляні канали; 6 – вал ротора; 7 – підшипник ковзання; 8 – компресорне колесо; 9 – корпус компресора; 10 – пневмопривід перепускного клапана.

Металевий корпус системи підшипників забезпечує розташування плаваючої системи підшипника в якому обертається вал ротора турбокомпресора, який може обертатися зі швидкістю від 40до 250тис. об/хв. Складна геометрична конструкція корпусу системи підшипників слугує для охолодження. Основні вимоги до корпусу підшипників: якість обробки, жорсткість, термостійкість.

Підшипник ковзання - виготовлений з спеціально розроблених бронзових або мідних сплавів. Спеціально розроблений виробничий процес призначений, щоб створити підшипники з необхідними якостями термостійкості і

зносостійкості. Стопорні, упорні сталеві кільця і масляні проточки виготовляються особливо точно. Осьовий тиск поглинається бронзовим гідродинамічним підшипником осьового тиску, розташованим в кінці валу.

У світовій практиці знайшли застосування підшипники двох типів: з плаваючими втулками, що обертаються (рис. 1.2. а) і плаваючою моно втулкою, яка не обертається (рис. 1.2. б, в)[18]. Розміри вузла підшипників змінюються в досить вузькому діапазоні. Діаметр вала виконується в межах 0,15-0,17 від діаметра колеса компресора.



а б

Рис. 1.2 – Конструкція підшипникових вузлів а) з плаваючими втулками, що обертаються; б) з плаваючою моно втулкою, що не обертається. 1 - кільця ущільнювачів; 2 - упорний підшипник; 3 - корпус; 4 - плаваючі втулки; 5 - підведення масла; 6 - вал ротора; 7 - стопорна втулка; 8 - плаваюча моно втулка.

Вузол підшипників включає в себе і упорний підшипник, що обмежує осьове переміщення ротора. Він виконується у вигляді окремої плоскої шайби. Відомі конструкції, в яких осьове переміщення ротора обмежується торцями моно втулки. Така конструкція простіша, має меншу кількість деталей. В цьому випадку стопорна втулка, через яку підводиться масло, сприймає і осьове зусилля від переміщення ротора. Тому потрібно забезпечити її підвищену зносостійкість.

У всіх відомих конструкціях двигунів з турбокомпресором, мащення вузла підшипників турбокомпресора здійснюється від системи мащення двигуна, система очистки мастила також спільна з двигуном. Підведення масти-

ла до підшипника всередині турбокомпресора здійснюється двома способами. При першому способі з торцевим підведенням мастила, масло подається в масляну порожнину 5 корпусу підшипників 3, розташовану між торцями підшипників (рис. 1.2. а). Потім масло проходить по зазорам уздовж підшипників і змащує з одного боку упорний підшипник, а з іншого зливається. При другому способі масло подається по каналам до середин опорних поверхонь радіальних підшипників і має можливість зливатися з обох боків від підшипника.

З точки зору забезпечення сталого обертання ротора ці схеми, як показали досліди, рівноцінні. Перевага другого способу полягає в тому, що кількість масла, що зливається з підшипників перед ущільненнями, зменшується практично вдвічі, тим самим зменшується витік масла через ущільнення, особливо в порожнину компресора. Основні вимоги до підшипників ковзання: стійкість до зношування, висока якість обробки і точні розміри.

Турбінне колесо - встановлено в корпусі турбіни і з'єднане валом, який обертає крильчатку компресора. Вона зроблена з міцних і стійких сплавів. Витримує температури роботи до 760°С. Основні вимоги до турбінного колеса: стійкість до зношування, до деформацій, до корозії.

Перепускний клапан - керований пневматичним приводом, при певній величині тиску повітря направляє частину відпрацьованих газів в обхід турбіни, тим самим обмежує тиск повітря направлений до двигуна. На деяких моделях турбокомпресорів перепускний клапан відсутній. Обмеження тиску повітря здійснюють з метою захисту двигуна від перевантаження.

Корпус турбіни - виготовляється з різних сортів чавуну, щоб протистояти потужному термічному впливу і руйнуванню. Як і крильчатка, профіль корпусу турбіни оброблений до повної відповідності форми лопатей крильчатки. Основні вимоги до корпусу турбіни: ударостійкість, стійкість до окислення, жароміцність, жаростійкість, легкість механічної обробки;

Масляні канали – необхідні для проведення масла безпосередньо до підшипників ковзання.

Вал ротора – передає крутний момент від турбінного колеса до компресійного колеса.

Компресійне колесо - виготовлено з алюмінієвих сплавів методом лиття, на деяких моделях крильчаток, для дуже тяжкої і тривалої роботи при високих температурах, лопаті виготовляються з титану. Точні розміри лопатей крильчатки і точна механічна обробка важливі для нормальної роботи компресора. Розточування та полірування підвищує коефіцієнти опору втоми. Крильчатка розташована на збірці вала. Основні вимоги до компресійного колеса: високий опір втоми, стійкість до розтягуванняі до корозії;

Корпус компресора - відлитий з алюмінію. Використовуються різні сплави для різних типів компресорів. Використовуються як вакуумне лиття так «пісочне» лиття. Необхідна точна фінішна обробка для отримання точних розмірів і великої якості поверхні. Основні вимоги до корпусу компресора: висока якість обробки і точні розміри, міцність до ударних і механічних навантажень;

Пневмопривід перепускного клапана - управляє перепускним клапаном, для обмеження тиску повітря, яку нагнітається у двигун і захисту двигуна від перевантажень.

При використанні даного типу турбокомпресора між двигуном і турбокомпресором існує зв'язок тільки через потік відпрацьованих газів. Частота обертання турбокомпресора безпосередньо не залежить від числа обертів двигуна і характеризується деякою інерційністю, тобто спочатку збільшується подача палива, через що збільшується енергія відпрацьованих газів, а потім вже збільшуються обороти турбіни і в циліндри двигуна надходить ще більше повітря, що дає можливість збільшити подачу палива.

Подача і тиск повітря в турбокомпресорі без регулювання тиску, прямо пропорційні енергії відпрацьованих газів, тобто числу оборотів турбіни.

Для двигунів, що працюють в широкому діапазоні обертів (наприклад, в легковому автомобілі), високий тиск нагнітання повітря бажаний навіть на низьких оборотах. Саме тому необхідно використовувати турбокомпресори з

регульованим тиском. Регулювальний клапан стежить за тим, щоб тиск повітря не збільшився вище певного значення, при перевищенні якого двигун може бути пошкоджений.

На деяких режимах роботи двигуна у турбокомпресора проявляються такі недоліки:

- «Турбояма» («турболаг») - затримка збільшення обертів і потужності двигуна при різкому натисканні на педаль акселератора. Ефект пов'язаний з тим, що потрібен час, щоб прискорився потік вихлопних газів, який розкрутить турбіну. Основний спосіб усунення – зниження розмірів і маси деталей, що обертаються для полегшення їх швидкого розкручування. Однак це веде до зниження продуктивності турбокомпресора і для збереження необхідного тиску повітря доводиться збільшувати частоту обертання ротора або застосовувати корпус турбіни із змінним прохідним перетином.

- «Турбопідхват» - виникає при збільшенні оборотів і швидкості руху вихлопних газів після подолання «турбоями». Внаслідок цього різко збільшується тиск повітря, створюваного турбокомпресором і, відповідно, потужність двигуна. Щоб виключити перевантаження деталей кривошипно-шатунного механізму і детонацію (в бензинових двигунах), необхідно також різке обмеження тиску відпрацьованих газів.

Щоб усунути вище перераховані недоліки турбокомпресорів виробники двигунів використовують наступні системи:

Охолодження повітря, що нагнітається (intercooler)

Повітря, стиснене турбокомпресором, нагрівається і розширюється. Гаряче повітря має меншу щільність і містить значно менше кисню, ніж холодне; тому необхідно охолодити повітря, так як більша кількість кисню означає більшу кількість спаленого палива, тобто двигун розвиває велику потужність.

З цієї причини стиснене повітря яке виходить з компресора спочатку проходить через радіатор, де охолоджується перед потраплянням в камеру згорання двигуна.

Подача в камеру згорання двигуна більш холодного повітря помітно знижує температурне навантаження, що сприятливо впливає на його надійність і довговічність.

Існують охолоджувачі типу «повітря-повітря» і системи, які використовують охолоджуючу рідину для охолодження повітря («охолоджуюча рідина-повітря»).

Турбокомпресори, що встановлюються паралельно

У деяких випадках виробник двигуна має можливість вибору між одним турбокомпресором, що подає повітря для всього двигуна, або декількома меншими за розміром турбокомпресорами, кожен з яких подає повітря в окремий циліндр. В останньому випадку кожен турбокомпресор приводиться частиною відпрацьованих газів від групи циліндрів.

Два невеликих турбокомпресора швидше вступають в роботу завдяки своїм меншим розмірам ротора, і вони забезпечують кращу реакцію при натисненні на педаль акселератора. Впускний і випускний колектори для двох невеликих компресорів будуть коротшими і простішими по конструкції, ніж для одного великого. З іншого боку, два малих турбокомпресора, як правило, дорожче одного великого. А також необхідне вирівнювання тиску повітря від кожного компресора.

Серійні здвоєні турбокомпресори

Неможливо отримати хорошу продуктивність від стандартного турбокомпресора, якщо тиск повітря має перевищувати 3,3 бар.

Вирішення цієї проблеми полягає в установці двох серійних турбокомпресорів один за одним, тобто послідовно. Компресор більшого турбокомпресора (низького тиску) всмоктує чисте повітря через повітряний фільтр. Потім повітря стискається і подається в повітрозбірник меншого турбокомпресора (високого тиску). Там повітря ще раз стискається, після чого подається в двигун. Відпрацьовані гази двигуна спочатку потрапляють на турбіну турбокомпресора високого тиску, потім на турбіну турбокомпресора низького тиску і потім в систему випуску.

Щоб отримати гарну продуктивність цієї системи, необхідно охолоджувати повітря, і робити це необхідно двічі як між першим і другим турбокомпресорами, так і між другим турбокомпресором і двигуном.

Ця система буде ще ефективніше, якщо в якості турбокомпресора низького тиску використовувати турбокомпресор з регулювальним клапаном. Це дозволяє працювати з турбіною, менших розмірів а це означає, з кращою реакцією на прискорення. Клапан контролює тиск і температуру в повітрозбірнику турбокомпресора високого тиску, що дозволяє обійтись без охолоджувача. Крім того, потужність турбіни високого тиску зростає, коли відкривається клапан турбіни низького тиску.

Турбокомпаунд

Поліпшення температурної віддачі двигуна - одна з найважливіших задач в процесі модернізації двигунів внутрішнього згоряння. У зв'язку з цим дуже перспективним є турбокомпаунд.

Принцип роботи турбокомпаунда полягає в тому, що відпрацьовані гази спочатку приводять в дію одну турбіну, а при виході з неї - іншу турбіну, а потім вже відводяться в вихлопну трубу.

Друга турбіна не приводить в дію компресор, а допомагає обертати колінчатий вал двигуна через гідромуфту і шестеренчастий редуктор.

Турбокомпаунд має добрі перспективи, оскільки енергія відпрацьованих газів буде знову приносити користь. Друга турбіна додатково знижує температуру відпрацьованих газів приблизно на 100°С.

Турбокомпресори зі змінною геометрією

Використання турбокомпресора із змінною геометрією дозволяє мінімізувати явище "турбоями" шляхом зміни прохідного перерізу в сопловому апараті турбіни.

Зміна тиску повітря здійснюється за рахунок зміни положення направляючих лопаток, встановлених на корпусі турбіни. Положення направляючих лопаток контролюється блоком управління двигуна за допомогою електромагнітного клапана регулювання тиску повітря.

За сигналом блоку управління двигуна, електромагнітний клапан відкривається, поєднуючи вакуумний канал між вакуумним насосом і пневмоприводом направляючих лопаток турбокомпресора, в результаті чого шток приводу, пов'язаний з важелем механізму управління положення лопаток, починає втягуватися в привід, тим самим регулювати кут відкриття направляючих лопаток і тиск повітря.

У вільному стані лопатки турбокомпресора максимально відкриті і направляють більшу кількість відпрацьованих газів на колесо турбіни, в результаті чого колесо турбіни обертається швидше під дією енергії невеликого потоку відпрацьованих газів. Через ротор турбокомпресора, обертання передається на компресійне колесо, що нагнітає більшу кількість повітря у циліндри, це сприяє збільшенню тиску повітря і наповнюваності циліндрів на низьких частотах обертання колінчастого вала.

При збільшенні частоти обертання колінчастого вала і зростанні потоку відпрацьованих газів, блок керування двигуном починає регулювати кут відкриття напрямних лопаток подаючи на їх привід розрідження через електромагнітний клапан. Під дією приводу штока, лопатки починають закриватися аж до повного закриття. Потік відпрацьованих газів направлений на турбінне колесо зменшується і тиск повітря знижується. В цьому режимі турбінне колесо обертається з меншою частотою обертання при більшому потоці відпрацьованих газів. Це необхідно для запобігання поломки турбокомпресора в результаті перевантаження (перевищення максимальної частоти обертання) і пошкодження двигуна.

1.2. Аналіз експлуатаційної надійності турбокомпресорів

Як зазначалось вище є багато типів та видів турбокомпресорів, а також багато різних виробників тому наша робота присвячена турбокомпресору

ТКР 11. Технічна характеристика турбокомпресора ТКР 11 наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Технічна характеристика турбокомпресора ТКР 11 [4]

Паказник	Значення показника
Двигун	Дойц
Марка машини	Зернозбиральні комбайни
Вага, кг	25,7
Діаметр колеса турбіни, мм	110/88
Діаметр колеса компресора, мм	110/70
Частота обертання валу ротора, об/хв	45000
Продуктивність, $м^3$/год	0,25
Ефективний ККД турбіни	0,68

Спочатку встановимо долю відмов турбокомпресора в відмовах двигуна. За результатами спостережень доля відмов турбокомпресора становить 26 %.

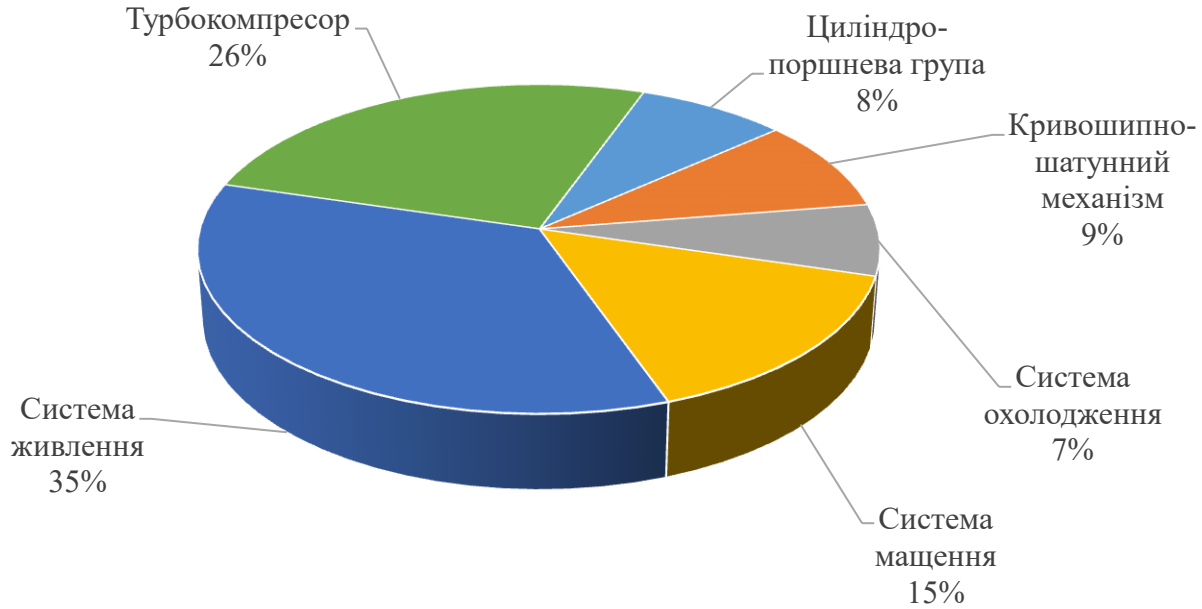


Рис. 1.3. Відмови двигуна Дойц

Дані дослідження не суперечать дослідженням різних авторів [5] відмови турбокомпресора коливаються в межах від 7 до 35 % від загальної кілько-

сті відмов двигуна. В залежності від режиму роботи турбокомпресора відмови розподілились наступним чином (рис. 1.4).

