

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**ОБГРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМІЧНОЇ
ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕСОРА**

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-22
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Захаров Данило Олександрович

Керівник: _____ Толстенко Олександр Васильович

Рецензент: _____

Дніпро 2023

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н. доцент

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____” _____ 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Захаров Данило Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування оптимальних параметрів термічної обробки деталей турбокомпресора

керівник роботи к.т.н. доц. Толстенко О.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 09.11.2023 року
№ 3422

2. Строк подання студентом роботи до 1.12.2023

3. Вихідні дані до роботи Існуючі методи термообробки деталей. Аналіз конструкцій масловідбивачів та інших деталей. Показники стану охорони праці в базовому підприємстві. Техніко-економічні показники роботи базового підприємства.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання та задачі досліджень. 2. Теоретичне обґрунтування роботи. 3. Методика та результати експериментального дослідження. 4. Охорона праці та безпека життєдіяльності. 5. Техніко-економічні показники роботи. Загальні висновки та пропозиції. Список літератури. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема роботи (1 аркуш А4). 2. Мета і задачі досліджень (1 аркуш А4). 3. Аналіз дефектів деталей ЦПГ (1 аркуш, А4). 4. Аналіз засобів діагностування (1 аркуш А4). 5. Результати теплового розрахунку (1 аркуш А4). 6. Загальна методика досліджень (1 аркуш А4). 7. Обладнання для експериментальних досліджень (1 аркуш, А4). 8. Експериментальні дослідження (1 аркуш, А4). 9. Алгоритм діагностування ЦПГ (1 аркуш, А4). 10. Охорона праці (1 аркуш А4). 11. Економічні показники (1 аркуш, А4). 12. Загальні висновки (1 аркуш А4).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1, 2, 3	Толстенко О.В., к.т.н., доцент		
4	Деркач О. Д., к.т.н., доцент		
5	Вінніченко І. І., д.е.н., професор		
Нормоконтролер	Івлєв В.В., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Пошукова частина роботи	до 01.10.2023	
2	Теоретичне обґрунтування роботи	до 25.10.2023	
3	Експериментальне підтвердження роботи	до 15.11.2023	
4	Охорона праці та безпека життєдіяльності	до 20.11.2023	
5	Економічне обґрунтування роботи	до 25.11.2023	
6	Демонстраційна частина	до 01.12.2023	

Студент

_____ Захаров Д.О. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Толстенко О.В. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	9
Розділ 1 Стан питання та задачі дослідження	12
1.1 Призначення турбокомпресорів	12
1.2 Торцеві ущільнення турбокомпресорів	20
1.3. Аналіз експлуатаційної надійності турбокомпресорів	23
1.4. Мета та задачі роботи	26
Розділ 2 Шляхи підвищення довговічності деталей турбокомпресора.....	27
2.1. Динаміка ротора турбокомпресора	27
2.2. Багатостадійна термообробка як засіб підвищення довговічності деталей турбокомпресора.....	37
2.3. Вибір матеріалу деталей.....	40
2.4. Висновок за розділом 2.....	42
Розділ 3 Методика та результати експериментальних досліджень	44
3.1. Аналітичне дослідження можливих зносів деталей турбокомпресора	44
3.2. Багатостадійна термообробка	49
3.3. Методика експериментальних досліджень та зразки.....	52
3.4. Результати експериментальних досліджень.....	58
3.5. Висновки	64
Розділ 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	65
4.1. Охорона праці при багатостадійній термообробці пар тертя.....	65
4.2. Шкідливі і небезпечні фактори на дільниці з термообробки деталей	67
4.3. Заходи по безпечній роботі на дільниці	69
4.4. Висновок	70

Розділ 5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	71
Загальні висновки та пропозиції.....	76
Література	78
ДОДАТКИ.....	82

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра присвячена обґрунтуванню оптимальних параметрів термічної обробки деталей турбокомпресора. Дослідження зосереджено на визначенні ефективних режимів та умов, які забезпечують максимальну ефективність процесу термічної обробки для підвищення характеристик турбокомпресора.

У роботі використовуються сучасні методи моделювання та аналізу теплових процесів для визначення впливу різних параметрів термічної обробки на властивості матеріалів деталей. Результати досліджень дозволяють визначити оптимальні температурні та часові режими, а також інші важливі параметри обробки.

Отримані в ході роботи дані можуть бути використані для розробки рекомендацій та практичних рекомендацій щодо оптимального використання термічної обробки для поліпшення ефективності турбокомпресора. Дослідження відкриває нові можливості для вдосконалення технологічних процесів та підвищення якості виробництва в галузі турбінного двигунобудування.

Ключові слова - ТЕРМООБРОБКА, ЗАГАРТУВАННЯ, ТЕМПЕРАТУРНА ДІЯ, ТУРБОКОМПРЕСОР.

ВСТУП

Актуальність теми. Потужність двигуна внутрішнього згорання безпосередньо залежить від кількості повітря і палива, що надходить у двигун. Турбокомпресори використовуються для збільшення потужності та споживання палива двигунами. Однак технічний стан турбокомпресора впливає на техніко-економічні показники і термін служби двигуна. Тому для продовження терміну служби турбокомпресорів дуже важливий своєчасний і якісний ремонт турбокомпресорів.

Найбільший вплив на термін служби турбокомпресора має стан деталей торцевого ущільнення. Підвищений знос деталей торцевого ущільнення скорочує термін служби і збільшує кількість ремонтів турбокомпресора.

У Дніпровському регіоні, а також у центральній та східній Україні ринок послуг з ремонту турбокомпресорів залишається вкрай недостатнім. Найбільше турбокомпресорів ремонтують у Запорізькій області (Мелітопольський завод "Мелітополь", ТОВ "Декорт", "Дизель Турбо Компані", PIONER, ТОВ "МЗТК-Турбоком", ТОВ "Південь-Турбосервіс") та Харківській області (м. Дергачі, ТОВ "Агромаркет").

Компоненти механічного ущільнення турбокомпресорів, придбаних на складальних заводах, не відповідають нормам. Це збільшує час роботи турбокомпресора і скорочує міжремонтний ресурс. Виготовлення кілець торцевих ущільнень в науково-виробничій лабораторії "Турбосервіс" дозволяє продовжити термін служби торцевого ущільнення і турбокомпресора в цілому.

Однак розроблена технологія виробництва кілець торцевих ущільнень і маслоотражателей потребує подальшого розвитку, оскільки на зносостійкість деталей великий вплив має матеріал і режим термообробки, що і є метою даної статті.

На даний час існує два основних напрямки ремонту зношених компонентів турбокомпресора. Найпоширенішими методами є складання ремонтних деталей, ремонт розмірними методами та пластичним деформуванням. Менш поширеними методами є нанесення шару металу на поверхню для компенсації величини зносу (гальванічні методи та методи поверхневого покриття).

Всі існуючі методи мають як свої переваги, так і певні недоліки. При ремонті турбокомпресорів доводиться ремонтувати деталі, виготовлені з різних матеріалів (сталі, бронза, алюмінієві сплави) і різної геометрії (плоскі, циліндричні зовнішні і внутрішні поверхні). У зв'язку з цим ремонт зношених деталей вимагає більш складного обладнання.

Тому існує нагальна потреба в пошуку найбільш сприятливих умов і методів підвищення експлуатаційної довговічності турбокомпресорів та розробці нових технологій ремонту турбокомпресорів, які можуть забезпечити не менше 90% ресурсу виробу після ремонту.

Об'єкт досліджень. Технологічний процес загартування й відпуску деталей торцевого ущільнення турбокомпресора.

Предмет досліджень. Вивчення закономірності процесу загартування й відпуску деталей торцевого ущільнення турбокомпресора.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є підвищення зносостійкості деталей торцевих ущільнень турбокомпресорів. Ця мета була досягнута шляхом вирішення наступних завдань:

1. Дослідження особливості конструкції та надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів.

2. Дослідження впливу режимів відпуску високоміцних чавунів на твердість кілець і їх зношування після стендового обкатування турбокомпресорів.

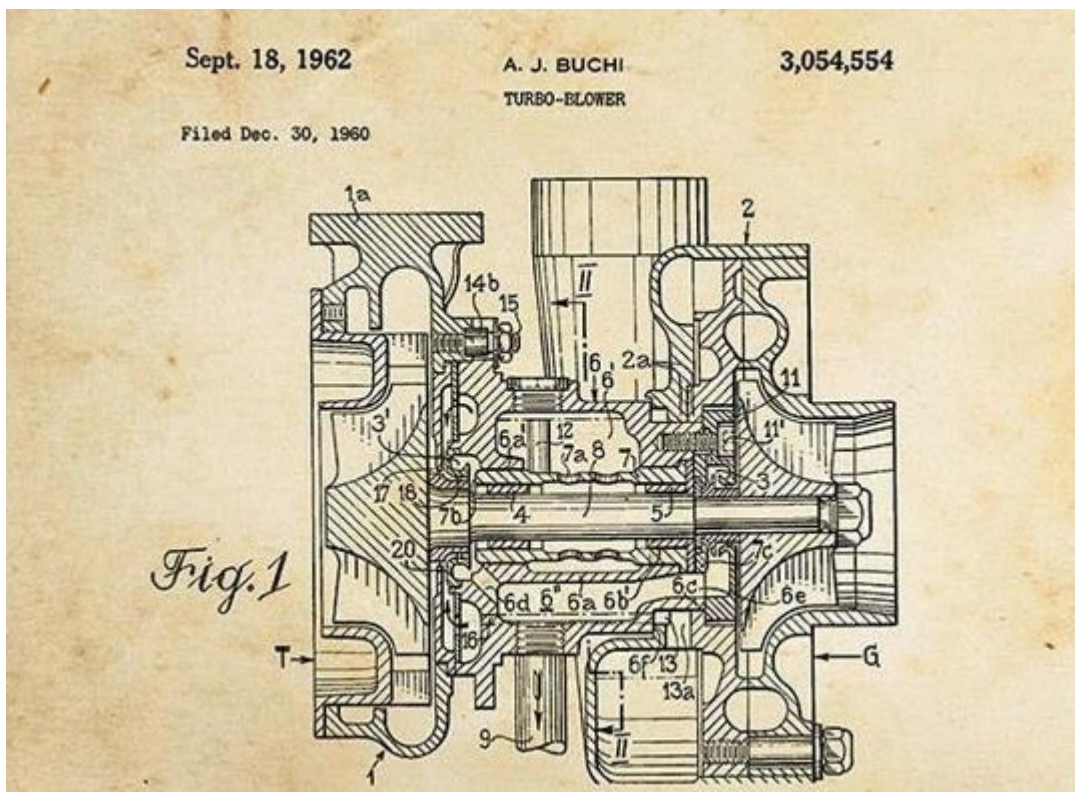
3. Дослідження впливу режимів загартування масловідбивача на твердість і зношування після стендового обкатування турбокомпресорів.