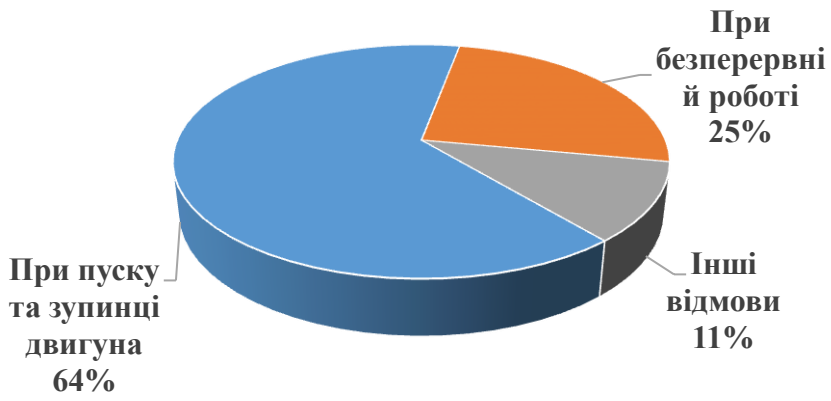


Рис. 1.4. Відмови турбокомпресора в залежності від режиму роботи

Як видно з діаграми найбільш руйнівними для турбокомпресора є перехідні та пускові режими. На рис. 1.5. наведено детальний розподіл відмов вузлів турбокомпресора ТКР 11.

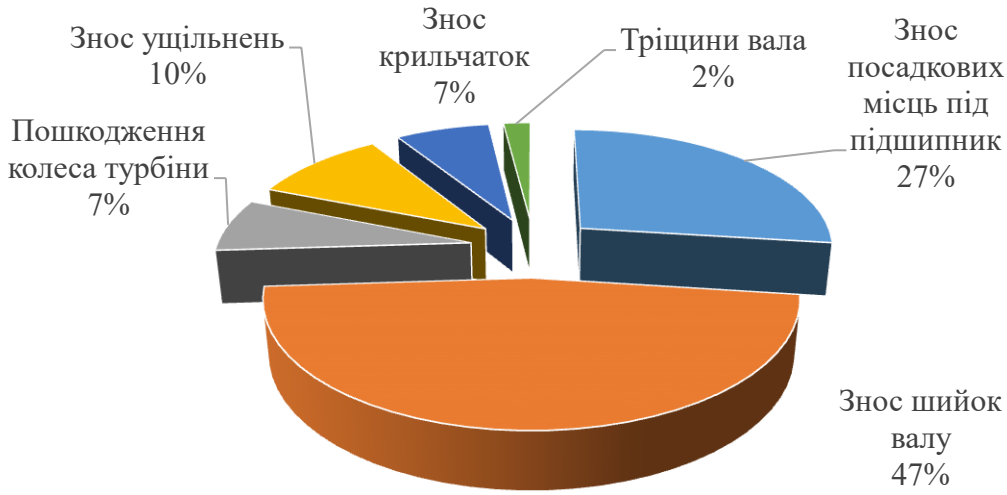


Рис. 1.5. Розподіл відмов турбокомпресора ТКР 11

Як видно з діаграми левова доля відмов припадає на підшипниковий вузол в якому зношуються шийки валу та втулки. В основному це гідроабразивний знос та температурні пошкодження, а їх ремонт поглинає майже 60-65 % всіх витрат на ремонт тому дослідження надійності цих вузлів та пошук шляхів її підвищення є актуальним питанням.

Для підвищення надійності турбокомпресорів можливі наступні шляхи рис. 1.6.

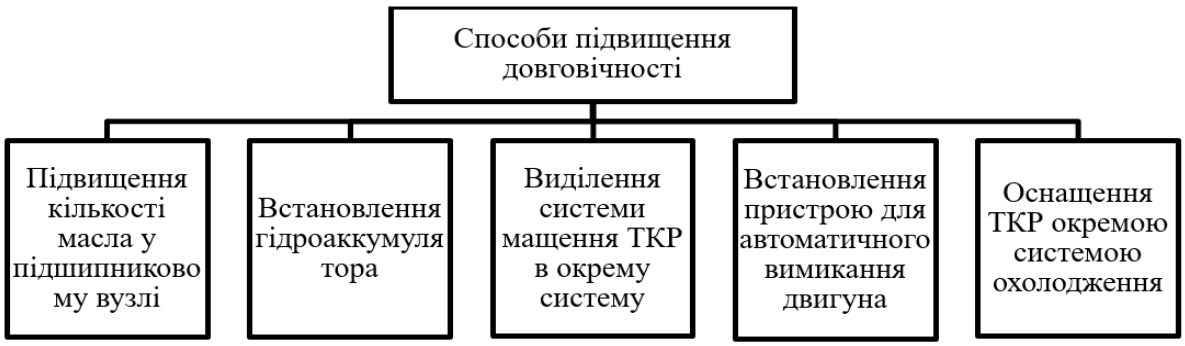


Рис. 1.6. Способи підвищення надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів

Із всіх перерахованих варіантів найбільш простим у виконанні є спосіб встановлення гідроакумулятора в систему масло подачі турбокомпресора.

1.3. Мета та задачі проекту

Мета : Підвищення надійності турбокомпресорів шляхом використання гідроакумулятора в системі мащення, що знижує теплонапруженість підшипникового вузла на режимі зупинки двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести аналіз надійності турбокомпресорів та визначити шляхи її підвищення.

2. Розробити математичну модель зміни температури підшипникового вузла на режимах зупинки двигуна.

3. Дослідити параметричну надійність турбокомпресорів та визначити характер та вид зносу деталей.

4. Теоретично обґрунтувати та експериментально підтвердити доцільність та ефективність вводу в систему мащення двигуна гідроакумулятора.

5. Розробити заходи з охорони праці та захисту в надзвичайних ситуаціях.

6. Провести техніко-економічну оцінку роботи.

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

2.1. Моделювання температури підшипника на режимі зупинки двигуна

Як показує аналіз статистики відмов турбокомпресорів, значна частка відмов пов'язана з перевищенням значень температури деталей розрахункових величин. Ріст температури виникає на перехідних режимах роботи. Найбільше теплонапряженним режимом є- режим зупинки двигуна.

Про значне перевищення температурою деталей турбокомпресора в експлуатації її розрахункових значень свідчать рясні смоловідкладення, а також наявність на деталях кольорів мінливості. Так, наприклад, найбільш часто сліди кольорів мінливості темно-синього кольору відзначаються на валу ротора турбокомпресора. Це говорить про те, що температура деталі в цій зоні перевищувала 300 °С.

При температурі більш 150 °С у більшості масел починають випаровуватися летучі складові. Це супроводжується утвором парових мішків і порушенням сплошності масляного шару. Крім того, різко підсилюється окиснення масла. Масло втрачає мастильні якості; відбувається осмолення й виділення твердих продуктів окиснення (коксування масла) [11, 12, 13].

Для зниження температури підшипників турбокомпресора після зупинки двигуна необхідно проаналізувати основні фактори тепловиділення й теплообміну. Для цього використовуємо рівняння теплового балансу при деяких допущеннях [14, 15].

Перше допущення: підведення тепла від турбінного колеса після зупинки двигуна в часі знижується за лінійним законом. Друге допущення: тепловідвід масла дорівнює нулю, тому що мастильна система після зупинки не

працює. Третє допущення: температура навколишнього середовища в часі постійна [16].

Складемо рівняння теплового балансу для корпуса турбіни й підшипника:

1. Для корпуса турбіни:

$$c_1 m_1 \frac{dT_T}{d\tau} = -q_{вт} \tag{2.1}$$

де c_1 - питома теплоємність матеріалу корпуса турбіни, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$;

m_1 - маса турбіни, кг;

T_T - температура корпуса турбіни, ^{0}C;

τ - час, с;

$q_{вт}$ - відвід тепла від турбіни підшипнику та навколишньому середовищу.

$$q_{вт} = q_п + q_{навк} \tag{2.2}$$

де $q_п$ - тепло відведене до підшипника,

$q_{навк}$ - тепло відведене до навколишнього середовища.

Ці величини визначаються відповідно з виразів:

$$q_п = \alpha_1 \cdot F_1 \left(T_T - T_п\right) \tag{2.3}$$

$$q_{навк} = \alpha_2 \cdot F_2 \left(T_T - T_{навк}\right) \tag{2.4}$$

де F_1, F_2 – площа поверхні відводу тепла від турбіни до підшипника, від турбіни до навколишнього середовища, відповідно, м^2;

$T_т$, $T_п$, $T_{НАВК}$ – температури, відповідно, турбіни, підшипника, навколишнього середовища, °С.

2. Для підшипника

$$c_2 m_2 \frac{dT_П}{d\tau} = q_п - q_{навкп} \tag{2.5}$$

де c_2 - питома теплоємність матеріалу підшипника, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$;

m_2 - маса підшипника, кг;

$q_{навкп}$ - відвід тепла від підшипника до навколишнього середовища.

$$q_{навкп} = \alpha_3 \cdot F_3 \left(T_п - T_{навк} \right) \tag{2.6}$$

де F_3 - площа поверхні відводу тепла від підшипника до навколищнього середовища, м^2.

Враховуючи, що *qn* у рівняннях (2.3) і (2.5) величина постійна, розв'яжемо диференціальні рівняння із застосуванням програмного засобу «Matlab 6.5» [17,18]. Розв'язок цієї системи рівнянь теплового балансу дає наступні вирази для температур корпуса турбіни й підшипника відповідно:

- для корпуса турбіни:

$$T_T = \frac{1}{2}(-2 \cdot T_{навк} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2}{\sqrt{A}} +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{E \cdot D \cdot \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot E \cdot D +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2}{\sqrt{A}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B \cdot \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot D \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1}{\sqrt{A}} -$$

$$- \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot B \cdot \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1}{\sqrt{A}} - \frac{1}{2} \cdot C \cdot B) / (\alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \quad (2.7)$$

Для підшипника:

$$T_П = T_{навк} + \frac{1}{2}(-\sqrt{A} \cdot T_{навк} - T_{навк} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 \cdot T_{почк} +$$

$$+ \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{навк} - \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{почк} - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{навк} + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{почк} -$$

$$- \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{навк} + \alpha_3 \cdot F_3 \cdot c_1 \cdot T_{почк} + \sqrt{A} \cdot T_{почк} + 2 \cdot T_{почп} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \cdot$$

$$\cdot e^{\left(\frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot F_2}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_3 \cdot F_3}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{c_1} + \frac{l \cdot t \cdot \sqrt{A}}{2 c_1 \cdot c_2}\right)} / \sqrt{A} - \frac{1}{2}(\mathrm{T}_{навк} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 -$$

$$- \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2 \cdot T_{почк} + \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{навк} - \alpha_2 \cdot F_2 \cdot c_2 \cdot T_{почк} - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_1 \cdot T_{навк} -$$

$$- \sqrt{A} \cdot T_{почк} + 2 \cdot T_{почп} \cdot \alpha_1 \cdot F_1 \cdot c_2) \cdot e^{\left(\frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot F_2}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_3 \cdot F_3}{c_1} - \frac{l \cdot t}{2} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{c_1} + \frac{l \cdot t \cdot \sqrt{A}}{2 c_1 \cdot c_2}\right)} / \sqrt{A}$$

(2.8)

де $T_{почк}$, $T_{почп}$ — початкові температури, відповідно, корпуса турбіни й підшипника, °С;

t - час із моменту зупинки двигуна, с;

A, B, З, D, E - коефіцієнти, що враховують взаємозв'язки між конструктивними параметрами турбокомпресора, такими як матеріал, маса деталей, а також площа їх поверхонь.

Визначимо коефіцієнти a_1, c_1, F_1, на прикладі турбокомпресора ТКР 11, враховуючи, що корпус турбіни виготовлений з високоміцного чавуну ВЧ 40. Підшипники виконуються із бронзи БрОС 10-10. Корпус підшипників виконаний складним із чавунного корпуса ВЧ 50 і кришки з алюмінієвого сплаву.

Задаючись значеннями констант, а також початкових параметрів, визначимо залежність величини температури деталей турбокомпресора від часу з моменту зупинки двигуна. Для оцінки впливу режиму роботи двигуна перед зупинкою на температурну напруженість деталей турбокомпресора, проведемо розрахунки при різних значеннях температури вихлопних газів, яка безпосередньо пов'язана з величиною $T_{почк}$. У якості основних характерних умов, що визначають режим роботи двигуна, приймемо на підставі раніше проведених досліджень, а також даних безпосередніх вимірів наступні значення:

- $t_{вихл}$ - 300 °С - при мінімальній частоті обертання колінчатого вала й роботі без навантаження;
- $t_{вихл}$ - 420 °С - при номінальній частоті обертання колінчатого вала й роботі з помірним навантаженням;
- $t_{вихл}$ - 600 °С - при номінальній частоті обертання колінчатого вала й роботі з повним навантаженням [19].

Результати розрахунків представлені графічно нарис. 2.1.

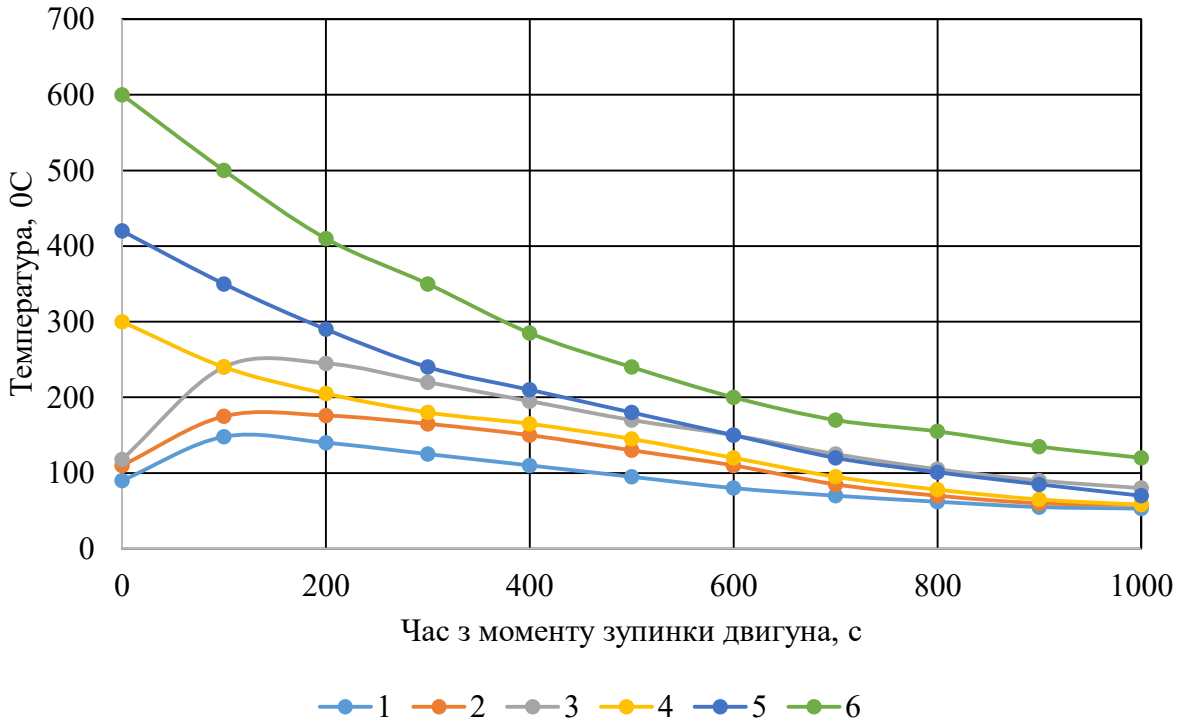


Рис. 2.1. Теоретична залежність температур корпуса турбіни підшипника від часу з моменту зупинки двигуна при різних значеннях температури вихлопних газів (300, 420, 600 ^{0}C)

1, 2, 3 – температура підшипника при 300, 420, 600 ^{0}C відповідно.