4. Розробити заходи з охорони праці та захисту в надзвичайних ситуаціях.
5. Провести техніко-економічну оцінку роботи.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Призначення турбокомпресорів

Турбокомпресором (турбіною, турбонагнітачем, агрегатом наддуву) називається лопатева машина, що складається з газової турбіни і компресора, в якій робоче колесо турбіни і компресора розташовані на одному валу. Турбонагнітач двигуна розробив 1905 року і запатентував швейцарець Альфред Бюхі рис. 1.1. Його застосовували спочатку для наддуву дизельних судових і промислових двигунів, а з 1937 року вперше було застосовано на двигуні легкового автомобіля.



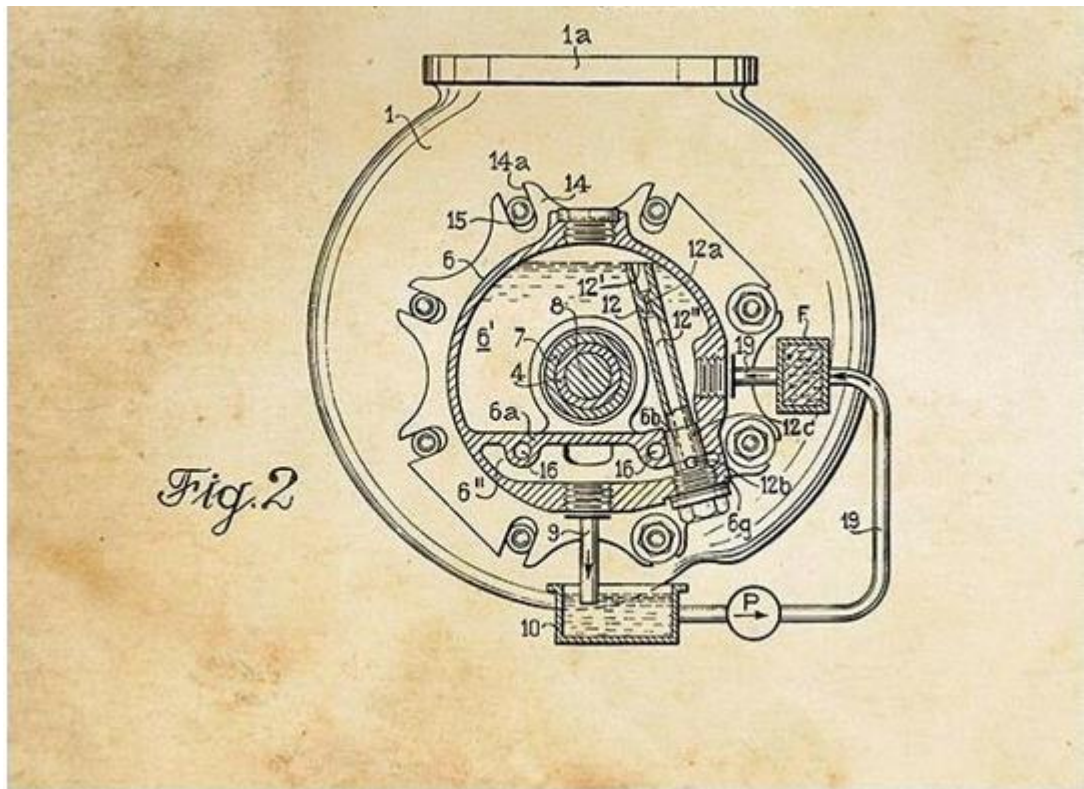


Рис. 1.1. Перша конструкція турбокомпресора

Сьогоднішня конструкція турбокомпресора майже ні чим не відрізняється від свого прототипу, хіба що матеріалами та деякими конструктивними елементами рис. 1.2.

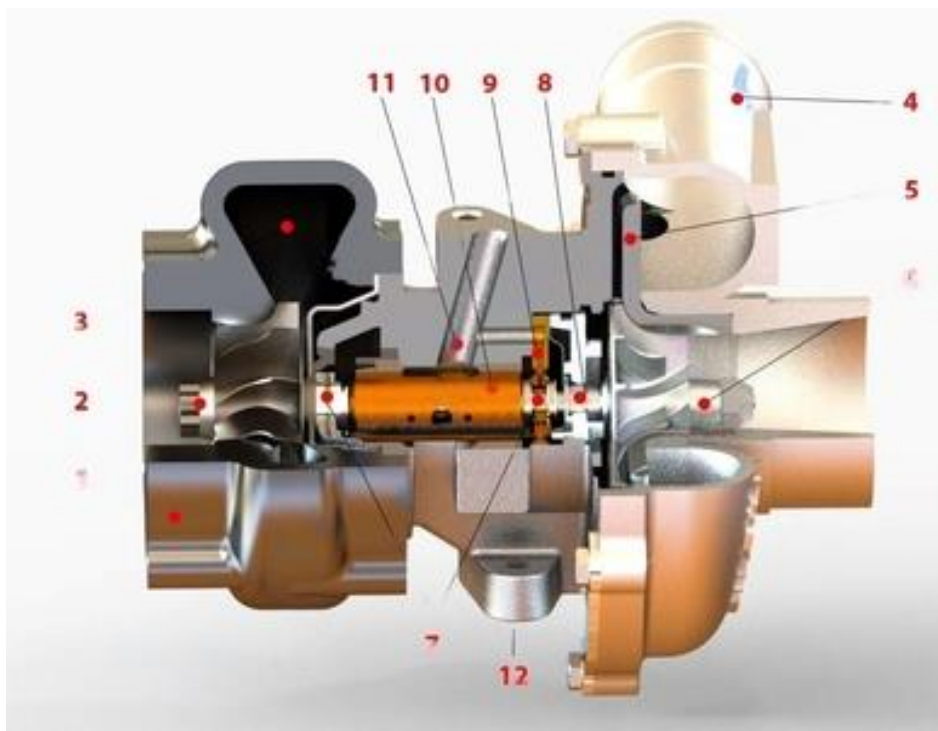


Рис. 1.2. Турбокомпресор

1 - Чавунний корпус турбіни; 2 - Колеса з жароміцного нікелевого сплаву; 3 - Безлопатковий напрямувальний апарат; 4 - Корпус компресора; 5 - Напрямний апарат; 6 - Колесо; 7 - Газомасляні ущільнення; 8 - Ротор; 9 - Упорний підшипник; 10 - Втулка; 11 - Подавання моторного мастила; 12 - Злив моторного мастила.

Зараз турбокомпресор встановлюється майже на всіх дизельних і бензинових двигунах. Він служить для збільшення потужності при зниженні питомої витрати палива, а також зменшення токсичності відпрацьованих газів за рахунок більш повного згоряння палива. Одним з основних виробників агрегатів наддуву в Україні для дизельних і бензинових двигунів є підприємство Таврія Турбо, яке виробляє понад 90 моделей турбокомпресорів. Турбокомпресор складається здебільшого з трьох частин: турбіни, картриджа (корпусу підшипників у зборі) і компресора.

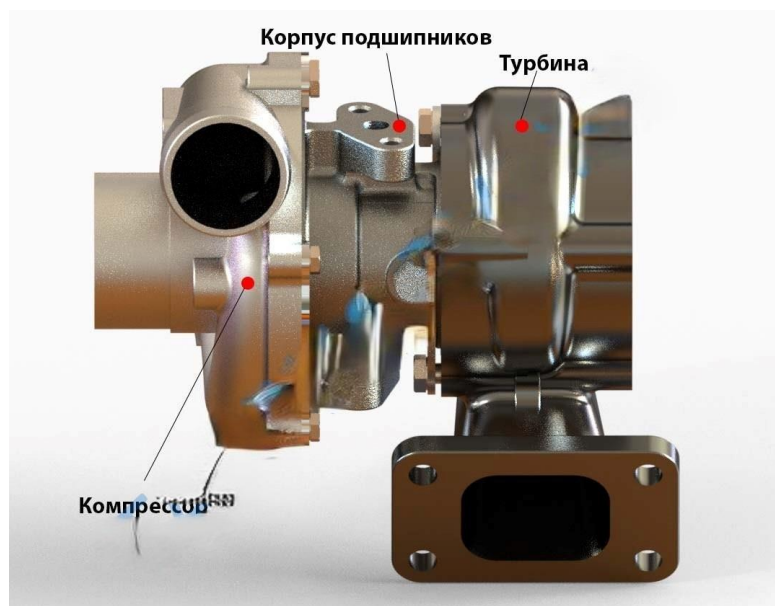


Рис. 1.2. загальний вигляд турбокомпресора

Турбіна складається з корпусу, виготовленого зі спеціального чавуну, колеса турбіни, виготовленого з жароміцного сплаву на нікелевій основі, а також лопаткового або безлопаткового спрямовувального апарату. Вона

перетворює енергію відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння на кінетичну енергію для приводу компресора.