4, 5, 6 – температура турбіни при 300, 420, 600 ^{0}C відповідно.

Аналізуючи отримані залежності, бачимо, що найбільший інтерес представляє інтервал часу від 0 до 160 із моменту зупинки двигуна, тому що в цей час відбувається ріст температури підшипникового вузла. Враховуючи це, а також велику складність виразів (2.7) і (2.8), зробимо апроксимацію отриманих залежностей в інтервалі, що відповідає вітці нагрівання. Для апроксимації застосовуємо поліном другого ступеня, який у нашому випадку приймає вид:

$$T = a + b \cdot \tau + c \cdot \tau^2 \qquad (2.9)$$

де a, b, c – параметри апроксимуючого полінома.

Аналогічно розглянемо три характерні випадки режиму роботи двигуна, отримані результати відбиті на рис. 2.2. і в таблиці 2.1.

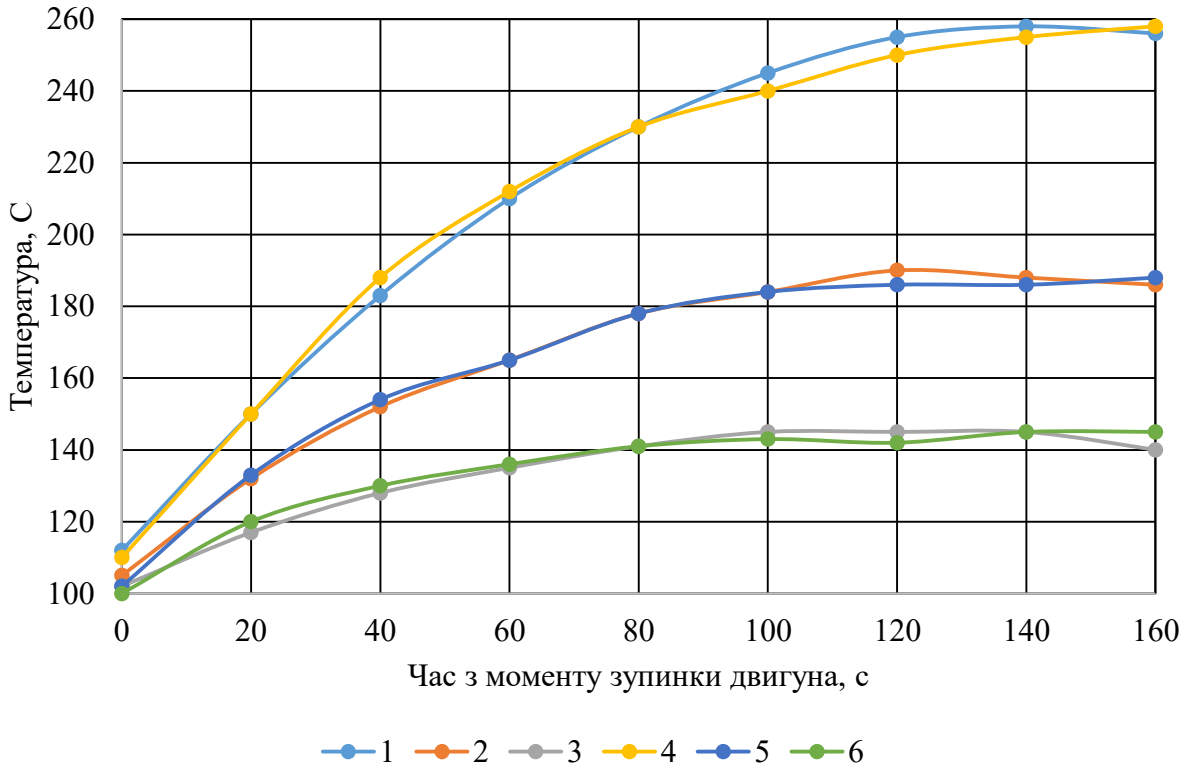


Рис. 2.2. Апроксимація залежностей температури підшипникового вузла від часу з моменту зупинки для різних початкових умов. 1, 2, 3 - аналітичні криві для початкових умов

1, 2, 3 – аналітичні криві для початкових умов температура вихлопу відповідно становить 300, 420, 600 ^{0}C. 4, 5, 6 - апроксимуючі криві для початкових умов температура вихлопу відповідно становить 300, 420, 600 ^{0}C.

Таблиця 2.1.- Параметри апроксимуючих поліномів.

№ п/п	Початкові умови $t_{вихл}$, °C	a	b	c	T_{max}, с
1	300	105,83	0,6167	-0,0025	147
2	420	107,21	1,2058	-0,0045	133,9
3	600	109,23	2,0593	-0,0073	123,34

Таким чином, отримано залежності, що дозволяють оцінити температуру деталей турбокомпресора від часу з моменту зупинки двигуна. Аналіз їх

характеру дозволяє зробити висновки про те, що після зупинки двигуна температура деталей підвищується, досягаючи максимуму через 2-3 хвилини з моменту зупинки. Через велику складність отриманих залежностей, проведена-їх апроксимація поліномами другого ступеня для різних величин початкових умов на гілці, нагрівання. Про достатню точність отриманих результатів дозволяє судити величина вірогідності апроксимації R, складова значення $R^2 > 0,99$ для всіх кривих [20].

Розрахунки за вищеописаною методикою дозволяють якісно й кількісно оцінити залежність температури деталей турбокомпресора від часу з моменту зупинки двигуна. Розглянемо як впливає установка гідроакумулятора в систему змащення турбокомпресора на температуру його деталей. У випадку використання гідроакумулятора параметри теплообміну змінюються. Це виражається в появі в рівнянні 2.5 додаткового доданка, ураховує відвід тепла від підшипника в масло.

Перепишемо рівняння 2.5 для випадку застосування гідроакумулятора:

$$c_2 m_2 \frac{dT_П}{d\tau} = q_п - q_{навкп} - q_{відв} \qquad (2.10)$$

де $q_{відв}$ - відвід тепла від підшипника в масло.

$$q_{відв} = \alpha_4 \cdot F_4 \left(T_п - T_м\right) \qquad (2.11)$$

де F_4 - площа поверхні відводу тепла від підшипника в масло, $м^2$;

Тм - температура масла, °С.

Роблячи розрахунки за вищевказаною методикою, одержимо рівняння, що відображають температуру деталей турбокомпресора від часу з урахуванням включення гідроакумулятора в систему змащення, відповідні до рівнянь 2.7 і 2.8.

Враховуючи це, оцінимо ефективність гідроакумулятора для випадку, коли температура вихлопних газів перед зупинкою двигуна становить $t_{вихл}$ = 420 °С. Графічно це показане на рис. 2.3. Різниця у величині піків кривих 1 і 2 на рис. 3.3 дає шукану розрахункову ефективність гідроакумулятора, яка становить Δt = 20 °С.

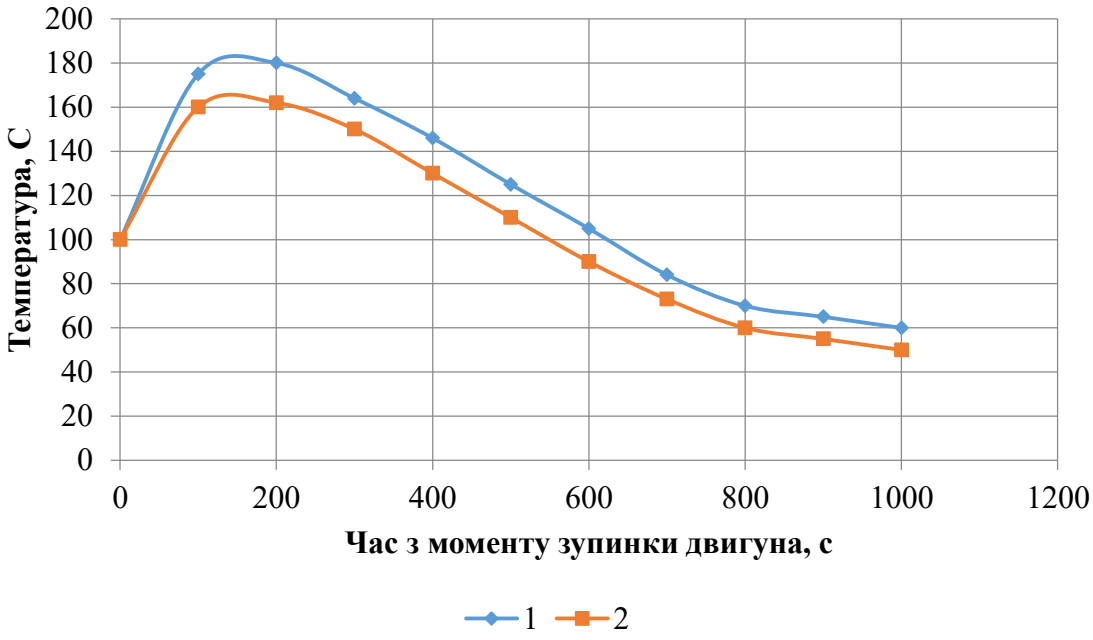


Рис. 2.3. Теоретична залежність температури підшипника від часу з моменту зупинки двигуна при значенні температури вихлопних газів $t_{вихл}$ = 420 °С.

1 - у випадку штатної системи змащення; 2 - у випадку використання гідроакумулятора.

2.2. Аналіз працездатності підшипникового вузла залежно від технічного стану й режиму роботи

З метою забезпечення безвідмовної роботи підшипників ковзання, вони повинні працювати в умовах рідинного змащення у всіх діапазонах і режимах роботи турбокомпресора. У цьому випадку поверхні вала й підшипника розділені суцільним масляним шаром, безпосереднє тертя між металевими пове-

рхнями вала й підшипника відсутнє. Зношування металевих поверхонь при цьому не відбувається, втрати на тертя невеликі.

Добре відомий метод розрахунків підшипників на основі традиційної методики визначення середніх і максимальних питомих тисків, обумовлених по питомому тискові, що доводиться на площу проекції вкладиша. Однак, він дуже грубий, оскільки підшипники працюють в умовах рідинного змащення.

сьогодні більш прогресивний метод гідродинамічного розрахунку уже знайшов широке застосування в багатьох областях машинобудування.

Найбільш значимою характеристикою, що впливає на надійність роботи підшипника, є величина, що називається, коефіцієнтом надійності підшипника χ [21]. Коефіцієнт надійності підшипника - відношення робочої характеристики λ до критичної $\lambda_{КР}$:

$$\chi = \frac{\lambda}{\lambda_{КР}} \tag{2.12}$$

Величина χ повинна бути більше 1. Чим більше χ, тим менше ймовірність переходу роботи підшипника в область напівридинного змащення, а, отже, ризик контакту поверхонь вала й підшипника.

Характеристика режиму – λ визначається з виразу:

$$\lambda = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\eta \cdot \omega}{k}, \tag{2.13}$$

тут η – динамічна в'язкість масла, Па·с;

ω – кутова швидкість, рад/с.

Питоме навантаження на підшипник k залежить від радіального навантаження Р, Н, що діє в сполученні й геометричних розмірів підшипника: l – довжини підшипника, м і d – його діаметра, м:

$$k = \frac{P}{l \cdot d} \tag{2.14}$$

У літературі найчастіше оперують не величиною робочої характеристики λ, а безрозмірним числом Зоммерфельда So. Число Зоммерфельда є функцією від відносного ексцентриситету ε і відносної мінімальної товщини масляного шару ξ і визначається з виразу:

$$So = \frac{\eta \cdot \omega}{\mathrm{k} \cdot \psi^2}, \tag{2.15}$$

де η – динамічна в'язкість масла, Па·с;

ω – кутова швидкість, рад/с;

k – питоме навантаження на одиницю несучої поверхні підшипника, Па;

ψ – відносний зазор [22].

Враховуючи умови роботи вузла, найбільше динамічно змінюється параметр η. В'язкість масла зменшується при рості температури:

$$\eta = \frac{i}{(0{,}3 \cdot t)^3}, \tag{2.16}$$

де і – характеристичне число, що залежить від типу масла;

t – температура, °С [21].

Наочно це відбиває вязкістно-температурна характеристика масла ЛУКОЙЛ - Супер 15W-40 CF-4/SG, рекомендованого заводом виробником, що й одержало найбільше поширення в експлуатації, представлена на рис. 2.4.

Аналізуючи вираз (2.12 – 2.16), а також досвід експлуатації й статистику відмов турбокомпресорів, можна зробити висновок, про те, що основними факторами, що впливають на коефіцієнт надійності підшипника, є наступні:

- в'язкість масла (зменшується при підвищенні температури);

- діаметральний зазор (збільшується при зношуванні опорних поверхонь вала, або підшипника).

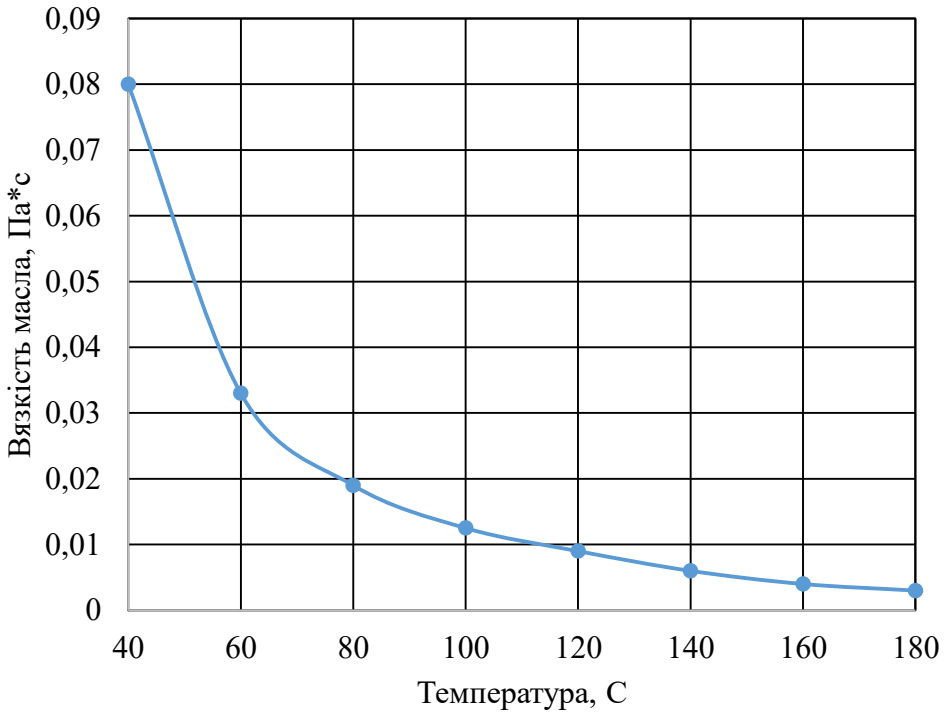


Рис. 2.4. Залежність в'язкості масла від температури

Розглянемо вплив вищевказаних факторів на коефіцієнт надійності підшипника турбокомпресора. Для цього, з використанням довідкової літератури, задамося необхідними для розрахунків параметрами, а також інтервалами зміни, що цікавлять нас факторів на прикладі турбокомпресора ТКР 11:

- радіальне навантаження на вал ротора турбокомпресора: P = 200 Н;

- довжина підшипника: l = 0,01 м;

- діаметр підшипника: d = 0,01 м;

- критична товщина масляного шару (виходячи із шорсткості й твердості поверхонь вала й підшипника) hmin = 5 мкм.