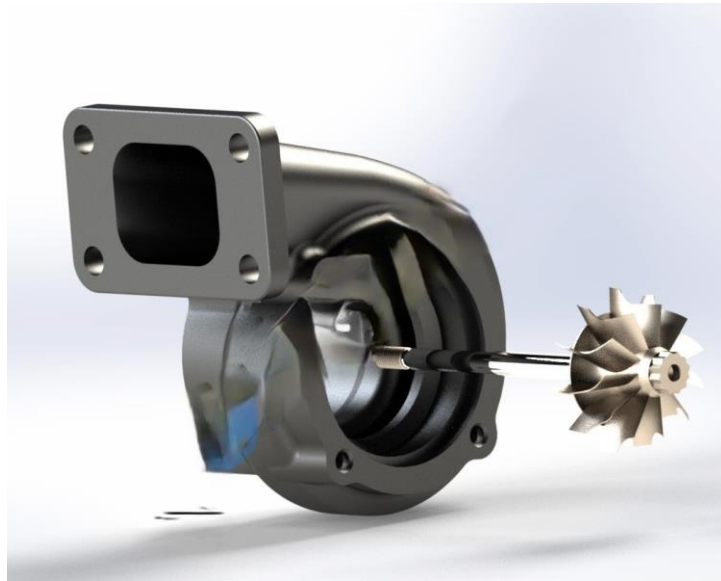


Рис. 1.3. Равлик з крильчаткою

Компресор відцентрового типу, застосовуваний для наддуву автотракторних двигунів, складається з трьох деталей: корпусу компресора, відлитого з алюмінієвого сплаву, колеса компресора, виготовленого з високоміцного алюмінієвого сплаву або титану, і напрямного лопаткового або без-лопаткового апарату.

Картридж служить для кріплення корпусів турбіни і компресора, а також у ньому встановлюються:

Ротор турбокомпресора, що складається з колеса турбіни, з'єданого з валом методом зварювання тертям, деталей наполегливого підшипника, деталей газооливної ущільнення і колеса компресора, насадженого на вал і закріпленого спеціальною гайкою;

Деталі газомасляного ущільнення як з боку турбіни, так і з боку компресора;

Радіальні підшипники та упорний підшипник, виготовлені з бронзи або алюмінієвого сплаву.

Радіальні підшипники можуть вільно обертатися або бути зафіксованими від провороту. Наполегливий підшипник служить для

обмеження осьового переміщення, тим самим гарантує зазор у турбіні та компресорі. У корпусі підшипників передбачено отвір для подачі моторного мастила з метою змащування та охолодження підшипникового вузла, а також отвір для вільного зливу мастила.

Принцип роботи турбокомпресора полягає в такому: вихлопні гази з двигуна через випускний колектор надходять у турбіну на робоче колесо, яке через вал приводить в обертання колесо компресора. Колесо створює тиск повітря в равлику корпусу компресора, що збільшує його надходження в циліндри двигуна, а значить дає змогу спалити більше пального, тим самим збільшити потужність і поліпшити екологічні показники двигуна внутрішнього згоряння.

Під час збільшення обертів і зі зростанням навантаження двигуна, енергія вихлопних газів збільшується, а відповідно підвищується число обертів ротора турбонагнітача і збільшується тиск наддуву. Так відбувається автоматичне регулювання подачі повітря в циліндри двигуна залежно від числа його обертів і навантаження.

Турбокомпресор ТКР-11-238НБ (рис. 1.4) містить у собі одноступінчастий відцентровий компресор і доцентрову радіальну турбіну. До основних деталей компресора відносяться корпус, дифузор, кришка корпусу, колесо. Корпус виконаний зі сплаву алюмінію у вигляді двох напівравликів або повітрозбірників. До торця корпусу прикріплений підвідний патрубок, що має захисну сітку.

Колесо компресора напіввідчиненого типу, алюмінієве, має радіальні лопаті. Колесо напресоване на вал через призматичну шпонку й закріплене за допомогою гайки. Лопатковий дифузор змонтовано між корпусом і кришкою.

У масловідбивачі турбіни 238 НБ-1118010-Г (поз. 13) проточено дві кільцеві канавки, у які встановлюються чавунні ущільнювальні кільця (поз.

14). На валу ротора напесована упорна сталева втулка, яка разом з упорним фланцем складає упорний підшипник ротора.

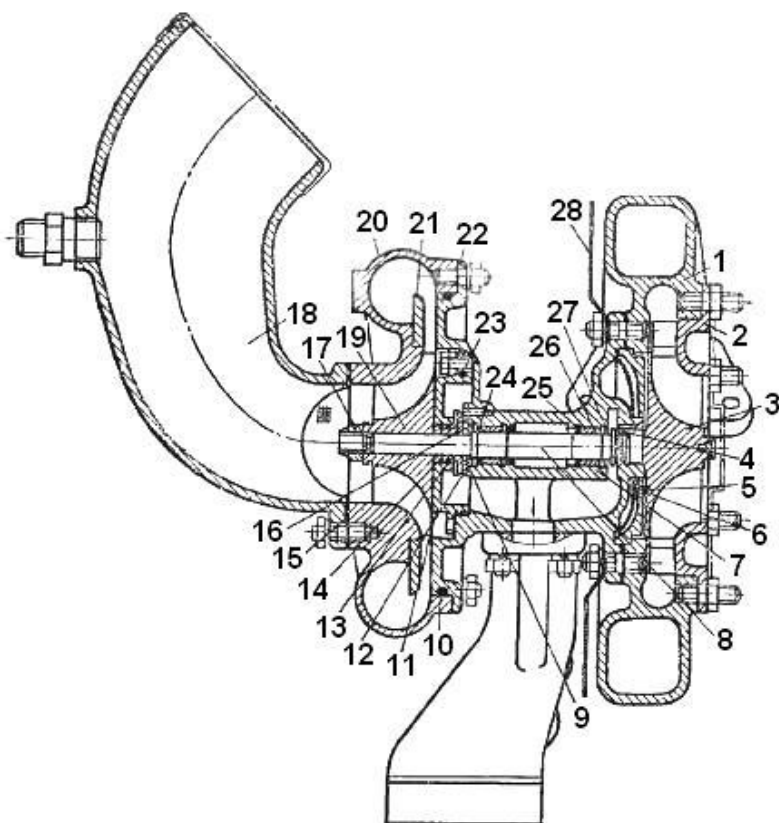


Рис.1.4. Турбокомпресор ТКР-11-238НБ (238 НБ-1118010Б) МАЗ 6422 (ЯМЗ-238)

1 – корпус турбіни; 2 – сопловий вінець; 3 – колесо турбіни; 4 – ущільнювальне кільце турбіни; 5 – проставлення корпуса турбіни; 6 – внутрішній екран; 7 – корпус підшипника; 8 – вал ротора; 9 – упорна втулка; 10 – ущільнювальне кільце; 11 – кришка корпуса підшипника; 12 – упорний фланець; 13 – масловідбивач, 14 – ущільнювальне кільце ротора; 15 – прокладка патрубку із сіткою в зборі; 16 – кільце пружинне; 17 – гайка колеса компресора; 18 – впускний патрубок; 19 – колесо компресора; 20 – корпус компресора; 21 – дифузор; 22 – кришка корпуса компресора; 23 – ущільнювальне кільце; 24 – шайба упорна; 25 – упорне кільце; 26 – втулка; 27 – шайба; 28 – зовнішній екран.



Рис. 1.5. Загальний вигляд турбокомпресора ТКР 100 (1118010Б)

Принцип роботи. Принцип роботи турбокомпресора схематично проілюстровано на рис. 1.6.

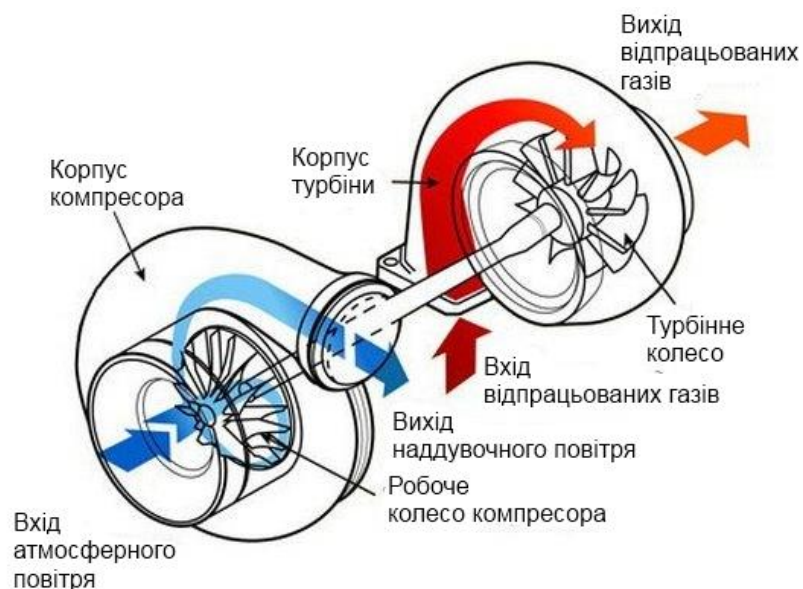


Рис. 1.6. Схема роботи турбокомпресора

У своїй функціональності турбокомпресор використовує енергію газів, які вже відпрацювали. Ця енергія використовується для обертання турбінного колеса. Подальше обертання передається до компресорного колеса через вал ротора. Компресорне колесо стискає повітря, яке потім поступає в систему. Охолоджене повітря, зазначено, що в інтеркулері, вводиться в циліндри двигуна.

Незважаючи на відсутність прямого механічного зв'язку з валом двигуна у турбокомпресора, ефективність його роботи визначається

частотою обертання. Зі збільшенням обертів двигуна зростає інтенсивність потоку відпрацьованих газів, що призводить до збільшення швидкості обертання турбіни та обсягу подаваного повітря в циліндри.

При функціонуванні системи турбонаддува виникають певні негативні моменти, такі як затримка у збільшенні потужності при різкому натисканні на педаль газу, відома як "турбояма". Після виходу з "турбоями" різко зростає тиск наддуву від "турбопідхвату". Це явище зумовлене інерційністю системи, що призводить до невідповідності між продуктивністю турбокомпресора та потребою у потужності двигуна. Для вирішення цієї проблеми застосовуються такі методи:

1. Використання турбіни зі змінюваною геометрією, яка оптимізує потік відпрацьованих газів, змінюючи площу вхідного каналу. Цей підхід широко застосовується в дизельних двигунах.

2. Застосування паралельно працюючих турбокомпресорів для потужних V-подібних двигунів, де кожен компресор працює для окремого ряду циліндрів. Ця схема дозволяє вирішити проблему за рахунок меншої інерції у двох менших турбін, порівняно з однією великою, що є типовою схемою для автомобілів, наприклад, КамАЗ.

Використання двох послідовних турбін дозволяє досягти максимальної продуктивності, використовуючи різні компресори при різних обертах двигуна. У випадку комбінованого наддування використовуються як механічний, так і турбонаддув. При роботі двигуна на низьких обертах активний механічний нагнітач. Зі збільшенням обертів в систему включається турбокомпресор, тоді як механічний нагнітач припиняє свою роботу.

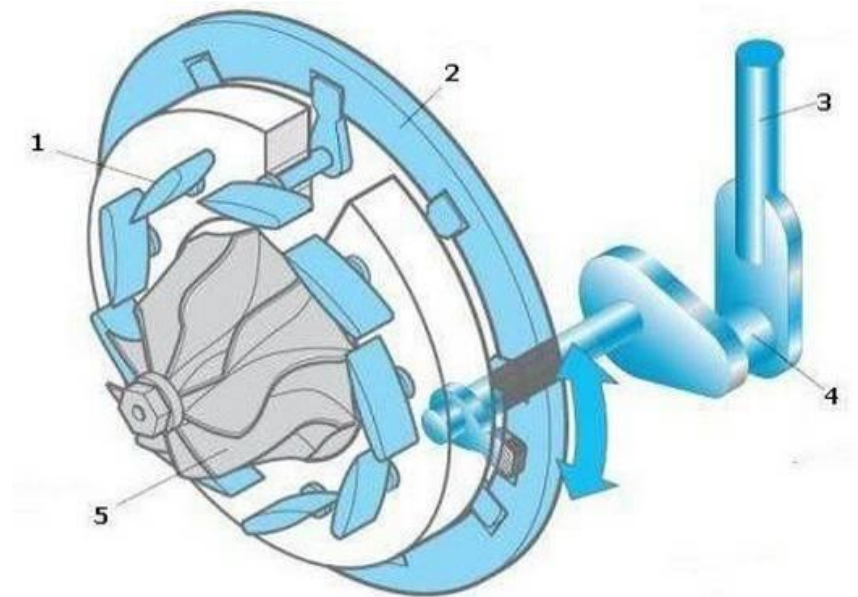


Рис. 1.7. Турбіна зі змінюваною геометрією - схема:

- 1 – направляючі лопаті, 2 – кріпильне кільце, 3 – важіль для керування,
4 – вал вакууму, 5 – крильчатка турбіни

1.2 Торцеві ущільнення турбокомпресорів

Турбокомпресор складається з турбінного колеса з валом, що приводиться в рух вихлопними газами, і компресорного колеса, розташованого з протилежного боку вала, які разом утворюють ротор. Максимальна швидкість обертання ротора турбокомпресора Z-14 становить від 60 до 140 000 обертів на хвилину. Чим менше турбокомпресор, тим вище робоча і максимальна швидкість обертання. Ротор розташований всередині корпусу (центральна частина), до якого під'єднані гарячий і холодний теплообмінники.

Ротор встановлений на підшипнику ковзання. Ротор утримується в осьовому напрямку гідродинамічною упорною пластиною. Бронзова або чавунна упорна пластина з отвором для подачі масла встановлюється в паз сталевій упорній втулці на валу.

Підшипник і гідродинамічна упорна пластина забезпечуються маслом під тиском з масляної системи двигуна. У корпусі є канали підведення і відведення масла, а також, залежно від типу турбокомпресора, канали рідинного охолодження.

Холодні і гарячі равлики прикріплені до корпусу для формування газоповітряного тракту турбокомпресора.

Для запобігання потрапляння масла в газоповітряний тракт через масляну порожнину встановлені прокладки. З боку турбіни зазвичай використовуються підпружинені кільцеві ущільнення. Це кільце виготовляється зі спеціального чавуну або сталі, постійно встановлюється на корпусі і рухається в канавці валу з дуже малим торцевим зазором. З боку компресора в деяких турбінах часто використовується подібна конструкція з графітовими або вуглецевими торцевими ущільненнями [5].

Турбокомпресори працюють у важких умовах, таких як великі перепади температур між турбіною і компресором, високі швидкості ковзання деталей і вібрація, які впливають на їх продуктивність і призводять до швидкого виходу турбокомпресора з ладу. Це призводить до швидкого збільшення витрати масла, коксування поршневих кілець, зниження потужності двигуна і значного збільшення вихлопного диму, що значно забруднює навколишнє середовище.

Таким чином, вихід компресора з ладу не тільки призводить до економічних втрат, але й негативно впливає на навколишнє середовище.

Олива подається під тиском для змащування поверхонь тертя, відведення тепла і видалення продуктів зносу. Залежно від розміру зазору, що сполучається, в мастильному зазорі створюється постійний тиск, який повинен бути не менше 0,2 МПа.

На продуктивність турбокомпресора великий вплив має величина дисбалансу, стан ущільнювальних елементів і з'єднання між валом і підшипником ковзання.

Аналіз зношених частин кілець і масляних стопорних шайб, знятих під час ремонту, показує, що основною причиною виходу з ладу парів є знос від води.

Багато компаній, що займаються ремонтом турбокомпресорів, як правило, пов'язують всі відмови турбокомпресорів з пошкодженням ущільнювальних кілець і посадочних поверхонь ущільнювачів [12].

Дослідження, проведені лабораторією з ремонту турбокомпресорів компанії "Турбо-Сервіс", підтверджують, що прокладки є важливим компонентом турбокомпресора і їх параметри мають значний вплив на термін служби турбокомпресора. Однак, пошкодження прокладок часто є наслідком інших, здавалося б, незначних несправностей, і їх важко виявити зовні.

Аналіз відмов турбокомпресорів, проведений в лабораторії протягом декількох років, дозволив виявити основні фактори, що знижують надійність турбокомпресорів.

Серед технічних факторів - порушення точності взаємного розташування поверхонь деталей, що проявляється в неспіввісності отворів під підшипники і отворів під ущільнювальні кільця. Крім того, вал зміщений відносно осі отвору, а ущільнювальне кільце - через неперпендикулярність поверхонь підшипників і кришки ущільнювача.

Експлуатаційні фактори, що впливають на ресурс турбокомпресора.

Аналіз відремонтованих відмов турбокомпресорів показує, що більшість відмов, близько 80%, викликані зносом підшипників ковзання, валів і ущільнень. Приблизно 5% відмов спричинені потраплянням сторонніх предметів на лопатки колеса компресора і турбіни. Приблизно 5% відмов пов'язані з несправністю системи змащення або іншими причинами.

Сторонні предмети, що потрапили в робоче колесо компресора, включають елементи повітряного фільтра, шматки гуми або дроту, болти, гайки і шайби, які потрапляють у впускну трубу під час заміни

турбокомпресора. Всі ці предмети, незалежно від того, наскільки вони малі, можуть спричинити серйозні пошкодження турбінного колеса.

Одним з найбільш часто використовуваних ущільнювальних пристроїв є торцеве ущільнення з металевими ущільнювальними елементами. Механічне ущільнення складається з трьох основних елементів. Двох кілець (кілець, що обертається, і нерухоме кілець), які утворюють плоску пару тертя, і еластичного елемента, який забезпечує контакт між парами тертя.

Обертове кілець ущільнене до валу еластичним елементом, що забезпечує постійний контакт кілець, навіть у разі вібрації, зміщення валу і зносу елементів пари тертя. Зазори у фрикційних кільцях визначають витік рідин і газів у робочій зоні машин, апаратів і механізмів, що працюють під тиском.

1.3. Аналіз експлуатаційної надійності турбокомпресорів

При проведенні досліджень надійності турбокомпресорів необхідно знати матеріал з якого виготовлені комплектуючі, як правило це різні матеріали так як температура турбокомпресора сягає 600 – 700 0С [3].

Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей турбокомпресорів ТКР 11 наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей турбокомпресорів ТКР 11

Деталь	Матеріал	Твердість
Підшипник	Бронза БрОС-10-10	
Вал ротора	Сталь 40Г, 40Х, 50Г	52 НРС
Колесо турбіни	Сплави ЛЖТ, ЖСЛ-750	187...363 НВ
Колесо компресора	Сплав АЛ 4	70НВ
Корпус середній	Сплави АЛ 9,	60НВ

	АЛ – 29	90НВ
	АЛ 7	70НВ
Масловідбивач	Сталь 45Х, 40Х	37...44 НРС
Втулка ущільнень	Сталь 45Х, 40Х	39...49 НРС
Диск ущільнення компресора	Сталь 45Х, 45	39...49 НРС
Фіксатор	Сталь 45Л-1	153...200 НВ
	Сталь 40Л-1	146...173 НВ
	Сталь 50Л-1	159...190 НВ

Для втулок підшипників застосовують бронзи марок БрОФ 10-1, БрОФ 7-0,2, БрОЦС 5-5-5, БрОС 10-10 [6]. Однак по даним Ханина Н.С., Аболтина Є.В., Лямцева Б.Ф. бронзові втулки підшипників ТКР забезпечують високу працездатність вузла тертя тільки при вмісті олова не менш 10% [7].

Шорсткість поверхонь бронзових втулок, що сполучаються з іншими деталями $Ra = 1,25 - 2,5$ мкм. [8].

Вал ротора зварюється з колесом турбіни зварюванням тертям. Після токарської обробки опорні поверхні, що сполучаються з поверхнею підшипника піддають загартуванню СВЧ на глибину 1-3 мм, до твердості НРС не менш 52. Потім на круглошліфовальном уверстаті шліфуються профіль, зовнішній діаметр і торці колеса турбіни, поверхні вала під втулку, ущільнення, підшипник ковзання, масловідбивач, і колесо компресора.

Опорні поверхні під підшипник піддають алмазному і вигладжуванню. Шорсткість цих поверхонь $Ra 0,32$ мкм (інших шліфованих поверхонь $Ra 1,25$ мкм), овальність і конусність не повинні перевищувати 0,005 мм [8].

При виготовленні середнього корпусу обробляються отвір, під підшипник середнього корпусу до $Ra 2,5$ мкм, поверхні, що сполучаються з корпусом турбіни й компресора поверхні під диск ущільнення компресарка й втулку турбіни, а сверляться отвору під фіксатор і шпильки, нарізається різьба під шпильки. Масловідбивач гартується об'ємним, загартуванням до

твердості 37...44 HRC, отвір під вал ротора шліфується на внутрішншліфувальному верстаті.