Відповідно до конструкторської документації, діаметральний зазор у сполученні вал ротора – втулка підшипника становить Δ = 0,05 мм і досягає граничного в експлуатації значення Δгр = 0,3 мм. Ухвалюємо, що розрахунки будемо робити в інтервалі Δ = 0,05 – 0,3 мм із кроком 0,03 мм.

Турбокомпресор працює також у широкому діапазоні температур. При цьому також значно змінюється в'язкість масла. У результаті проведених досліджень [23], було встановлено, що температура масла досягає величини t_M = 180 ºС і більш. Динамічна в'язкість масла при цьому змінюється від η = 0,070 Па·с при 40 ºС до η = 0,003 Па·с при 180 ºС [24].

Розрахунки ведемо для характерних точок:

- 40 ºС, що відповідає непрогрітому двигуну;

- 100 ºС – робоча температура масла для прогрітого двигуна, що працює при помірному навантаженні;

- 150 ºС – максимально припустима температура за умовами відсутності коксоутворення;

- 180 ºС – критична температура на найбільш напруженому режимі.

Проаналізуємо залежність коефіцієнта надійності підшипника від діаметрального зазору в сполученнях. Розрахунки ведемо на підставі формул (2.12 – 2.16). Температуру масла ухвалюємо 100 ºС. Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.2. Графічно отримані результати представлені на рис. 2.5.

З рис. 2.5. видно, що з ростом зазору, тобто в процесі зношування підшипника, коефіцієнт його надійності значно знижується, досягаючи при значенні гранично припустимого зношування 0,3 мм величини деяким більш одиниці, що дозволяє говорити про те, що при такому зношуванні підшипники вже не мають який-небудь запас надійності й, відповідно, піддані раптовому виходу з ладу. Навіть при незначному перевищенні припустимих меж зношування, коефіцієнт χ стає менше одиниці, тобто не виконується умова So > Sокр, отже, відсутні передумови до створення гідродинамічних умов змащення. Отримані результати добре підтверджуються досвідом і результатами аналізу статистики відмов.

Таблиця 2.2. Значення коефіцієнта надійності χ залежно від діаметрального зазору Δ при температурі масла t_M = 100 ºС

№ п/п	Діаметральний зазор Δ, мм	В'язкість масла η, Па*с	Відносний зазор, ψ	Число Зоммерфельда So	Критичне число Зоммерфельда Sокр	Коефіцієнт надійності підшипника χ
1	0,05	0,012	0,005	2,5121	0,2803	8,961
2	0,08	0,012	0,008	0,9813	0,1365	7,191
3	0,11	0,012	0,011	0,5190	0,0984	5,276
4	0,14	0,012	0,014	0,3204	0,0816	3,927
5	0,17	0,012	0,017	0,2173	0,0723	3,006
6	0,2	0,012	0,02	0,1570	0,0664	2,364
7	0,23	0,012	0,023	0,1187	0,0624	1,903
8	0,26	0,012	0,026	0,0929	0,0595	1,563
9	0,29	0,012	0,029	0,0747	0,0572	1,305
10	0,32	0,012	0,032	0,0613	0,0555	1,105
11	0,35	0,012	0,035	0,0513	0,0541	0,948

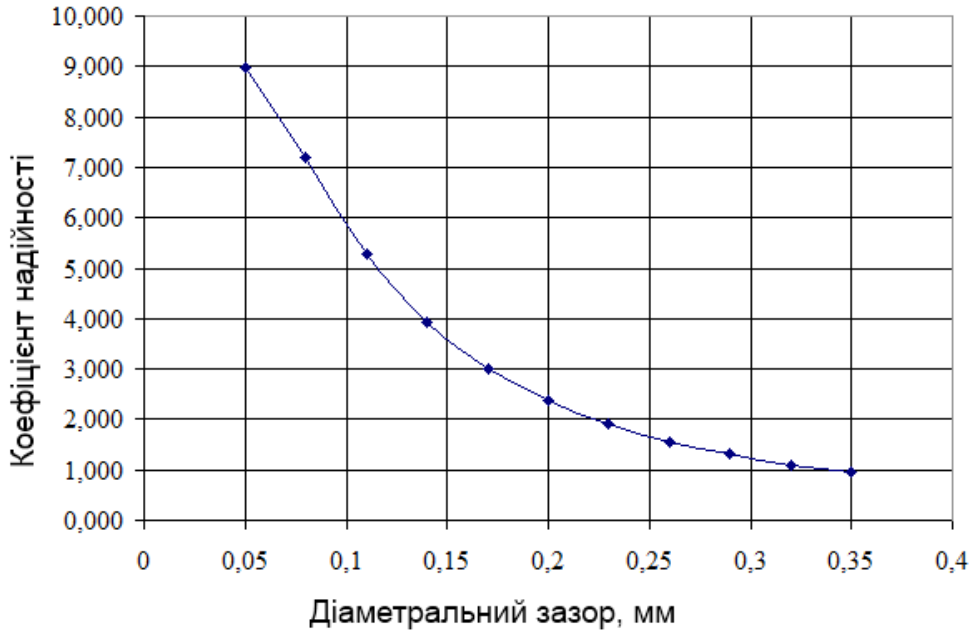


Рис. 2.5. Залежність коефіцієнта надійності підшипника від росту діаметрального зазору в сполученні вал ротора – втулка підшипника

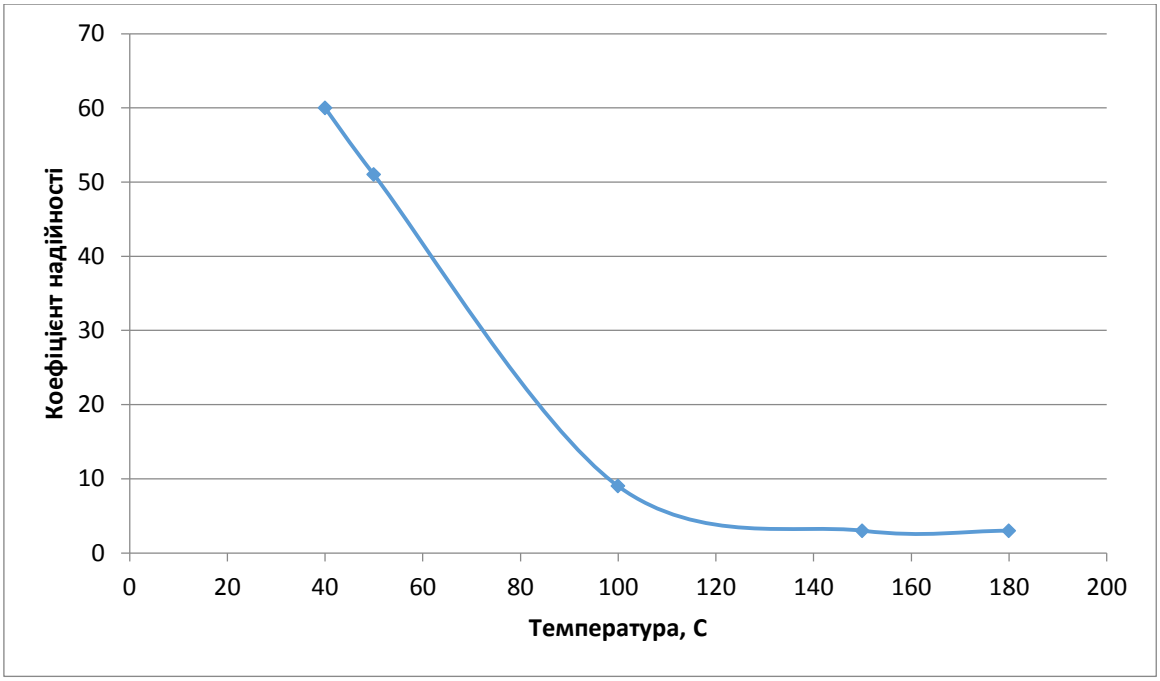


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта надійності підшипника від температури масла при діаметральному зазорі Δ = 0,05 мм

З аналізу графіка (рис. 2.6) можна зробити висновок про значний вплив температури масла на умови роботи підшипника турбокомпресора. Ділянка кривої в діапазоні від 40 ºс до 100 ºс не представляє інтересу, тому що описує роботу турбокомпресора при прогріві двигуна, тобто режим, на якому відсутнє вплив несприятливих факторів на ресурс турбокомпресора, тому що робоча температура масла становить 90 - 98 ºС. Подальший же ріст температури значно знижує величину коефіцієнта надійності, яка вже при температурі 150 ºс зменшується у два рази. На рис 2.7. Наведено дослідження взаємозв’язку параметрів ТКР при зупинці двигуна.

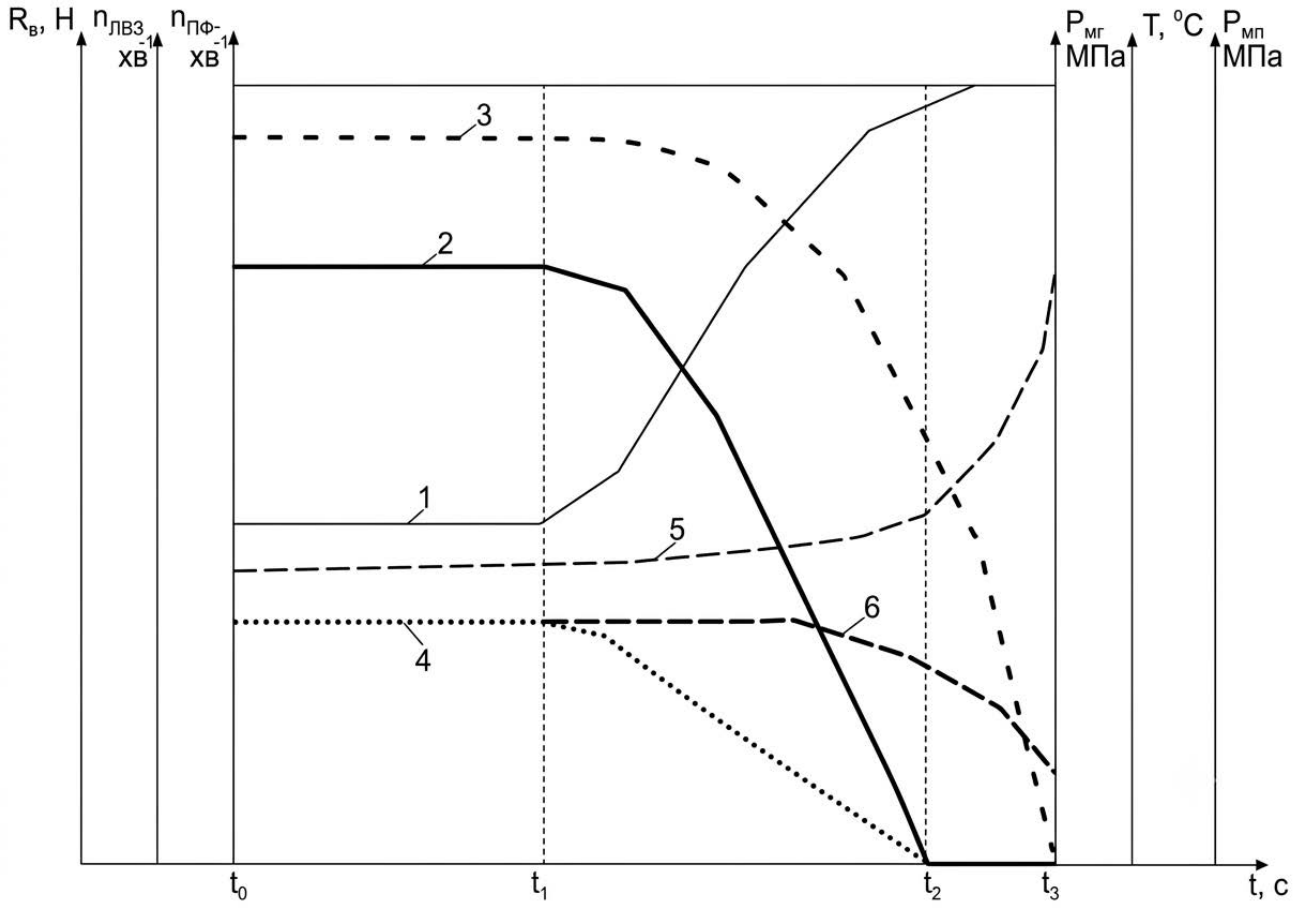


Рис. 2.7. Взаємозв'язок параметрів ТКР при різкому зниженні обертів колінчатого вала ДВС або його зупинці з параметрами процесу змащення, температурою деталей ТКР і часом вибігу його ротора:

1 – зовнішнє навантаження на ДВЗ $R_Н$, Н; 2 – частота обертання колінчатого вала ДВЗ $n_{двз}$, $хв^{-1}$; 3 – частота обертання ротора турбокомпресора, $n_{ткр}$, $хв^{-1}$; 4 – тиск масла в масляній магістралі перед підшипником ТКР, $P_М$, МПа; 5 – температура деталей ТКР Т, ^{0}С; 6 – тиск масла в масляній магістралі перед підшипником ТКР при використанні гідроакумулятора, $P_{МГ}$, МПа; t_0 – початковий момент часу, с; t_1 – момент часу, відповідний до початку росту навантаження на ДВЗ, с; t_2 – момент часу, відповідний до повної зупинки колінчатого вала ДВЗ, с; t_3 – момент часу, відповідний до повної зупинки ротора ТКР, с

2.3. Теоретичне обґрунтування доцільності гідроакумулятора

Із проведених досліджень видно, що на режим роботи підшипникового вузла турбокомпресора найбільший вплив виявляють температура й зношування сполучення вал ротора — втулка підшипника.

Зношування підшипникового вузла збільшується із часом і не може бути скореговане без розбирання турбокомпресора.

Іншим фактором є температура, яка залежить від експлуатаційних режимів роботи двигуна. У процесі роботи двигуна-складаються умови, коли значення температури перевищують припустимі межі, що веде до зниження, коефіцієнта надійності. Крім того, відбувається коксування масла з наступним, виникненням задирів через влучання продуктів коксування в зону тертя.