Але хоча і технологія виготовлення деталей добре відпрацьована досить часто трапляються відмови турбокомпресорів.

Багато дослідників у своїх роботах зазначають, що відмови турбокомпресорів складають 8-36% від загальної кількості відмов двигунів [1, 3, 4]. Така розбіжність вказує на необхідність більш глибоких досліджень, тобто досліджень слабких місць різних турбокомпресорів у різних марках двигунів.

Так на рис. 1.8 наведено розподіл відмов вузлів турбокомпресора сімейства ТКР.

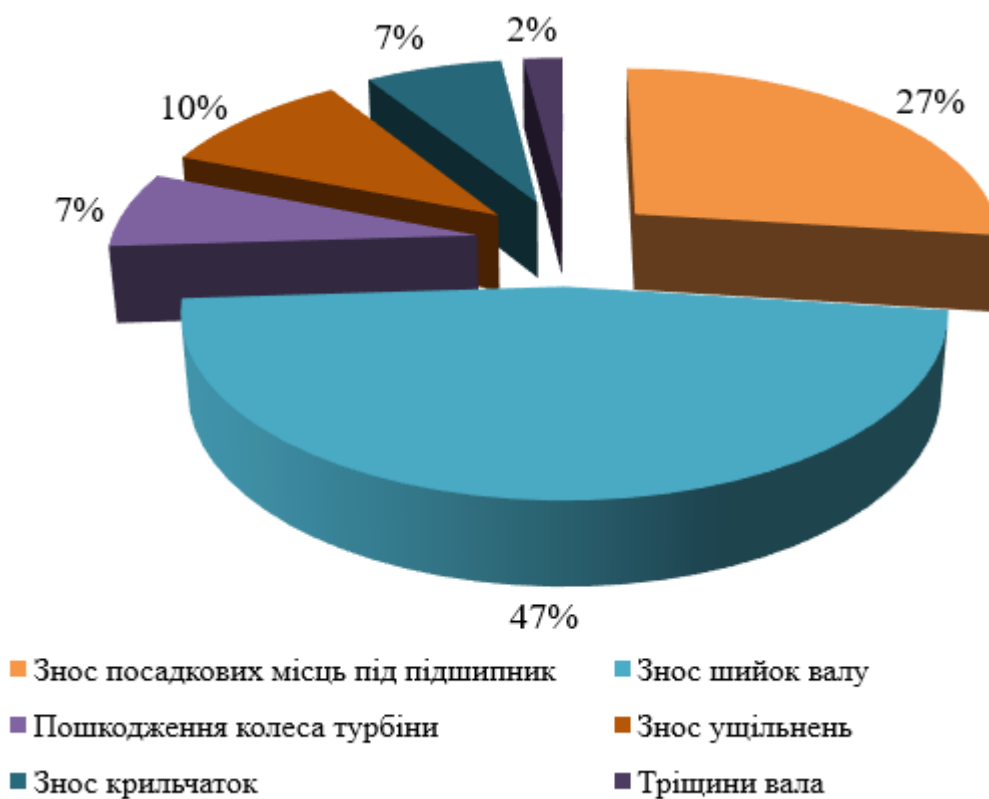


Рисунок 1.8. Відмови турбокомпресора

З аналізу діаграми видно, що основна кількість відмов припадає на підшипниковий вузол, де спостерігається зношення шийок валу та втулок. Переважно це зумовлено гідроабразивним зносом та температурними пошкодженнями [9]. Дослідження надійності турбокомпресора вказують на

те, що ключовими вузлами, що обмежують ресурс, є крильчасте колесо та підшипниковий вузол.

Ремонт цих елементів становить практично 60-65% всіх витрат на обслуговування. Згідно з [10], 45% компонентів можна успішно відновити, оскільки вони виявляють невелике зношення, що досягає 0,3 мм.

Для уникнення такого роду поломок та підвищення довговічності агрегатів треба чітко знати коли проводити обслуговування агрегату та які роботи необхідно провести, щоб подовжити термін роботи турбокомпресора.

Тривалість служби техніки визначається двома основними показниками: ресурсом, який відображає знос об'єкта в процесі експлуатації, та строком служби, який визначається календарною тривалістю періоду експлуатації об'єкта.

1.4. Мета та задачі роботи

Головною метою даної роботи є підвищення стійкості до зносу деталей торцевого ущільнення турбокомпресора. Ця мета досягається шляхом вирішення таких конкретних задач:

1. Дослідження особливості конструкції та надійності турбокомпресорів автотракторних двигунів.
2. Аналіз впливу режимів відпуску високоміцних чавунів на твердість кілець та їх стійкість до зносу після стендового обкатування турбокомпресорів.
3. Дослідження впливу режимів загартування масловідбивача на твердість і зношування після стендового обкатування турбокомпресорів.
4. Спланувати роботи з забезпечення охорони праці та безпеки роботи.
5. Зробити економічну оцінку роботи.

РОЗДІЛ 2 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕСОРА

2.1. Динаміка ротора турбокомпресора

У високооборотних роторах турбокомпресорів наддуву дизельних двигунів широкого застосування набули підшипники ковзання з плаваючою втулкою. Введення в конструкцію підшипника плаваючої втулки і другого змащувального шару призвело до появи в системі стійкого граничного циклу, розміри якого задовольняють умовам працездатності підшипників у широкому діапазоні робочих частот обертання ротора.

Поява в системі стійкого граничного циклу відкрила можливості керування його розміром шляхом вибору конструктивних і режимних параметрів ротора і гідродинамічних опор із плаваючими втулками на ранніх етапах їх проектування. У більшості робіт розрахунок амплітуд стійких граничних циклів і навантаженості підшипників виконують із використанням моделі "автономної опори", яка містить дві маси (цапфу і втулку) і два мастильні шари, за виключенням валу, що зв'язує два підшипники. Однак такий підхід не дає змоги визначати форму усталеного руху ротора, зумовлену взаємозв'язком ротора й обох підшипників у єдину систему.

Моделі багатомасових гнучких роторів на двох підшипниках із плаваючими втулками використовували С.-Н. Лі [11], А. Воуасі [12], В. Schweizer [13, 14], С. Голт [15], що давало змогу розрахунковим шляхом дослідити форму усталеного руху ротора та її вплив на навантаженість підшипників. Однак це питання в зазначених роботах не розглянуто.

Тому дослідження форми усталеного руху єдиної системи "ротор - підшипники з плаваючою втулкою" та її впливу на навантаженість підшипників видається актуальним.

Модель ротора

Ротор турбокомпресора наддуву дизельного двигуна наведено на рис. 2.1. Він являє собою вал, на якому консольно закріплені колесо компресора і колесо турбіни. Вал спирається на два підшипники ковзання з плаваючими обертовими втулками. Кожен підшипник містить два мастильні шари. У корпусі підшипника і втулки передбачені отвори для подачі мастильного шару. Робоча частота обертання ротора становить 70 000 об/хв.

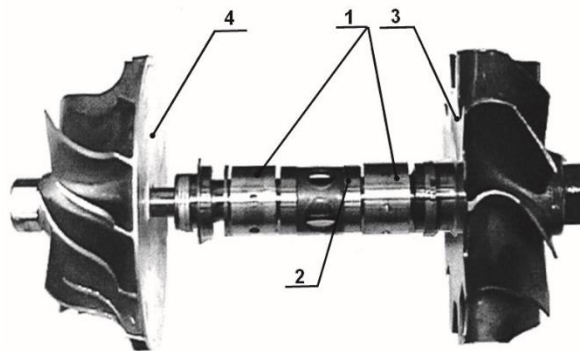
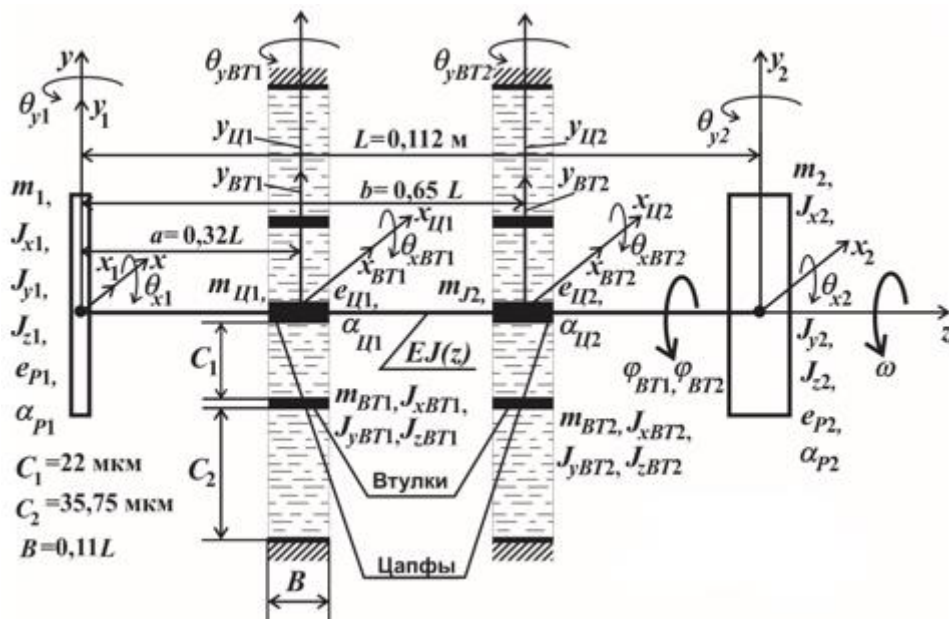


Рис. 2.1. Ротор турбокомпресора

1 - плаваючі втулки; 2 - дистанційна втулка; 3 - колесо турбіни; діапазоні частот обертання визначається 4 - колесо компресора вклядом лише перших двох його вигнутих власних форм

Розрахункова дискретна модель ротора на підшипниках із плаваючими втулками наведена на рис. 2.2. Незалежно від жорсткості опор форма вимушених коливань ротора в технічно реалізованому.