Суть застосування гідроакумулятора полягає в тому, щоб під час роботи двигуна запасти в спеціальному резервуарі деякий обсяг мастильного матеріалу, а потім при необхідності подавати його до підшипникового вузла турбокомпресора. Цей обсяг масла дозволить забезпечити змащення підшипникового вузла на режимі вибігу ротора, а також знизити пікову температуру підшипникового вузла, що, знизить ризик окиснення масла з наступним виникненням задирів.

Теоретичні передумови збільшення надійності турбокомпресора застосуванням гідроакумулятора масла полягають у зниженні ймовірності роботи турбокомпресора, коли не забезпечується умова $x > 1$. Це досягається шляхом зниження температури підшипникового вузла на найбільш теплонапруженому режимі роботи турбокомпресора — після зупинки двигуна.

Як показує аналіз експериментальних досліджень, проведений далі (Розділ 3 «Аналіз результатів експериментальних досліджень»), включення гідроакумулятора знижує максимальну температуру деталей турбокомпресора на величину порядку 30 °С для режимів, що найбільш часто зустрічаються в експлуатації.

Таким чином, можна зробити висновки про те, що при спільному впливі факторів температури й зношування втулок підшипника може скластися ситуація, що приводить до відмови турбокомпресора, яка по діагностичних параметрах (зазор у сполученні вал ротора – втулка підшипника), ще не досягла граничного в експлуатації стану. Т.то. зношений, але, що перебуває в ще задовільному стані турбокомпресор, набагато більш чутливий до підвищення температури масла, тому що, підшипники турбокомпресора, що не досягли граничного зношування в експлуатації, мають достатній коефіцієнт надійності тільки при нормальній робочій температурі масла. З підвищенням же температури підшипники зношеної турбіни не можуть забезпечити працездатного стану через малий запас коефіцієнта надійності.

РОЗДІЛ 3
МЕТОДИКА НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

3.1. Характеристика показників експлуатаційної надійності турбокомпресорів

Надійність техніки кількісно оцінюється за допомогою двох показників : ресурса як показника, пов'язаного з напрацюванням об'єкта та строку служби як показника, пов'язаного з календарною тривалістю експлуатації об'єкта.

Середній ресурс (строк служби) до ремонту $T_{др}$ – середній ресурс від початку експлуатації об'єкта до його першого ремонту.

Середній ресурс (строк служби) між ремонтами $T_{мр}$ – це середній ресурс між суміжними ремонтами об'єкта.

Середній ресурс (строк служби) до списання $T_{рсп}$ – це середній ресурс від початку експлуатації об'єкта і до його списання, обумовленого граничним технічним станом.

$T_{р\gamma}$ – гамма-процентний (відсотковий) ресурс – це напрацювання, протягом якого об'єкт не досягне граничного технічного стану з заданою ймовірністю γ-процентів.

Гамма-процентний строк служби – календарна тривалість експлуатації, протягом якої об'єкт не досягатиме граничного стану із заданою ймовірністю γ %.

Певним чином довговічність характеризується й такими показниками як гарантійне напрацювання (ресурс) та строк гарантії.

Конкретні значення кількісних показників довговічності задають залежно від призначення, особливостей застосування об'єктів та впливу відмов (відказів) на безпеку робот. Для встановлення їх проводять спеціальні розрахунки на міцність та ресурсні випробування прототипів та дослідних зразків.

Необхідно виділити середній ресурс від початку експлуатації і до 1-го капітального ремонту та середній післяремонтний ресурс. Середній ресурс (строк служби) до списання це середній ресурс (строк служби) об'єкту від початку його експлуатації і до його списання, обумовленого граничним станом. Критерій граничного стану – це признак або сукупність при знаків граничного стану об'єкту, які встановлені в нормативно-технічній та конструкторській документації. Так граничний стан автомобіля може визначатися по зносу, його базових та основних агрегатів (двигуна, коробки передач, ведучих мостів).

Середній ресурс можна визначити по формулі:

$$\overline{T}_p = \frac{\sum_{i}^{N} T_{pi}}{N}, \tag{3.1}$$

де T_{pi} – ресурс і-го об'єкту,

N – кількість випробуємих об'єктів.

У випадку представлення дослідної інформації у вигляді інтервального ряду середній ресурс визначається по формулі [10]:

$$\overline{T}_p = \sum_{i=1}^{\kappa} t_{cpp} \cdot \frac{m_s}{N} \tag{3.2}$$

Але визначення середнього ресурсу потребує тривалих випробувань великих витрат часу. Тому був введений показник довговічності $T_{p\gamma}$ – гамма-процентний ресурс.

Встановлені нормативи γ-відсоткового ресурсу на с.-г. техніку яка не пройшла капітальний ремонт (КР) та яка пройшла капітальний ремонт.

Так, встановлені нормативні значення γ для тракторної техніки γ = 80%, а для автомобілів γ = 90%.

Стандартами також передбачено відновлення довговічності машин в процесі їх ремонту до рівня 0,8 довговічності нових.

Так якість виготовлення або ремонту техніки з точки зору її доремонтної або післяремонтної надійності, полягає у визначені фактичних значень $T_{рγ}$= 0,8 (нової або відремонтованої техніки) та порівняння їх з нормативними значеннями $T_{рγ}^{н}$ техніки яка не пройшла та яка пройшла капітальний ремонт.

За результатами спостережень за роботою дизельних двигунів оснащених турбокомпресорами було складено інтервальний статистичний ряд емпіричного розподілу пробігу для заданих умов табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Інтервальний статистичний ряд емпіричного розподілу турбокомпресорів до першої відмови

Границі часткових інтервалів, тис. км.	0 - 20	20- 40	40- 60	60- 80	80-100	100-120
Середини інтервалів, L_1, тис. км.	10	30	50	70	90	110
Відмови	3	9	11	13	2	2

Дані табл. 3.1 використовуємо для побудови гістограми, що характеризує емпіричний розподіл випадкової величини. Загальний вид гістограми представлений на рис. 3.1.

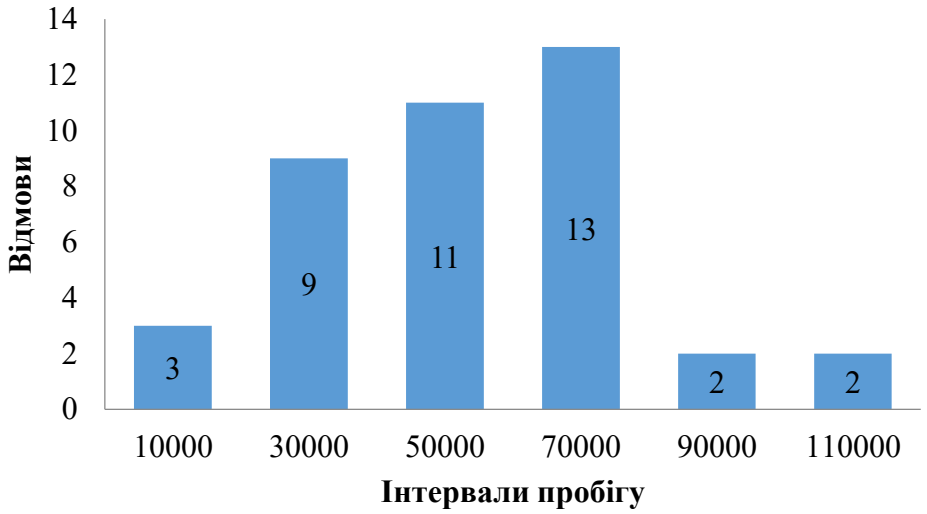


Рис. 3.1. Діаграма відмов турбокомпресорів

Розподіл випадкової величини відмови турбокомпресорів згідно досліджень [1] підкоряється розподілу Вейбулла – Гнеденко, так як коефіцієнт варіації становить 0,42. Тому визначимо довірчі границі розсіювання середнього значення показника надійності для розподілу Вейбулла - Гнеденко скориставшись рівняннями:

$$L_{н1} = L_1 \sqrt[в]{r_3} = 54000 \cdot \sqrt[3,14]{0,83} = 50888км \quad (3.3)$$

$$L_{в1} = L_1 \sqrt[в]{r_1} = 54000 \cdot \sqrt[3,14]{1,24} = 57829км. \quad (3.4)$$

де r_1 і r_3 – коефіцієнти Вейбулла [25].

Таким чином, з імовірністю 0,9 можна стверджувати, що значення середнього наробітку турбокомпресору до ремонту буде лежати в інтервалі 50888...57829 км. пробігу.

Спостереження проводились за автомобілями МАЗ які працюють в умовах міста, ситуація з машинами оснащеними турбокомпресорами, що працюють в сільському господарстві значно гірша.

Для підвищення надійності турбокомпресорів необхідно в першу чергу дотримуватись правил експлуатації та вчасно я в повному обсязі виконувати технічні обслуговування. При відновлення тертьових пар необхідно використовувати сучасні методи відновлення. Також як зазначалось в 2 му розділі необхідно встановлювати гідроаккумулятор.

3.2. Дослідження виду і характеру зносу деталей турбокомпресору

Зібрані дані в ТОВ "Агро Днепр" вказують на те що основний вид зносу це гідроабразивний та термічний. Про це свідчать фрагменти деталей рис. 3.2. та 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 та 3.7.



а б в г

Рис. 3.2. Знос деталей турбокомпресора

а – температурна дія (перегрів), б – гідроабразивний знос поверхонь під підшипник, в, г – гідроабразивний знос втулки.



Рис. 3.3. Сліди кольорів мінливості на валу турбокомпресора

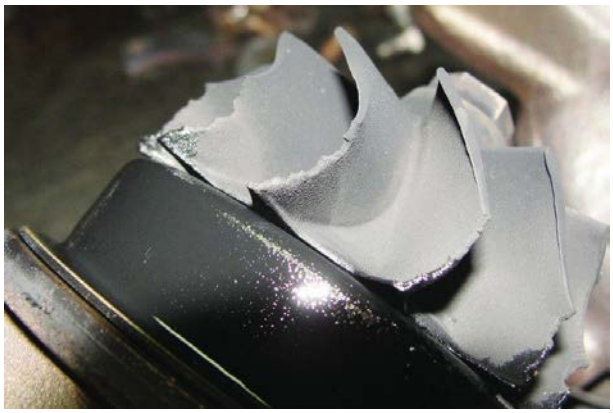








Рис. 3.4. Знос та руйнування крильчатки



Рис. 3.5. Задири на корпусі равлика від крильчатки



Рис. 3.6. Втомне руйнування валу турбіни



Рис. 3.7. Бруд поза турбінного походження

Таким чином можна стверджувати, що в турбокомпресорах привалюючим є гідро абразивний знос та руйнування деталей в наслідок перегріву.

За результатами мікрометражних досліджень встановлено коефіцієнти повторюваності дефектів деталей турбокомпресора таблиця 3.2.

Таблиця 3.2 - Повторюваність дефектів деталей турбокомпресорів

Найменування дефекту	Повторюваність дефекту	
	Коефіцієнт	%
1	2	3
1. Зношування опорних поверхонь вала ротора під підшипник	0,8	80
2. Зношування канавок під ущільнювальні кільця втулки ротора	0,75	75
3. Сліди зачіпання втулки ротора за нерухливі деталі	0,3	30
4. Вигин вала ротора	0,2	20
5, Сліди зачіпання колеса турбіни за нерухливі деталі	0,08	80
6. Тріщини або обломи колеса турбіни будь-якого розміру й розташування	0,08	80
7. Зношування отвору корпуса середнього під підшипник	0,51	51
8. Зношування поверхні середнього корпуса (втулки) під ущільнювальні кільця	0,8	80
9. Зношування отвору: підшипника під вал ротора	0,72	72
10. Зношування отвору підшипника: під фіксатор	0,72	72
11. Зношування зовнішньої поверхні підшипника	0,5	50
12. Зношування торцевих поверхонь підшипника	0,61	61
13. Зношування поверхні диска ущільнення компресора під ущільнювальні кільця |	0,76	76
14. Зношування поверхні фіксатора під підшипник	0,3	30

15. Зношування масловідбивача по висоті	0,79	79
16. Зношування канавок масловідбивача під ущільнюючі кільця	0,62	62
17. Сліди зачіпання: зовнішньої поверхні масловідбивача за диск ущільнення	0,25:	25

На рис. 3.2 – 3.7. представлені характерні дефекти деталей турбокомпресора.

У вузлі підшипників найбільшого зносу зазнають поверхні бронзового підшипника, що має невисоку твердість, що контактують із обертовими деталями ротора. Величина зношування отвору під вал ротора більше з боку торців підшипника - у перетинах. Це пов'язане з перекосом обертового ротора. Також зношування з боку колеса турбіни більше, чим з боку колеса компресора, що пов'язане з більшим биттям важкого колеса компресора.

Зношування по зовнішньому діаметру також нерівномірне, епюра зношування підшипника має бочкоподібну форму. На зовнішній поверхні підшипника присутні сліди кавітаційних явищ у вигляді поперечних і поздовжніх борозен і раковин.

Зношування отвору під фіксатор більше в поперечному перерізі, чим в поздовжньому. Такий характер зношування пов'язаний зі «спробами» повернути підшипник, при зачіпанні ротором за поверхні втулки підшипників.

3.4. Оцінка результатів експериментальних досліджень ефективності гідроакумулятора

Після зупинки дизеля подача масла до підшипників припиняється, а вал ротора турбокомпресора продовжує обертатися ще 20...30 с. Цей процес називають вибігом. У процесі вибігу температура підшипникового вузла значно підвищується, що викликає закоксовування вузла й заклинювання вала.

Для зниження таких відмов інструкцією для експлуатації дизеля [26] передбачено перед зупинкою використовувати режим холостого ходу при

частоті обертання колінчатого вала 600 хв$^{-1}$ протягом 1-3 хвилин. Однак, водії не завжди виконують це приписання. Установлено, що одним з варіантів зниження температури підшипникового вузла турбокомпресора при зупинці дизеля є використання гідроакумулятора.

Для оцінки ефекту включення гідроакумулятора в систему змащення ТКР випробування проводилися як з його включенням, так і без включення, тобто імітувався штатний режим роботи системи змащення.

Також проводилося випробування на оцінку впливу параметрів роботи гідроакумулятора на величину ефективності його впливу шляхом зміни часу витікання масла, що досягалося зміною пропускного перетину зливального трубопроводу. Час витікання масла з гідроакумулятора становив:

t_{i1} = 20 с.

t_{i2} = 40 с.

Зняті під час випробувань параметри зводили до таблиці 3.3. та рис. 3.8.

Таблиця 3.3. Результати виміру температури підшипникового вузла від часу з моменту зупинки двигуна

Час з моменту зупинки, с		0	5	10	15	20	30	40	50	60	90	120	180
$T_{підш,}$ С	без г/а	109	126	129	132	134	139	142	147	150	161	172	186
	з г/а t_{i1} = 20 с.	108	116	117	123	126	132	136	138	140	151	163	176
	з г/а t_{i2} = 40 с.	108	116	118	120	124	126	132	137	140	148	156	172

Примітка: г/а - гідроакумулятор

Час вибігу ротора з гідроакумулятором $t_{в2}$ = 21 с. і $t_{в3}$ = 30 с. без гідроакумулятора $t_{в1}$ = 15 с.

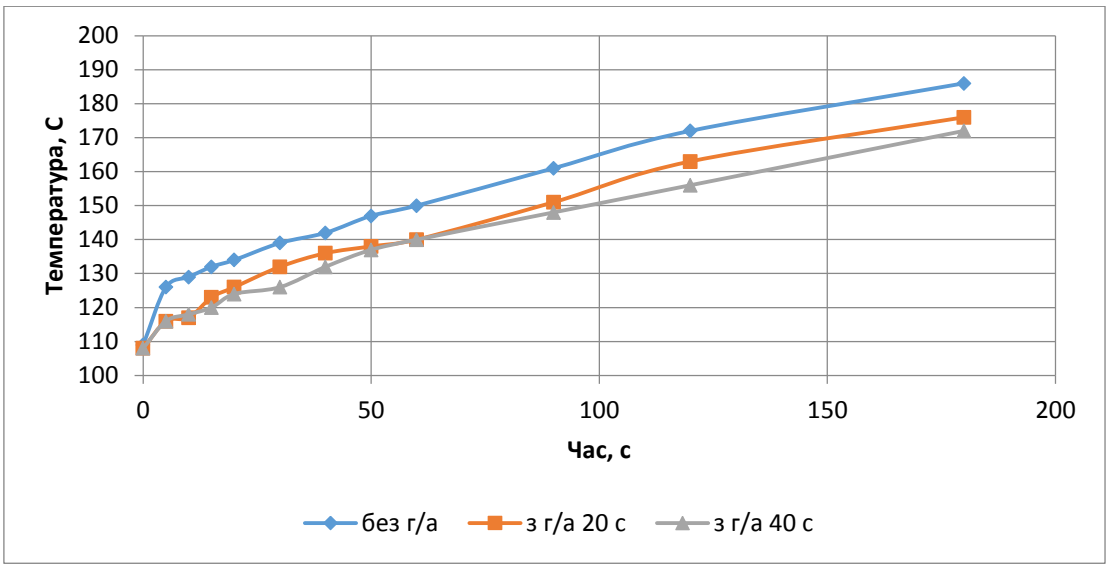


Рис. 3.8. Зміна температури підшипникового вузла ТКР після зупинки дизеля при 600 хв$^{-1}$

З наведених даних випливає що, застосування гідроакумулятора в системі змащення турбокомпресора дозволяє знизити температуру в районі підшипникового вузла до 15-ти градусів залежно від режиму, на якому працював двигун перед зупинкою. Слід зазначити, що ця величина слушна для конкретних умов досліджень і для даних параметрів гідроакумулятора.

3.5. Висновки

Застосування гідроакумулятора дозволяє змінювати характер і величину залежності, по якій змінюється температура деталей турбокомпресора на режимі зупинки двигуна. Найбільш важливим завданням є зниження піка максимальної температури.

При дослідженнях максимум температури підшипникового вузла досягав величини t_{max} = 180-186 °С залежно від режиму роботи двигуна. Установлено, що при реальних експлуатаційних режимах ці значення збільшуються до t_{max} = 240 - 245 °С. Ефективність роботи гідроакумулятора в цих умовах підвищується. При таких режимах, гідроакумулятор дозволить знизити температуру підшипникового вузла на величину до A t = 58.. .60 °С.

РОЗДІЛ 4
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Організація охорони праці на підприємстві

Так як експериментальні дослідження проводились на базі ФГ “Тікич”, розглянемо дане підприємство як базове. Відповідальність за стан охорони праці на підприємстві покладено на директора ФГ “Тікич” Костінський М.А. Всі практичні заходи з питань охорони праці здійснюються згідно чинного законодавства.

Розробкою інструкцій по безпечній роботі та ведення документації з охорони праці займається спеціаліст з охорони праці який залучається власником товариства з обласного управління сільського господарства на договірних умовах, на час проведення інструктажів, проходження перевірок та здачі звітної документації.

На час відсутності спеціаліста на підприємстві, охороною праці та її безпекою займається заступник директора з розвитку виробництва Чорний А.С.

Він розробляє заходи з покращення умов праці, проводить інспектування обладнання станції технічного обслуговування та насосного сервісного центру . Проводить інструктажі (на робочому місці, повторний, цільовий). Всі інші інструктажі (вступний, позаплановий) проводить позаштатний спеціаліст з охорони праці.

Для робітників організовано проходження медичної комісії, особливо для зварювальників та робітників зон ТО, так як вони працюють в шкідливих умовах і можуть захворіти.

Нажаль на підприємстві відсутня спеціальна кімната з охорони праці, всі заходи пов'язані з охороною праці проводяться або в приміщенні сервісного центру або в кабінеті заступника директора.

Але в приміщенні центру є плакати безпечної роботи при виконанні різних робіт, дільниці оснащені засобами пожежегасіння, робітники працюють в спеціалізованому фірмовому одязі, який періодично міняється.

4.2. Стан охорони праці на підприємстві

Стан охорони праці на підприємстві та у відділенні знаходиться у задовільному стані.

На підприємстві ретельно стежать за проходженням інструктажів при прийняті на роботу, при переведенні робітника на іншу роботу, при виконанні разових небезпечних робіт.

Спеціаліст з охорони праці постійно проходить курси підвищення кваліфікації та семінари (так як працює в бюджетній установі). Потім він доносить цю інформацію до заступника директора та робітників.

Але на ряду з усіма позитивними моментами є і багато недоліків.

По-перше де яке обладнання на якому працюють робітники застаріло не тільки морально, а й фізично, тому інколи трапляються травмування робітників.

Керівництво у разі виникнення травмування робітника всебічно сприяє його одужанню. Так директор підприємства підтримує робітників і в тому випадку якщо травма отримана поза роботою.

В сервісному центрі (механічному) теж є недоліки. Хоча керівництво і слідкує за станом працівників інколи трапляються випадки паління на робочих місцях, за що на робітника накладається штраф. Окрім поганого технічного стану обладнання ремонту потребує і саме приміщення майстерні.

На дільницях з ремонту електрообладнання та гідроапаратури в багатьох місцях повипадав кахель, що негативно діє на працівників з естетичної точки зору та знижує якість ремонту (пил потрапляє в масло та на прицезійні пари).

Для ліквідації цих недоліків керівництво підприємства постійно виділяє значні кошти але їх все одно замало.

4.3. Аналіз виробничого травматизму на підприємстві

За даними про нещасні випадки на підприємстві протягом п'яти останніх років трапився 1 нещасний випадок.

2025 рік. При випробуванні турбокомпресору ТКР 7 робітник травмував палець. (травмування відбулося в наслідок порушення робітником правил випробування турбіни. Робітник не скористався захисним пристроєм для за-криття крильчатки). Робітнику все одно було профінансовано необхідне лі-кування. Після несчасного випадку було розроблено систему захисту для установки по випробуванню турбонадувів з відкритою крильчаткою. На за-хисну клітку встановлено кінцевий вимикач і якщо клітка не встановлена установка не вмикається.

Також робітники хворіють і йдуть на лікарняні. Керівництво досить лояльно відноситься до легких захворювань робітників і досить часто відпускає на 1…2 дні вихворітись удома не беручи лікарняний (особливо в зимовий період коли є спад виробництва). Звісно якщо захворювання тривале робітник іде на лікарняний.

Для зменшення травматизму на робочих місцях керівникам робочих ділянок треба більш суворо вимагати виконання правил охорони праці.

Данні для розрахунків взяті з лікарняних листів співробітників та актів розслідувань несчастних випадків та згідно форми № 7 ТВН.

Для кількісної характеристики виробничого травматизму використовують такі показники [27, 28]:

коефіцієнт частоти травматизму:

$$K_ч = \frac{T}{P} \cdot 1000 = \frac{1}{51} 1000 = 19,6 \qquad (4.1)$$

де Т - кількість нещасних випадків (травм) за досліджуваний період;

Р - середньосписочна кількість працівників, чол.;

коефіцієнт важкості травматизму:

$$K_в = \frac{Д}{T} = \frac{31}{1} = 31 \quad (4.2)$$

де Д - сумарна втрата днів працездатності в результаті нещасного випадку, днів.

коефіцієнт втрат робочого часу:

$$K_{вт} = \frac{Д}{P}1000 = \frac{31}{51}1000 = 607,8 \quad (4.3)$$

Основні показники травматизму та розрахункові показники наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Основні показники травматизму та розрахункові показники в ФГ “Тікич”(по сервісному центру)

Показники	Роки				
	2022	2023	2024	2025	2026
Кількість працюючих, чол.	*48*	*51*	*48*	49	50
Кількість нещасних випадків, од.	-	*1*	-	-	-
Втрати днів непрацездатності:	-	*31*	-	-	-
Коефіцієнт частоти травматизму	-	*19,6*	-	-	-
Коефіцієнт важкості травматизму	-	*31*	-	-	-
Коефіцієнт втрат робочого часу	-	*607,8*	-	-	-

Аналізуючи таблицю 4.1 можна зробити висновок, що в 2019 році робітник травмував кінцівку. Після цього було посилено контроль безпеки праці і в наступні роки вдалося запобігти травмуванню.

4.4. Заходи по поліпшенню умов праці

Так як на підприємстві організовується нове виробництво змінюються норми освітленості та вентиляції [27]. А також вимоги до робочих місць. Тому проведемо розрахунки освітленості в приміщення відділення.

4.4.1. Розрахунок освітлення відділення з ремонту турбокомпресорів

Організація правильного освітлення робочих місць – одне із основних питань охорони праці.

При незадовільному освітленні різко знижується продуктивність праці, можливі несчастні випадки та захворювання органів зору, настає швидка втома.

Розрахунок освітленості проводимо методом питомої потужності.

Загальна потужність системи освітлення відділення складе [27]:

$$P_{заг} = S \cdot \omega = 72 \cdot 18{,}4 = 1325 \text{ Вт}, \quad (4.4)$$

де S – площа відділення, $м^2$;

ω – питома потужність загального рівномірного освітлення для світильника ЛСП 02-2-40 , (ω = 18,4 $Вт/м^2$) [27].

Для ремонтної дільниці:

$$P_{диз} = 48 \cdot 18{,}4 = 883 \text{ Вт},$$

Для обкатувальної дільниці:

$$P_{карб} = 24 \cdot 18{,}4 = 442 \text{ Вт},$$

Звідси визначаємо загальну кількість ламп:

$$N = P_{ЗАГ} : P_1 = 1325 : 40 = 33 \text{ шт.} \quad (4.5)$$

де P_1 – потужність однієї лампи, Вт.

Для ремонтної дільниці:

$$N = P_{диз} : P_1 = 883 : 40 = 22 \text{ шт.}$$

Для обкатувальної дільниці:

$$N = P_{карб} : P_1 = 442 : 40 = 11 \text{ шт.}$$

Світильник ЛСП 02-2-40 передбачає встановлення 2 х ламп, а значить необхідно 17 світильників, 11 на ремонтній дільниці та 6 на обкатувальній.

4.4.2. Організація робочого місця слюсаря випробувальника

Робоче місце — просторова зона, оснащена необхідними знаряддями й предметами праці, у якій відбувається трудова діяльність працівника або групи працівників, що спільно виконують виробничі завдання по технічному обслуговуванню й ремонту машинного парку, устаткування тваринницьких ферм і інших об'єктів.

Робоче місце є первинним осередком виробничо-технічної структури ремонтно-обслуговуючого підприємства, призначає для виконання частини технологічного процесу з ремонту й технічному обслуговуванню машинного парку.

Під організацією робочого місця розуміється комплекс заходів, спрямованих на створення на ньому необхідних умов для високопродуктивної праці при повному використанні технічних можливостей устаткування, підвищення змістовності праці й заощадження здоров'я працюючих.

Методологічні передумови організації робочих місць формуються ер-

гономікою – наукою про закономірності взаємодії комплексу «людина-машина-середовище» як єдиної системи.

Ергономіка вивчає функціональні можливості людини в трудових процесах з метою створення для нього оптимальних умов роботи, які забезпечуються відповідністю встаткування, технологічного процесу й оснащення фізіологічним, психофізіологічним і психологічним здібностям людини.

При цьому оптимальність визначається створенням таких умов, які, роблячи працю високопродуктивною, у той же час забезпечують стійку працездатність людини й зберігають його сили й здоров'я.

Обґрунтування засобів технологічного й організаційного оснащення робочого місця

Робоче місце включає: основне й допоміжне виробниче встаткування (верстати, механізми, агрегати, захисні пристрої, енергетичні установки, комунікації й ін.), виробничі меблі, технологічне й організаційне оснащення, пристосування й інструмент.

Спочатку розробки проекту організації трудового процесу на робочому місці встановлюється перелік операцій, переходів, проходів, прийомів, які необхідно виконувати робітникові в процесі праці.

У результаті аналізу виявляються умови (відстань, положення, ступінь важкості, темп роботи, монотонність, положення робітника, можливість виключення небажаних факторів) і спосіб фактичного виконання кожного елемента операції.

Далі вибираються й обґрунтовуються засоби оснащення робочого місця. Вибір засобів оснащення виконується на підставі послідовного аналізу прийомів праці, що забезпечують виконання завдань.

Підбирається наступне оснащення робочого місця:

- технологічне встаткування, верстати, стенди, пристосування інструмент;
- допоміжні засоби, що забезпечують виконання технологічного процесу: інструмент вимірювальний, налагоджувальний, установчій, контрольні

прилади й пристосування, підємно-транспортні засоби;

- виробничі меблі для виконання ручних робіт, розміщення й зберігання пристосувань, інструментів, запасних частин, матеріалів (верстат, стіл, сидіння, шафи, стелажі, тумбочки);
- виробничий реманент – підставки, ящики, тара;
- енергетичні пристрої й комунікації;
- засобу інформації, зв'язки, сигналізації, пристрою для виконання контрольних і облікових дій, а також дистанційного керування;
- технічна й планово-облікова документація;
- санітарно-гігієнічні установки, пристрої.

Розробка планування робочого місця

У системі заходів щодо організації робочого місця ремонтно-обслуговуючого підприємства істотне значення має забезпечення раціонального його планування. Під плануванням робочого місця розуміють доцільне просторове розміщення (у горизонтальній і вертикальної площинах) функціонально взаємопов'язаних засобів виробництва - устаткування, оснащення й інших засобів, предметів праці й людину.

Розташування засобів і предметів праці в оптимальній або менш зручній зонах робочого місця визначає склад трудових рухів, їх кількісні і якісні характеристики, площа робочого місця. Впровадження й закріплення передових прийомів і методів праці, усунення зайвих і нераціональних трудових рухів, максимальне скорочення переміщення самого робітника й матеріальних елементів трудового процесу ґрунтуються на обов'язковому вдосконалюванні планування робочого місця. Порушення принципів розміщення засобів і предметів праці приводить до непотрібних ходінь, нахилів, поворотів, збільшення траєкторій рухів, їх ускладненню. У результаті знижується ефективність праці, підвищується стомлюваність робітника, збільшуються втрати робочого часу.

Планування робочого місця внаслідок цього є технологічною основою

раціоналізації методів і прийомів праці, передумовою забезпечення найбільш сприятливих і безпечних умов праці.

Економічне значення раціонального планування робочого місця визначається також її роллю в забезпеченні економії виробничої площі.

Методологічна основа науково обґрунтованої планування — забезпечення її відповідності ергономічним властивостям людину. Ергономічні вимоги до планування робочих місць установлюються з метою забезпечення оптимізації ефективності трудової діяльності людину. Вони передбачають дослідження оптимальності робочої пози, трудових рухів, дихальних функцій, сприйняття, уваги. Розміщення засобів і предметів праці повинне забезпечувати науково обґрунтовані зони досяжності, робочу позу й оптимальні зони огляду, припустимі: витрати фізичних зусиль, темп і монотонність роботи, шуми й вібрації, температуру, вологість, загазованість і оптимальну освітленість.