Число ступінів вільності 22, число елементів вектору стану 44
 Рис. 2.2. Розрахункова дискретна модель ротора на підшипниках із плаваючими втулками

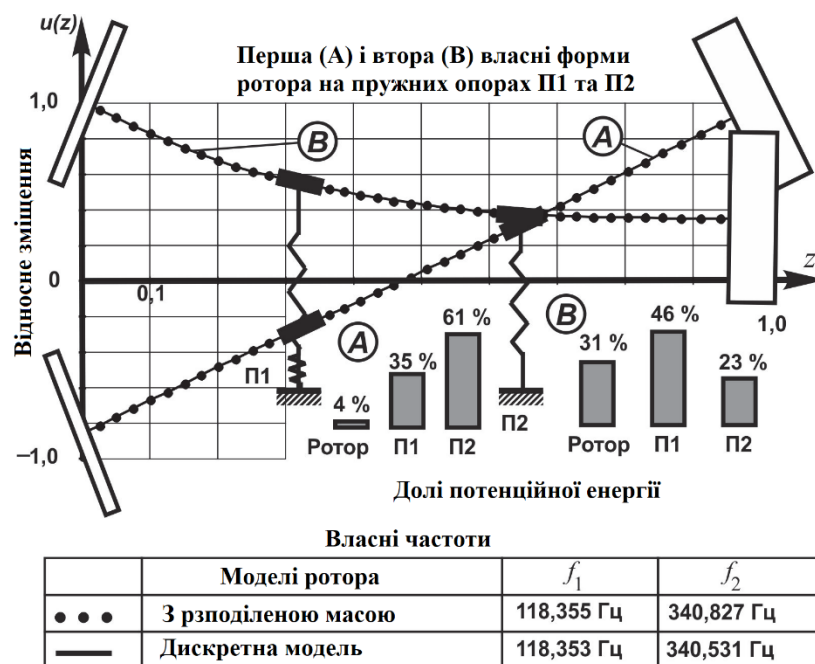


Рис. 2.3. Власні частоти і форми континуального ротора та його дискретної моделі

Ці власні частоти і форми знайдено за жорсткостей опор, лінеаризованих у сталому режимі на робочій частоті обертання.

Система рівнянь

Систему рівнянь моделі "ротор - підшипники з плаваючою втулкою" утворюють рівняння руху цапф (2.1), дисків (2.2), і втулок (2.3):

$$\begin{cases} m_{\Pi k} \ddot{x}_{\Pi k} = \sum_{i=1}^2 F_{xi} \cdot \xi_{ki} + \eta_k \cdot \sum_{i=1}^2 M_{yi} + \eta_k \cdot \sum_{k=1}^2 T_{yk}^{(1)} + R_{xk}^{(1)} + m_{\Pi k} e_{\Pi k} \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_{\Pi k}), \\ m_{\Pi k} \ddot{y}_{\Pi k} = \sum_{i=1}^2 F_{yi} \cdot \xi_{ki} - \eta_k \cdot \sum_{i=1}^2 M_{xi} - \eta_k \cdot \sum_{k=1}^2 T_{xk}^{(1)} + R_{yk}^{(1)} + m_{\Pi k} e_{\Pi k} \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_{\Pi k}) - m_{\Pi k} g, \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} x_i - \left(x_{\Pi 1} \cdot \frac{b-l_i}{b-a} + x_{\Pi 2} \cdot \frac{l_i-a}{b-a} \right) = \sum_{j=1}^2 \alpha_{ij} F_{xj} + \sum_{j=1}^2 \beta_{ij} M_{yj}, \\ \theta_{yi} - \frac{x_{\Pi 2} - x_{\Pi 1}}{b-a} = \sum_{j=1}^2 \gamma_{ij} F_{xj} + \sum_{j=1}^2 \delta_{ij} M_{yj}, \\ y_i - \left(y_{\Pi 1} \cdot \frac{b-l_i}{b-a} + y_{\Pi 2} \cdot \frac{l_i-a}{b-a} \right) = \sum_{j=1}^2 \alpha_{ij}^{zy} F_{yj} + \sum_{j=1}^2 \beta_{ij}^{zy} M_{xj}, \\ \theta_{xi} - \frac{y_{\Pi 1} - y_{\Pi 2}}{b-a} = \sum_{j=1}^2 \gamma_{ij}^{zy} F_{yj} + \sum_{j=1}^2 \delta_{ij}^{zy} M_{xj}, \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} m_{BTk} \ddot{x}_{BTk} = R_{xk}^{(2)} - R_{xk}^{(1)}, \\ m_{BTk} \ddot{y}_{BTk} = R_{yk}^{(2)} - R_{yk}^{(1)} - m_{BTk} g, \\ J_{zBTk} \ddot{\phi}_k = T_{zk}^{(1)} - T_{zk}^{(2)}, \end{cases} \quad \begin{cases} J_{yBTk} \ddot{\theta}_{yBTk} = T_{yk}^{(2)} - T_{yk}^{(1)}, \\ J_{xBTk} \ddot{\theta}_{xBTk} = T_{xk}^{(2)} - T_{xk}^{(1)} \end{cases} \quad (2.3)$$

в яких враховані гіроскопічні моменти та інерційні навантаження (2.4)

$$\begin{aligned} F_{xj} &= -m_j \ddot{x}_j + m_j e_{Pj} \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_{Pj}), & M_{yj} &= -(J_{yj} \ddot{\theta}_{yj} - J_{zj} \omega \dot{\theta}_{xj}), \\ F_{yj} &= -m_j \ddot{y}_j + m_j e_{Pj} \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_{Pj}) - m_j g, & M_{xj} &= -(J_{xj} \ddot{\theta}_{xj} + J_{zj} \omega \dot{\theta}_{yj}), \end{aligned} \quad (2.4)$$

І реакції, що діють на цапфи і втулки з боку внутрішніх і зовнішніх мастильних шарів

$$\begin{matrix} R_{xk,yk}^{(1)} \\ T_{xk,yk}^{(1)} \end{matrix} = \begin{matrix} R_{xk,yk}^{(1)} \\ T_{xk,yk}^{(1)} \end{matrix} \left(x_{Цк} - x_{ВТк}, \dot{x}_{Цк} - \dot{x}_{ВТк}, y_{Цк} - y_{ВТк}, \dot{y}_{Цк} - \dot{y}_{ВТк}, \omega - \omega_{ВТк}, \varphi_{ВТк}, \right. \\ \left. \theta_y^* - \theta_{yВТк}, \dot{\theta}_y^* - \dot{\theta}_{yВТк}, \theta_x^* - \theta_{xВТк}, \dot{\theta}_x^* - \dot{\theta}_{xВТк} \right) \quad (2.5)$$

$$\begin{matrix} R_{xk,yk}^{(2)} \\ T_{xk,yk}^{(2)} \end{matrix} = \begin{matrix} R_{xk,yk}^{(2)} \\ T_{xk,yk}^{(2)} \end{matrix} \left(x_{ВТк}, y_{ВТк}, \dot{x}_{ВТк}, \dot{y}_{ВТк}, \omega_{ВТк}, \varphi_{ВТк}, \theta_{xВТк}, \theta_{yВТк}, \dot{\theta}_{xВТк}, \dot{\theta}_{yВТк} \right).$$

Вектор стану системи містить 44 елементи, 28 з яких (лінійні та кутові переміщення і швидкості цапф і втулок) входять у праві частини рівнянь Рейнольдса [15].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}_{ks}^3}{12\bar{\mu}_{ks}} \frac{\partial \bar{p}_k^{(s)}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_s} \left(\frac{\bar{h}_{ks}^3}{12\bar{\mu}_{ks}} \frac{\partial \bar{p}_k^{(s)}}{\partial \bar{z}_s} \right) &= \frac{1}{2} \chi_{ks} G_{ks} \sin(\varphi - \delta_{ks}) - \frac{1}{2} E_{ks} \cos(\varphi - \delta_{ks}) + \\ + \frac{1}{2} E_{1ks} \frac{\bar{z}_s}{a_s} \cos(\varphi - \varepsilon_{ks}) - \frac{1}{2} G_{1ks} \bar{z}_s \frac{\sigma_{ks}}{a_s} \sin(\varphi - \varepsilon_{ks}), \end{aligned} \quad (2.6)$$

з розв'язання яких визначаються [16] епюри надлишкових тисків, а їх інтегруванням - реакції та моменти внутрішніх (s) = (1) і зовнішніх (s) = (2) мастильних шарів (2.7)

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} R_{xk}^{(s)} \\ R_{yk}^{(s)} \end{bmatrix} &= -\frac{\mu_0 \omega B_s D_s}{\psi_s^2} \cdot \frac{1}{4a_s} \iint_{\bar{S}} \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}_s, \\ \begin{bmatrix} T_{xk}^{(s)} \\ T_{yk}^{(s)} \end{bmatrix} &= -\frac{\mu_0 \omega B_s D_s^2}{\psi_s^2} \cdot \frac{1}{8a_s} \iint_{\bar{S}} \bar{z} \cdot \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}_s. \end{aligned} \quad (2.7)$$

У виразах (2.1)-(2.7) прийнято такі позначення:

x, y, z - декартова система координат, у якій визначають переміщення і кути повороту елементів дискретної моделі;

i, j = 1,2 - індекси, що відповідають дискам компресора (2.1) і турбіни (2.2);