Ергономічні вимоги до планування робочого місця — важливий фактор, що формує оптимальну відповідність елементів комплексної системи «людина-машина-середовище». Вони досягаються розміщенням матеріальних елементів виробництва й людину відповідно до його властивостей — антропометричними, біомеханічними, психофізіологічними - на основі забезпечення оперативного простору, що дозволяє вільне здійснення необхідних трудових маніпуляцій; формування раціональних робочих зон і зон досяжності з урахуванням антропометричних даних при різних робочих позах у горизонтальній і вертикальної площинах; регулювання віддаленості об'єкта роботи від очей залежно від характеру виконуваного трудового процесу з урахуванням границь кута зору й зон огляду; фізичних, зорових і слухових зв'язків між виконавцем і встаткуванням, а також між виконавцями; раціонального розміщення засобів захисту по усуненню або зменшенні несприятливих умов праці й техніки безпеки; безпечних проходів.

При організації трудового процесу на робочому місці необхідно враховувати зони огляду, кути зору й видимості.

Найбільш важливі органі керування й контролю встаткування повинні перебуває в оптимальних зонах огляду з урахуванням величини кута зору при роботі «сидячи» і «стоячи».

Раціональна відстань від предмета обробки до очей працюючого повинна бути 450 мм. У горизонтальній площині кут зони огляду, у границях якої людина чітко сприймає форму предмета, становить 120º. Кут миттєвого зору в робочій зоні рівний 18º, кут ефективної видимості – 30º. При поворотах голови кут огляду на робочому місці становить 220º.

При розташуванні органів контролю необхідно забезпечити облік латентного періоду (швидкості реакції).

Проста сенсомоторна реакція являє собою відповідний елементарний рух людини на заздалегідь відомий, але сигнал, що раптово з'являється, з можливою максимальною швидкістю.

Найбільший вплив на час реакції (латентний період) виявляє тип подразника, його інтенсивність і періодичність, стан оператора й інші фактори.

Середня величина швидкості реакції для різних подразників і аналізаторів наведена в табл. 4.2.

Таблиця 4.2-Латентний період простої сенсомоторної реакції

Аналізатор	Подразник	Латентний період, сек
Слуховий	Звук	0,12...0,18
Зоровий	Світло	0,15...0,22
Нюховий	Запах	0,31...0,39
Температурний	Тепло, холод	0,28...1,60
Вестибулярний	Обертання	0,40...0,60
Болючий	Укол	0,13...0,89

Планування рабочого місця повинно також забезпечувати можливість його ефективного обслуговування.

Можливість вільних, необмежених трудових маніпуляцій людину відповідно до його антропологічних даних – важлива умова вимог ергономіки.

Воно досягається обліком простору, займаного людиною, і формуванням робочих зон з обліком антропометричних і біомеханічних властивостей людину при різних робочих позах.

Далі розробляється планування встаткування робочого місця й розміщення предметів праці з урахуванням вимог фізіологічних, санітарно-гігієнічних і естетичних умов.

У першу чергу необхідно забезпечити зручну позу. Із цією метою основне встаткування й виробничі меблі повинні бути встановлені на суворо певній висоті. Висота робочої поверхні виробничих меблів наведена в табл. 4.3.

Таблиця 4.3-Висота робочої поверхні виробничих меблів

Положення робітника		Зріст людини		
		Високий	середній	низький
Сидячи	при звичайних роботах	750	725	700
	при особливо точних роботах	1000	950	900
Стоячи		1100	1050	1000
Сидячи й стоячи (поперемінно)		1050	1000	950

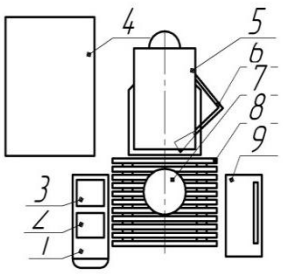
Устаткування, виробничі меблі й предмети праці необхідно розміщати таким чином, щоб трудові рухи концентрувалися в межах оптимальних зон діяльності й оглядовості.

Розробка паспорта робочого місця

Паспорт робочого місця є основним його документом і містить відомості всіх попередніх розрахунків рис. 4.1.

Сервісний центр	Дільниця ремонту турбокомпресорів	Робоче місце слюсаря по ремонту ТКР	Розряд робочого 5 Розряд роботи 5	Вид виробництва–дрібносерійний

1. Турбонаддув ТКР 100
2. Технічна норма часу
   Т=27 хв.



1–приймальний столик;
2–тара для деталей;
3–тара для зап.частин;
4–приймальна плита;
5–верстат;
6–світильник;
7–підйомно–поворотний стілець;
8–решітка;
9–тумбочка інструментальна з планшетом для технічної документації.

№ п/п	Умови праці на робочому місці		Показатели
1	Поза робочого		Стоя
2.	Важкість праці		2
3.	Монотонність		Незнача
4.	Темп роботи		Невисокий
5.	Рівень шума	Існуючий	45
		Допустимий	75–80
6.	Рівень вібрації	Існуючий	0,1
		Допустимий	0,2
7.	Освітленість робочого місця	Існуюча	200 лк
		Допустима	150 лк
8.	Температура на робочому місці	Існуюча	18–20°С–зима 22–24°С–літо
		Допустима	15–23°С–зима 22–28°С–літо
9. Фарбування	Стін	Існуюче	Світло–зелений
		Допустиме	Помаранчовий
	Обладнання	Існуюче	Кремовий
		Допустиме	Зелена–блакитний

№ п/п	Найменування	Ост, марка	Кіл–ть	Примітка
	Обладнання робочого місця			
1.	Стенд КИ–22205		1	
	Рабочій та вимірювальний інструмент			
1.	Зйомник	ПИМ 1878–07	1	
2.	Комплект гайкових ключів	ГОСТ 2839–71	1	
3.	Індикатор ИЧ–10	ГОСТ 577–68	1	
4.	Моментоскоп	ГОСТ 3.1107–81	1	
	Виробничі меблі			
1.	Стілець підємно–поворотний		1	
2.	Тумбочка інструментальна		1	
3.	Стіл приймальний пересувний		1	
4.	Плита приймальна		1	
	Матеріали			
–	–	–	–	
	Інвентар			
1.	Тара для деталей		2	
2.	Планшет для технічної документації		1	
3.	Світильник з кронштейном		1	
4.	Решітка під ноги		1	

Рис. 4.1. Паспорт робочого місця

За способом подачі в приміщення повітря і видалення його, вентиля цію ділять на

- природну ;
- механічну ;
- змішану.

За призначенням вентиляція буває загальнообмінною і місцевою.

Природна вентиляція створює необхідний повітрообмін за рахунок різниці щільності теплого і холодного повітря, що знаходиться всередині приміщення і більш холодного зовні, а також за рахунок вітру. У нашому випадку для природної вентиляції передбачений віконний отвір в кімнаті, де знаходиться робоча зона.

Механічна вентиляція складається з повітроводів і побудників руху (механічних вентиляторів або ежекторів) . Обмін повітря здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов, при цьому вступник повітря може підігріватися або прохолоджуватися, піддаватися зволоженню або осушенню. Викиди повітря піддається очищенню.

Механічна загально обмінна вентиляція може бути:

а) припливна;

б) витяжна;

в) припливно-витяжна.

Припливна система вентиляції виробляє забір повітря через повітрозабірні пристрій, потім повітря проходить через калорифер, де повітря нагрівається і зволожується і вентилятором подається по повітропроводів в приміщення через насадки для регулювання припливу повітря. Забруднене повітря витісняється через двері, вікна, ліхтарі, щілини. Витяжна вентиляція видаляє забруднене і перегрітий повітря через повітропроводи і очищувач, а свіже повітря надходить через вікна, двері і нещільності конструкцій. Припливно-витяжна система вентиляції складається з припливної та витяжної, що працюють одночасно.

У лабораторії для випробування турбокомпресорів передбачена витяжна механічна вентиляція з кімнати, де знаходиться стенд. Справа в тому, що при

Таблиця 5.1 - Протипожежна характеристика проектованого приміщення

Найменування показників	величина показника
Категорія по мірі пожежної небезпеки	В
Ступінь вогнестійкості проектованого приміщення	II
Найменша сумарна ширина проходів для евакуації людей, м	0,9
Відстань від найбільш віддаленого робочого до евакуаційного виходу, м	4,3
Число пожежних постів	2
кількість вогнегасників	2

5.4 Екологічна характеристика проектованого приміщення

Таблиця 5.2 - Санітарна характеристика приміщення для випробування турбокомпресорів

№	Найменування показників	Од. вим.	величина показників
1	Оптимальна температура: - взимку - влітку	 ^{про}З ^{про}З	 18-21 22-25
2	Відносна вологість: - оптимальна - допустима	 % %	 40-60 75
3	Допустима швидкість руху повітря: - взимку - влітку	 м / с м / с	 0,2 0,3

Продовження таблиці 5.2

4	Нормована освітленість загального плюс місцевого освітлення при лампах: - люмінесцентних - розжарювання	 лк лк	 300 150
5	Допустимий рівень шуму	дб	85
6	Площа на одного оператора-випробувача	м ^{2}	5
7	Кубатура на одного оператора-випробувача	м ^{3}	15

В даному розділі дипломного проекту було розглянуто питання безпеки і екологічності проведення випробувань турбокомпресорів на проектованому стенді. В ході роботи над цим розділом був спроектований план приміщення лабораторії, в якому передбачені заходи захисту робітника від небезпечних і шкідливих факторів. Так само було передбачено наявність трьохкомпонентного каталітичного нейтралізатора в системі відводу відпрацьованих газів для підвищення екологічної безпеки спроектованого процесу випробувань турбокомпресорів. Був проведений аналіз вибухо- і пожежонебезпеки лабораторії, в ході якого було обрано вид і кількість первинних засобів пожежогасіння.

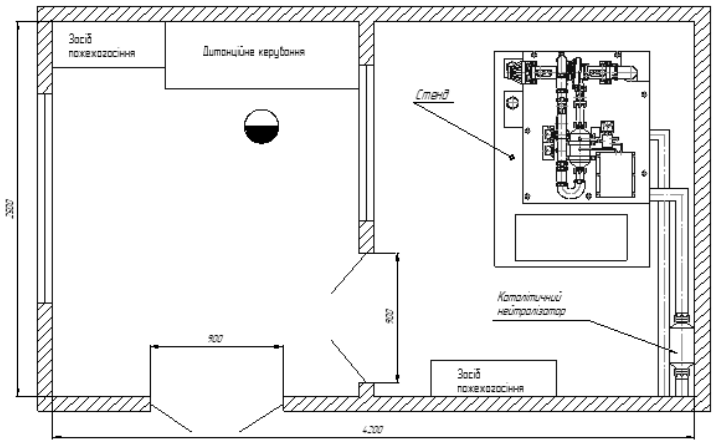


Рисунок 5.7 - План лабораторії для випробування турбокомпресорів

4.5. Висновок

Проведений аналіз стану охорони праці на підприємстві дозволив виявити слабкі місця та провести заходи по їх усуненню.

Розрахунок освітленості та правильне розташування світильників дозволить не тільки підвищити рівень охорони праці, а ще й підвищити якість ремонту. Також правильна науково обґрунтована організація робочих місць дозволить більш продуктивно працювати робітникам та уникати втоми і травмувань.

РОЗДІЛ 5
ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виконана робота є дослідженням спрямованим на розробку способів підвищення довговічності турбокомпресорів комбайнових двигунів.

Практичним результатом роботи є розробка конструкції гідроакумулятора для турбокомпресора, за допомогою якого знижується навантаження на підшипниковий вузол, що в свою чергу подовжує термін роботи останнього на 20…25 %.

Техніко - економічне обґрунтування результатів виконаних досліджень містить у собі наступні етапи:

- виявлення прогресивності рішення;
- вибір базисного варіанта ;
- розрахунок економічної ефективності.

Впровадження в практику турбокомпресорів з гідроакумулятором значно подовжує строк служби підшипникового вузла турбокомпресора двигуна автомобіля.

Для порівняння ефективності запропонованої конструкції турбокомпресору з існуючими як базовий варіант, прийнятий турбокомпресор ТКР 100 виробництва ТехноІмпекс . Конструкція й принцип роботи механізму типові, для більшості турбокомпресорів, що використовуються на даний час.

Економічна ефективність від впровадження у виробництво розробленого методу подовження довговічності і відповідно надійності турбокомпресора обумовлена наступними факторами:

- зниженням собівартості ремонту турбокомпресору внаслідок зниження поточних витрат;
- зниженням коефіцієнта питомих капітальних вкладень;

- підвищенням строку служби турбокомпресора з 5400 год пробігу [9] до 7200…7500 год пробігу.

Річний економічний ефект від впровадження результатів дослідження відповідно до методики [29] може бути розрахований по формулі :

$$E = Ан \cdot \left[\left(C_1 + Ен \cdot K_1 \right) - \left(C_2 + Ен \cdot K_2 \right) \right],$$

(5.1)

де Ан- кількість ТО турбокомпресорів комбайнів на рік;

C_1, C_2 - собівартість ТО турбокомпресору одного акомбайна при базовій і новій технології;

K_1, K_2 - питомі капітальні витрати при впровадженні базового і нового варіанту ТО;

Ен - нормативний коефіцієнт економічної ефективності Ен = 1,15.

Розрахунок річного економічного ефекту виконаємо для випадку ТО турбокомпресору в ФГ “Тікич” (число турбокомпресорів, що обслуговується 100…150 од.).

Собівартість ТО турбокомпресору одного комбайна визначаєть-ся по формулі:

$$C = C_з + C_е + C_м + C_{ін}, \qquad (5.2)$$

де $C_з$ - витрати на основну й додаткову заробітну плату робітників;

$C_е$ - вартість витраченої енергії;

$C_м$ - вартість допоміжних матеріалів;

Сін - інші грошові витрати.

Витрати на основну й додаткову заробітну плату визначимо виходячи із трудомісткості процесу ТО й кваліфікаційного складу робітників,

зайнятих при цьому. Трудомісткість ТО турбокомпресору одного комбайна при базовій технології становить 4,6 люд. год.

При використанні розробленої технології до трудомісткості додається ще й процес встановлення гідроакумулятора, що становить 0,1 люд. год. Тобто при новій технології трудомісткість ремонту складе 4,7 люд. год.

Годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряди дорівнює 32,3 грн., а отже з врахуванням 40 % преміальних, витрати на заробітну плату робітників розраховуємо як:

$$С_з^{б} = (Т_{год} \cdot Т_{роб.\ баз}) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = (4,6 \cdot 32,3) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = 253,77 \text{ грн.} \quad (5.3)$$

$$С_з^{пр} = (Т_{год} \cdot Т_{роб.\ пр}) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = (4,7 \cdot 32,3) \cdot 1,4 \cdot 1,22 = 259,30 \text{ грн.} \quad (5.4)$$

де $Т_{год}$ – годинна тарифна ставка, грн.

$Т_{роб.}$ – трудомісткість виконання робіт, люд. год.

Вартість витраченої енергії визначимо множенням потужності приводного двигуна на тривалість робіт з використанням електроприладів. Електроенергія витрачається на розбирально-складальні роботи та на механічні операції, а у проектному варіанті додаються витрати електроенергії на термообробку торцьових ущільнень:

$$Р^{б} = (Р_{роз\text{-}ск} \cdot Т_{р.}) \cdot 4 = (1,2 \cdot 0,3) \cdot 4 = 1,44 \text{ кВт.} \quad (5.5)$$

Отже вартість витраченої енергії при ТО турбокомпресору одного комбайна складе:

$$С^{ел.} = Р \cdot Ц_{ел} = 1,44 \cdot 1,99 = 2,87 \text{ грн.} \quad (5.6)$$

де $Ц_{ел}$ – ціна одного кіловату електроенергії, грн.

Вартість допоміжних матеріалів при ремонті турбокомпресору при базовому варіанті визначається в основному вартістю ущільнень, вартістю бронзових втулок та вартістю крильчаток. Як правило це 750 грн. (для ТКР 11) при проектному варіанті заміні будуть підлягати тільки втулки, а це 125 грн. також додаються витрати на гідроакумулятор 550 грн. тобто вартість матеріалів проектної технології складе 675 грн.

Інші грошові витрати становлять орієнтовно 10% від витрат на основну й додаткову заробітну плату:

$$С_{ін.\ баз.} = С_{з.\ баз} \cdot 0,1 = 253,77 \cdot 0,1 = 25,38 \text{ грн.} \quad (5.7)$$

$$С_{ін.\ пр.} = С_{з.\ пр} \cdot 0,1 = 259,3 \cdot 0,1 = 29,93 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

Таким чином, собівартість ТО турбокомпресору одного акомбайна дорівнює:

$$С^{баз} = 253,77 + 2,87 + 750,0 + 25,38 = 1032,02 \text{ грн.}$$

$$С^{пр} = 259,3 + 2,87 + 675,0 + 29,93 = 967,1 \text{ грн.}$$

Але при базовій технології турбокомпресор ремонтується в середньому при пробігу 3500 мото-годин тобто 1,3 рази на рік так як річний пробіг становить 4500 мото-годин. тобто 4500 / 3500 = 1,3, а впровадження гідроакумулятора подо-вжує термін роботи турбокомпресора на 20-25 % тобто його ТО відбу-деться при пробігу 4375 (3500 · 1,25 = 4375 мото-годин). Для проектного варіа-нту 4500 / 4375 = 1,02.

Тоді:

$$С^{баз.\ річна} = С^{баз} \cdot 0,84 = 1032,02 \cdot 1,13 = 1166,2 \text{ грн. рік.} \quad (5.12)$$

$$С^{пр.\ річна} = С^{пр} \cdot 0,6 = 967,1 \cdot 1,02 = 986,4 \text{ грн. рік.} \quad (5.13)$$

Питомі капітальні витрати на ремонт турбокомпресору одного комбайна можуть бути розраховані по формулі:

$$K = \frac{B}{Ан \cdot t},,$$

(5.14)

де В – капітальні вкладення при впровадженні базового й нового варіантів; орієнтовно В = 26000,0 грн. (вартість розбирально-складального обладнання та інструменту);

Ан- кількість ремонтів турбокомпресорів на рік;

t – термін служби обладнання (10 років).

В результаті питомі капітальні вкладення при впровадженні базового й нового обладнання відповідно рівні:

$$K_б = \frac{26000}{100 \cdot 10} = 26,0 грн.$$

Підставляючи отримані дані у формулу (5.1) визначимо річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень:

$$Е = 100\ [(1166,2+1,15 \cdot 26,0)-(986,4 +1,15 \cdot 26,0)] = 17980,0 \text{ грн..}$$

Строк окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{B_2}{E} = \frac{26000,0}{17980,0} = 1,4 років$$

(5.15)

Результати техніко-економічної оцінки роботи наведено в таблиці 5.1

Таблиця 5.1- Результати техніко-економічної оцінки роботи

Найменування показника	Значення показника	
	базовий	проектний
Вид робіт	ТО	ТО
Вузол	ТКР	ТКР
Програма ремонту, турбокомпресорів	100	100
Кількість робітників, чол.	1	1
Трудомісткість ремонту, люд.-год.	4,6	4,7
Капіталовкладення, грн.	-	26000,0
Поточні витрати на один турбокомпресор, грн. (на строк експлуатації)	2224,22	1979,5
- основна та додаткова заробітна плата, грн.	253,77	259,30
- вартість витраченої електроенергії, грн.	2,87	2,87
- вартість допоміжних матеріалів, грн.	750	675
- інші витрати, грн.	25,38	29,93
Собівартість ремонту з перерахунком на річну експлуатацію), грн.	1166,2	986,4
Питомі капіталовкладення на ремонт турбокомпресору, грн.	26,0	26,0
Річний економічний ефект, грн.	-	17980,0
Термін окупності капіталовкладень, років	-	1,4

Висновок. У такий спосіб річний економічний ефект від впровадження технології ТО турбокомпресору становить 17980,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві. Також у розрахунках не враховано те, що без гідроакумулятору як правило відбувається руйнування підшипникового вузла, а при наявності гідроакумулятора при ТО відбувається тільки заміна втулок підшипника і все, що в свою чергу значно економить кошти.

ВИСНОВКИ

Одним з ефективних шляхів підвищення потужності двигунів є- наддування з використанням турбокомпресорів. Однак з форсуванням двигуна, його ускладнення неминуче позначається на показниках надійності. Відмови турбокомпресора становлять близько 7 % від загального числа відмов силових агрегатів автомомобіля.

Найбільш часто виникають відмови турбокомпресорів у вигляді закоксовування деталей, підтікання масла й заклинювання ротора. Основною причиною виникнення цих відмов (більш 70 %) є підвищений температурний режим через недостатнє охолодження маслом і теплоізоляції.

Аналітичними дослідженнями встановлене, що внаслідок зміни умов теплообміну, на режимі зупинки двигуна, температура деталей турбокомпресора значно зростає по залежності (2.8), перевершуючи значення, при яких моторне масло інтенсивне втрачає свої мастильні властивості (більш 150 °С). Цей ріст залежить від конструктивних параметрів турбокомпресора й значною мірою залежить від режиму роботи двигуна перед зупинкою.

Встановлено, що зі збільшенням температури з 300 °С до 420 °С температура підшипникового вузла зростає з 150 °С до 180-190 °С.

Розрахунковим шляхом визначено, що зниження в'язкості масла при рості температури підвищує ймовірність виходу підшипникового вузла (близько 27%) на режим граничного змащення $(X < 1)$ навіть при допустимому технічному стані.

При недотриманні правил експлуатації температура підшипникового вузла зростає до 240 - 245 °С, що приводить до виходу турбокомпресора на критичний тепловий режим роботи.

Експлуатаційні випробування підтверджують отримані аналітичні залежності. Дані, отримані аналітичним і дослідним шляхом досить добре узгодяться між собою, відносна похибка становить 2,1%. Враховуючи досить складний вид рівняння, що описує процес зміни температури в часі, була

проведена його апроксимація на гілці нагрівання (Т= 0...180 с) поліномом другого ступеня за допомогою експериментальних даних.

Використання гідроакумулятора в системі мащення турбокомпресора дозволяє в 1,18 рази знизити інтенсивність зміни його технічного стану залежно від пробігу, що дозволяє прогнозувати про відповідне збільшення міжремонтного ресурсу.

Обрана схема включення гідроакумулятора в систему мащення турбокомпресорів відрізняється простотою, надійністю. Відсутня необхідність внесення значних конструктивних змін у систему мащення. Це дозволяє оснащувати гідроакумулятором комбайна, що перебувають в експлуатації.

Ефективність гідроакумулятора полягає в підвищенні міжремонтного ресурсу турбокомпресорів на 20…25 %, зниженні витрат на забезпечення довговічності системи газотурбінного наддування.

Річний економічний ефект від впровадження технології ТО турбокомпресору становить 17980,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві. Також у розрахунках не враховано те, що без гідроакумулятору як правило відбувається руйнування підшипникового вузла, а при наявності гідроакумулятора при ремонті відбувається тільки заміна втулок підшипника і все, що в свою чергу значно економить кошти.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Liu Z., Cao S., Sun Z., etc. Tillage effects on soil properties and crop yield after land reclamation. Scientifc Reports, 2021, vol. 11, pp. 4611, https://doi.org/10.1038/s41598-021-84191-z.
2. Turebayeva S., Zhapparova A., Yerkin A., etc. Productivity of rainfed winter wheat with direct sowing and economic efficiency of diversified fertilization in arid region of South Kazakhstan. Agronomy, 2022, vol. 12, pp. 111, https://doi.org/10.3390/agronomy12010111.
3. Piao L., Li M., Xiao J., etc. Effects of soil tillage and canopy optimization on grain yield, root growth, and water use efficiency of rainfed maize in Northeast China. Agronomy, 2019, vol. 9, pp. 339, https://doi.org/10.3390/agronomy9060336.
4. Rogovskii I.L., Titova L.L., Gumenyuk Yu.O., etc. Technological effectiveness of formation of planting furrow by working body of passive type of orchard planting machine. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 839, pp. 052055, https://doi.org/10.1088/ 1755-1315/839/5/052055.
5. Murillo J., Moreno F., Madejón E., etc. Improving soil surface properties: a driving force for conservationtillage under semi-arid conditions. Spanish Journal of Agricultural Research, 2016, vol. 4(1), pp. 97-104.
6. Feng X., Hao Y., Latifmanesh H., etc. Effects of subsoiling tillage on soil properties, maize root distribution, and grain yield on mollisols of Northeastern China. Agronomy Journal, 2018, vol. 110(4), pp. 27-41, https://doi.org/10.2134/agronj2018.01.0027.
7. Rogovskii I.L., Titova L.L., Voinash S.A., etc. Modeling the weight of criteria for determining the technical level of agricultural machines. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 677, pp. 022100, https://doi.org/10.1088/1755-1315/677/2/022100.
8. Dahiya R., Singh S. First total synthesis and biological potential of a heptacyclopeptide of plant origin. Chinese Journal of Chemistry, 2016, vol. 34(11), pp. 419-432, https://doi.org/10.1002/cjoc.201600419.
9. Bazaluk O., Havrysh V., Fedorchuk M., etc. Energy assessment of sorghum cultivation in Ukraine. Agriculture, 2021, vol. 11, pp. 695. https://doi.org/10.3390/agriculture11080695
10. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., etc. Experimental study of the process of grain cleaning in a vibro-pneumatic resistant separator with passive weeders. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2020, vol. 13 (62), no 1, pp. 117-128. https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2020.13. 62.1.11.
11. Cherniavskih V.I., Dumacheva E.V., Marinich M.N., etc. The role of perennial grasses in the accumulation of organic matter in soil-saving agriculture. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2021, vol. 901(1), pp. 012056, https://doi.org/10.1088/1755-1315/901/1/012056.
12. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., etc. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural

Engineering, 2020, vol. 60, no 1, pp. 45-52. https://doi.org/10.35633/INMATEH-60-05.
13. Xia P., Guo H., Ru M., etc. Accumulation of saponins in Panax notoginseng during its growing seasons. Industrial Crops and Products, 2017, vol. 104, pp. 287-292, https://doi.org/10.1016/j.indcrop.2017.04.045.
14. Carter J., Petersenn R., Cochran B. Designing exhaust systems to minimize energy costs. Ashrae Journal, 2015, vol. 47(7), pp. 18-22.
15. Moraru P., Rusu T. Effect of tillage systems on soil moisture, soil temperature, soil respiration and production of wheat, maize and soybean crops, Journal of Food Agriculture and Environment, 2012, vol. 10(2), pp. 445-448.
16. David A., Voicu G., Duţu M. The dynamics of the deep soil loosening machine – tractor unit. U.P.B. Sci. Bull., Series D, 2015, vol. 77, iss. 4, pp. 275-286.
17. Forgó Z., Tolvaly-Ros ca F., Pásztor J., Kovari A. Energy consumption evaluation of active tillage machines using dynamic modelling. Application Science, 2021, vol. 11, pp. 6240.
18. Tarasenko B.F., Orlenko S.Y., Kuzmin V.V. Universal tillage unit. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2021, vol. 666(3), pp. 032092.
19. Sarkar P., Upadhyay G., Raheman H. Active-passive and passive-passive configurations of combined tillage implements for improved tillage and tractive performance. Spanish Journal of Agricultural Research, 2021, vol. 19(4), pp. e02R01-e02R01.
20. Bayan Kh., Shogenov Yu., Starovoytov S. Tillage unit with new design working bodies for minimal tillage. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2021, vol. 937(3), pp. 032049, https://doi.org/10.1088/1755-1315/937/3/032049.
21. Carmona I.G., Colado J. (2016) Control of a two wired hammerhead tower crane. Nonlinear Dynamics. 84(4). pp. 2137-2148. http://dx.doi.org/10.1007/s11071-016-2634-3.
22. Fonteijn H., Afonso M., Lensink D., Mooij M., Faber N., Vroegop A., Polder G., Wehrens R. (2021) Automatic phenotyping of tomatoes in production greenhouses using robotics and computer vision : from theory to practice. Agronomy. 11(8). pp. 1599. http://dx.doi.org/10.3390/agronomy11081599.
23. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020) Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3(105). pp. 19-29. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.206073.
24. Kostikov A.A., Perig A.V., Larichkin O.V., Stadnik A.N., Gribkov E.P. (2019) Research into payload swaying reduction through cable length manipulation during boom crane motion. FME Transactions. 47(3). pp. 464-476. http://dx.doi.org/10.5937/fmet1903464K.
25. Kuzmich I.M., Rogovskii I.L., Titova L.L., Nadtochiy O.V. (2021) Research of passage capacity of combine harvesters depending on agrobiological state of bread mass. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 677. pp. 052002. http://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/677/5/052002.

26. Lysenko V., Bolbot I., Lendiel T., Nurseitova K., Amirgaliyev Y. (2021) Mobile robot with optical sensors for remote assessment of plant conditions and atmospheric parameters in an industrial greenhouse. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High Energy Physics Experiments. 12040. pp. 80-89. https://doi.org/10.1117/12.2613975.
27. Mozharivskyi D.M., Titova L.L., Nadtochiy O.V., Dasic P. (2022) Aspects of expert system of engineering management of technical condition of grain harvesters. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 13(1). pp. 60-66. http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2022.01.060.
28. Najafi P., Asoodar M., Marzban A., Hormozi M. (2017) Reliability analysis of agricultural machinery: a case study of sugarcane chopper harvester. AgricEngInt: CIGR Journal. March 17(1)1. pp. 158-165.
29. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020) Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6(7–108). pp. 71-79. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747.
30. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskyi M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021) Determiantion of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 4(7(112)). pp. 41-49. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292.
31. Revathi S., Radhakrishnan T., Sivakumaran N. (2017) Climate control in greenhouse using intelligent control algorithms. Paper Presented at the Proceedings of the American Control Conference. pp. 887-892. http://dx.doi.org/10.23919/acc.2017.7963065.
32. Rogovskii I., Titova L., Sivak I., Berezova L., Vyhovskyi A. (2022) Technological effectiveness of tillage unit with working bodies of parquet type in technologies of cultivation of grain crops. Engineering for Rural Development. 21. pp. 884-890. https://doi.org/10.22616/ERDev.2022.21.TF279.
33. Rogovskii I.L., Titova L.L., Voinash S.A., Troyanovskaya I.P., Sokolova V.A. (2021) Change of technical condition and productivity of grain harvesters depending on term of operation. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 720. pp. 012110 doi: 10.1088/1755-1315/720/1/012110.
34. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019) Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 18. pp. 291-298. https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18. N451.
35. Vlăduţ D., Biriş S., Vlăduţ V., Cujbescu D., Ungureanu N., Găgeanu I. (2018) Experimental researches on the working process of a seedbed preparation equipment for heavy soils. INMATEH. Agricultural Engineering. 55(2). pp. 27-34.
36. Voinalovych O., Aniskevych L., Motrich M., Titova L. (2020) Rationale of acceptable risk of using tractors with operational damages of responsible parts. Engineering for Rural Development. 19. pp. 784-792.