$k = 1, 2$ - індекси, що відповідають опорам ротора;
 $m_i, m_{цк}, m_{втк}$ - зосереджені маси дисків, цапф і втулок;
 $J_{xi}, J_{yi}, J_{zi}, J_{xвтк}, J_{yвтк}, J_{zвтк}$ - масові моменти інерції дисків і втулок щодо осей x, y, z ;
 $x_i, y_i, x_{цк}, y_{цк}, x_{втк}, y_{втк}$ - абсолютні зміщення геометричних центрів дисків, цапф і втулок уздовж осей x і y ;
 $\theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{xвтк}, \theta_{yвтк}$ - абсолютні кути повороту дисків і втулок навколо осей x і y ;
 $x_i^*, y_i^*, \theta_{xi}^*, \theta_{yi}^*$ - зміщення і кути повороту перерізів ротора як абсолютно твердого тіла .
 $\hat{x}_i, \hat{y}_i, \hat{\theta}_{xi}, \hat{\theta}_{yi}$ - переміщення і кути повороту i -го перерізу ротора навколо осей x та y , обумовлені його згином;
 $e_{pi}, e_{ri}, e_{цк}, \alpha_{pi}, \alpha_{цк}$ - ексцентриситети неврівноважених дисків і цапф ротора та фазові кути, відлічувані від осі x проти годинникової стрілки; ω - кутова частота обертання вала навколо осі z ;
 ω_{2k} - кутові частоти обертання втулок навколо їхніх геометричних центрів;
 φ_k - кути повороту втулок навколо їхніх геометричних центрів;
 $\alpha_{ij}, \beta_{ij}, \gamma_{ij}, \delta_{ij}$ - статичні коефіцієнти впливу вала в площині zx ;
 $\alpha_{ij}^{zy}, \beta_{ij}^{zy}, \gamma_{ij}^{zy}, \delta_{ij}^{zy}$ - статичні коефіцієнти впливу вала в площині zy ;
 $F_{xj}, M_{yj}, F_{yj}, M_{xj}$ - сили і моменти, що діють на вал з боку дисків;
 $F_{exj}, F_{eyj}, F_{exцк}, F_{eyцк}$ - сили інерції неврівноважених дисків і цапф;
 $F_{exвтк}, F_{eyвтк} = 0$ - сили інерції втулок;
 R_{yk1} - реакції, що діють з боку внутрішнього змащувального шару на цапфу і R_{xk} , втулку;
 $T_{xk1}, T_{xk2}, T_{yk1}, T_{yk2}, T_{zk1}, T_{zk2}$ - моменти тертя навколо осей x, y і z , які діють на k -ту втулку з боку зовнішнього (2.1) і внутрішнього (2.2) змащувальних шарів;
 a, b - осьові координати першої та другої опор ротора;
 l_i - осьові координати дисків, $l_1=0$; t - час;

g - прискорення вільного падіння;

E_{ks2ks} - параметр, що характеризує безрозмірні швидкості руху ks уздовж лінії центрів k -го шипа відносно k -ї втулки ($s = 1$) і k -ї втулки відносно корпусу ($s = 2$);

Рівняння Рейнольдса (2.6) з урахуванням перекосів цапф у втулках і втулок у корпусі отримано за основних припущень гідродинамічної теорії мастила, доповнених припущеннями абсолютної жорсткості цапф і втулок, і їх розв'язують за умов Свіфта - Штібера (2.8) з урахуванням джерел для подавання мастила:

$$\begin{cases} \bar{p}_k^{(s)} = 0, & \text{при } \bar{z}_s = \pm a_s, & \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) = \bar{p}_k^{(s)}(\varphi + 2\pi, \bar{z}_s), \\ \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) \geq 0 & \text{на } \bar{S}, & \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) = \bar{p}_\gamma \quad \forall \varphi, \bar{z} \in \Gamma_\gamma. \end{cases} \quad (2.8)$$

Алгоритм розрахунку

На першому етапі виконано розрахунки для опори, що стежить, - без урахування перекосу втулки відносно ротора і корпусу. Розв'язання рівнянь (2.1)-(2.7) виконано інтегруванням за часом від початкових умов до встановлення коливань методом Рунге - Кутти - Мерсона зі змінним кроком. Для розв'язання рівнянь Рейнольдса використано аналітичні апроксимації, наведені в роботі [12], і адаптивний багатомережевий алгоритм [11].

Практично вся обчислювальна трудомісткість під час інтегрування системи рівнянь руху (2.2) - (2.3) полягає в п'ятикратному розв'язанні рівняння Рейнольдса для кожного з 4 мастильних шарів на кожному кроці за часом. Тому видається раціональним використання наближених методів розрахунку реакцій для пошуку вектора стану, близького до сталого режиму.

Як наближений метод розрахунку опорних реакцій використано аналітичні апроксимації реакцій мастильного шару [16]. Використання цих залежностей дало змогу швидко знайти сталий режим і використовувати його як початкове наближення для подальшого уточненого розрахунку.

Чисельні експерименти показали, що інтегрування зі змінним кроком за величини похибки $\varepsilon = 10^{-3}$, що визначає величину поточного кроку за часом, призводить до зниження амплітуд сталих коливань приблизно на 6 %. Тому розрахунки динаміки ротора виконано за величини $\varepsilon = 10^{-5} \dots 10^{-6}$.

Виконано дві серії розрахунків сталих режимів моделі ротора, наведеної на рис. 2.4, у широкому діапазоні частот обертання від 0 до 150 000 об/хв. У кожному розрахунку задано постійну частоту обертання і виконано інтегрування за часом від початкових умов до встановлення коливань.

Результати першої серії розрахунків.

У першій серії розрахунків використано ідеальну модель підшипника, без отворів, температури в змащувальних шарах прийнято постійними.

У сталому режимі знайдено лінеаризовані жорсткості опор, визначено власні частоти та форми згинальних коливань.

Виконано аналіз форми руху ротора (рис. 2.4). На малих частотах обертання від 10 до 7 000 об/хв реакції, що діють на цапфи з боку внутрішніх мастильних шарів, вертикальні та задовольняють умовам статичної рівноваги ротора.

Зі зростанням частоти обертання вісь ротора повертається і ротор займає майже горизонтальне положення. При подальшому збільшенні частоти обертання в компресорній опорі починаються автоколивання і ротор починає здійснювати прецесію з частотою $\Omega \approx 0,3n$ (початок зони II). У турбінній опорі, навантаженої опорі, навантаженої значним навантаженням, - Рис. 2.4. Діаграма Кемпбелла значно більшими силами ваги, автоколивання ще відсутні. Близько частоти 12 000 об/хв в автоколивання втягується цапфа турбіни, тож у зоні III ротор являє собою систему двох пов'язаних через нього автоколивальних підсистем (підшипників із плаваючими втулками).

Під час збільшення частоти обертання понад 15 000 об/хв форма коливань у зоні III, незважаючи на віддалення від першої резонансної частоти, залишається кінечною аж до 82 000 об/хв.

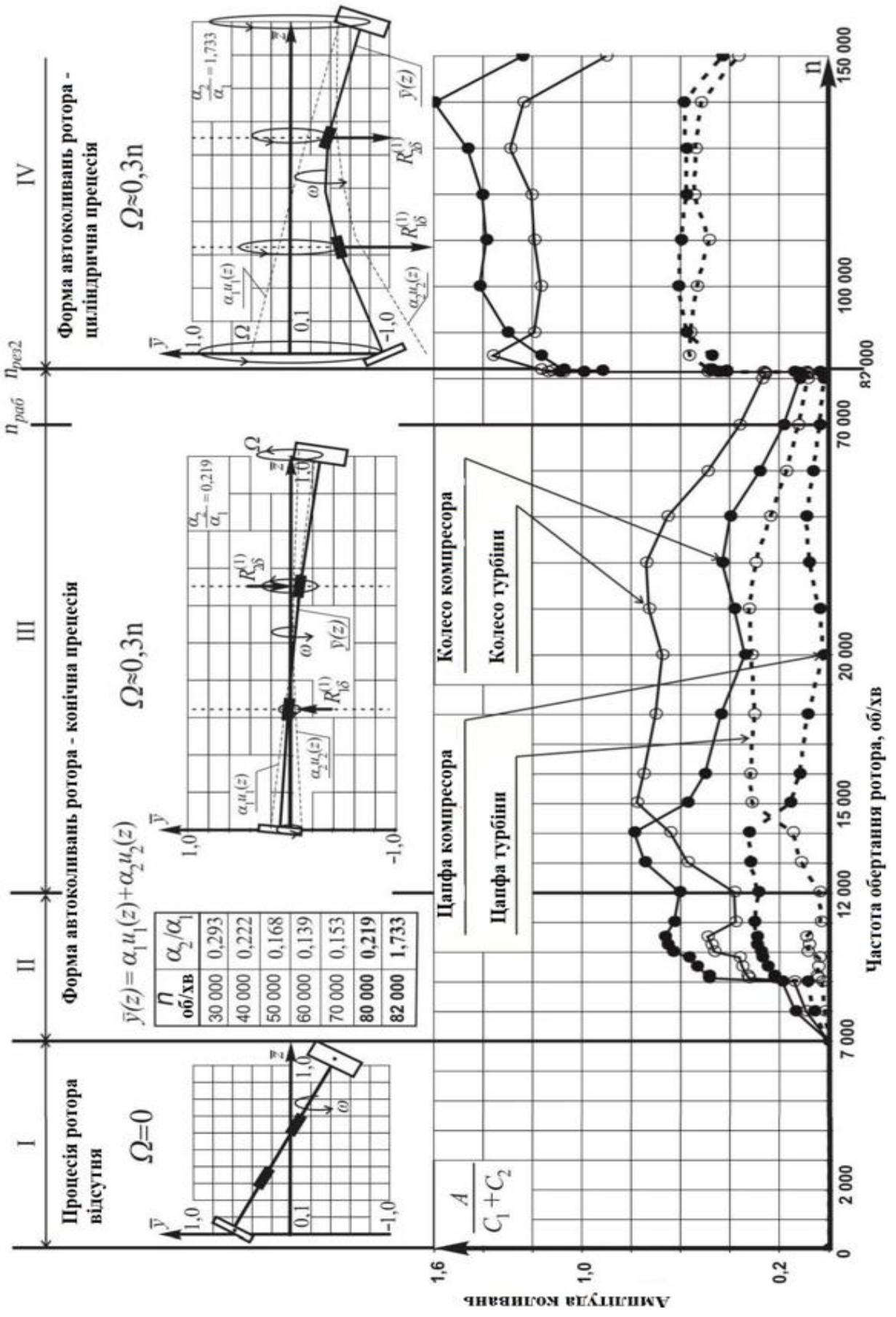


Рис. 2.4. амплітуди дисків і цапф і форма проресії в залежності від частоти коливання ротора

На 82 000 об/хв під час переходу через другу резонансну частоту форма прецесії стрибком змінюється на циліндричну. На цій же частоті відбувається різке збільшення амплітуд коливань ротора і навантаженості підшипників. При цьому амплітуди коливань ротора і навантаження на підшипники, що різко зросли на другій резонансній частоті през2, у зарезонансній області не зменшуються.

Результати другої серії розрахунків

Другу серію розрахунків виконано з урахуванням конструктивних особливостей опор ковзання і зміни температур у мастильних шарах. Результати розрахунку наведено на рис. 2.5. Величина дисбалансу прийнята такою, що дорівнює $d_0 = 0,15$ г - см, температура подачі мастила дорівнює $T_{вх} = 80$ °С, тиск подачі - $P_{вх} = 0,4$ МПа. У результаті встановлено, що за другою резонансною частотою, розташованою, як і в першій серії, між 80 000 і 85 000 об/хв, внутрішній зазор у компресорній опорі виявився практично повністю обраним, що неприпустимо для підшипників, а розрахункова температура в змащувальному шарі сягнула 200 °С і набагато перевищила допустиму для змащення величину.

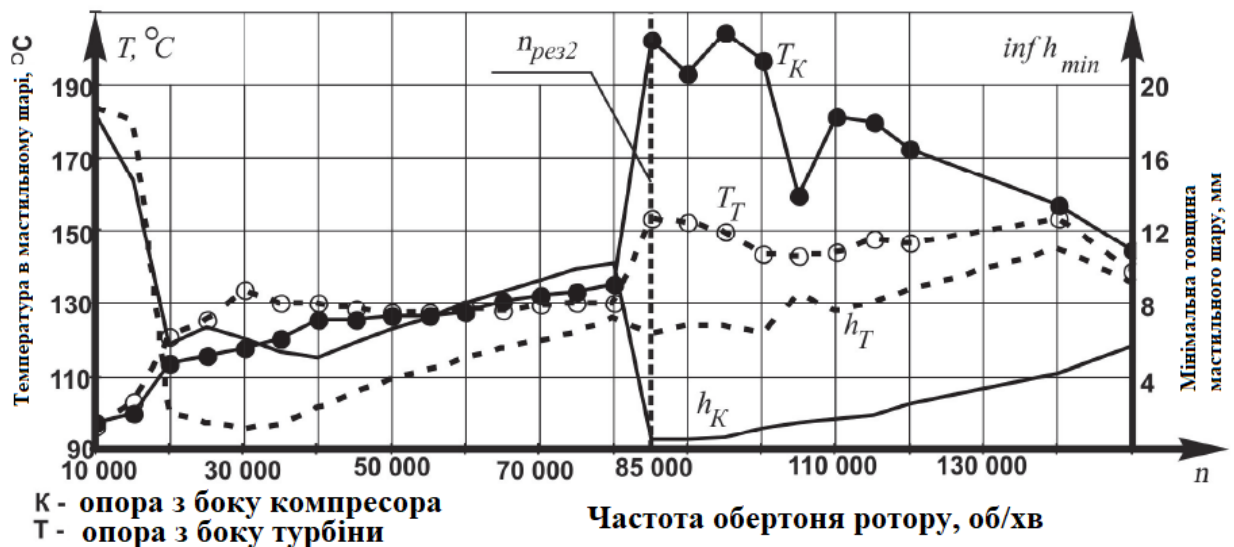


Рис. 2.5. Мінімальні товщини і температури у внутрішніх мастильних шарах компресорної і турбінної опор

Таким чином, знайдено частоту обертання, при перевищенні якої ротор на підшипниках ковзання з плаваючими втулками стає непрацездатним. Ця частота для розглянутої конструкції ротора склала близько 82 000 об/хв і виявилася досить близькою до його робочої частоти 70 000 об/хв.

2.2. Багатостадійна термообробка як засіб підвищення довговічності деталей турбокомпресора

Сьогодні для отримання легованих сталей які використовуються для деталей турбокомпресорів витрачається багато засобів виробництва. Також використання легованих сталей пов'язане зі значним подорожчанням конструкцій. Для поліпшення якості металу широко використовується загартування з наступним відпусненням. Однак у цьому випадку вдається лише перерозподіляти міцнісні і пластичні властивості, одночасно поліпшити і ті й інші характеристики не вдається.

І все-таки можна одержати високоякісний метал, використовуючи не дорогу, просту технологію. Експерименти показали, що більш повне використання «потенціалу» металу при цьому відкриває можливість розширити діапазон застосування рядових конструкційних сталей і чавунів.

Термообробка поліпшує одну властивість, жертвуючи іншим.

Загартування масловідбивача до потрібної твердості зв'язані з підвищенням його крихкості. Підвищення зносостійкості шийки вала підшипникового вузла може привести до появи в ній гартівних тріщин. Усім сталевим деталям в однаковій мірі потрібні і міцність, і пластичність. У спробах примирити непримиренне придумано багато різних способів термообробки: ступінчасте нагрівання і ступінчасте охолодження, швидке нагрівання і повільне нагрівання у різних середовищах і охолодження в різних середовищах, загартування і відпуснення, потрійне загартування з відпусненням, подвійна нормалізація, потрійне відпуснення.

Існуючі способи термообробки якщо підвищують міцність, то звичайно знижують пластичність. Чому так?

Щоб сталь стала твердою, її потрібно нагріти до нестабільного аустенітного стану, витримати при високій температурі, щоб цей стан поширився по всьому обсязі металу, а потім швидко остудити, щоб аустеніт перевести у твердий мартенсит. Але конструкційна міцність сталі значною мірою визначається пластичністю, а пластичність, як відомо, залежить від величини зерна. Чим менше зерно малолегованої сталі, тим вище її пластичність. А при загартуванні виходить от що. Сталь починає переходити в потрібний для загартування аустенітний стан при температурі трохи вище 700°C. Закінчується перехід після 900°, а вже після 800° починається бурний ріст зерна. Чим вище температура нагрівання і більше витримка при ній, тим крупніше виходить зерно, що потім і фіксується швидким охолодженням. Це і є загартування: самі «шкідливе» зерно вирощуємо, самі його в сталі фіксуємо. Зафіксували крупнозернистість, підпортили сталь, а потім починаємо відпущенням, старінням і іншими хитруваннями знижувати ефект загартування.

Словом, відомі методи термообробки забезпечують високу якість деталі лише за певних умов.

Наприклад, можна зробити різець твердим, але тоді потрібно через крихкість усунути ударні навантаження при його експлуатації; можна зробити зуби шестірні дуже стійкими до стирання, але тоді потрібно зменшити контактні навантаження; можна зробити деталь і міцною і зносостійкою при кімнатній температурі, але вона відразу втратить ці якості при негативній чи високій температурі навколишнього середовища.

Адже на практиці не існує цих визначених силових і температурних умов. Деталь, як правило, попадає в дуже складні умови з безліччю суперечливих діючих факторів. Потрібна особлива міцність, назовемо її робочою чи конструктивною, а для цього потрібно «помирити» твердість, в'язкість і пластичність. Саме примирення дасть машинобудівникам надійні

матеріали, дозволить знизити масу і габарити машин. До мети можна йти двома способами.

Перший - подолання недоліків відомих методів чи термообробки їхнє виправлення. На цьому напрямку дослідники звичайно домагаються успіху стосовно до конкретного металу, до конкретної деталі. Ці дослідження, безумовно, корисні і потрібні, однак вони не приводять до якісних змін, не усувають недоліків цілком.

Другий - не переборювати недоліки відомої технології, а обходити їх, не допускати їхньої появи. На цьому шляху необхідно відмовитися від традиційних і шукати нові поняття і критерії, міркуючи приблизно так. Навіщо чекати, поки весь метал перейде в аустенітний стан і зерно збільшиться до неприйнятних розмірів? Може бути, можна «схопити» частину аустеніту, ту, котра встигла утворитися, поки температура не перевалила за 800° С й зерно ще не почало рости? Узяти, скільки встигло утворитися, і перевести охолодженням у твердий стабільний стан. Потім знову нагріти і знову остудити. Так за п'ять – шість циклів «переробити» весь аустеніт. Тоді сталь буде твердою і пластичність не втратиться, оскільки зерно залишиться дрібним.

Експерименти підтвердили припущення. Новий спосіб обіцяв не тільки можливість виготовляти деталі високої якості, що в остаточному підсумку і саме головне - значну економію часу виготовлення, зниження собівартості. Виникає питання: яким чином?

При звичайній термообробці метал раз нагрівають для загартування, раз при відпущенні, а по новому способі шість разів нагрій і шість разів остуди. Де ж економія часу? Справа в тім, що при загартуванні гріти потрібно повільно до температури вище 900°С й витримку треба для вирівнювання структури дати. На все іде не менше двох годин. Після цього чотиригодинне відпущення, а іноді багаторазова. Виходить, ще годин дванадцять. Таким чином, традиційна термообробка відповідальної деталі займає 10 - 15 г.

При новому способі деталь треба нагрівати лише до 600 - 780°C й з високою швидкістю, і це навіть корисно. І прохолоджувати щораз до кімнатної температури зовсім не обов'язково, досить трохи нижче 500°C. Так що, якщо перше нагрівання займає хвилин 8 - 10, то наступні і того менше. За годину можна обробити будь - яку деталь середніх розмірів.

Одним з основних показників пластичності металу є ударна в'язкість. При випробуваннях на ударну в'язкість після звичайної термообробки відома конструкційна сталь 30ХГСА одержала оцінку 9,3 одиниці, що зовсім для неї не погано, а після термоциклічної обробки - 31,9 одиниці. При цьому твердість сталі анітрошки не зменшилася. Інша сталь (40ХН) при новій термообробці покращилась ще більше. І пластичність підвищилася, і міцність збільшилася на 25%. Результат закономірний, оскільки зерно стало в сотні разів дрібніше.

2.3. Вибір матеріалу деталей

Вибір матеріалів пар тертя здійснюється за показниками застосовності. Аналіз роботи торцевих ущільнень показує, що вимоги, які висувають до матеріалів пар тертя, можна звести до таких показників застосовності:

твердість після термообробки;

зносостійкість матеріалу за стабільного режиму роботи торцевого ущільнення.

Показники застосовності матеріалів для пар тертя істотно різні і за загальною їх кількістю, і за вагомістю кожного показника.

Оптимальні матеріали для пар тертя торцевих ущільнень вибирають за комплексним показником застосовності Q , який визначають як середньозважене окремих показників застосовності q_i :

$$Q = \sum_{i=2}^n m_i q_i \quad (2.9)$$

де n - кількість показників застосовності;

m_i - коефіцієнт вагомості показника застосовності (табличне значення).

Придатність матеріалу для пар тертя торцевих ущільнень оцінюють за такою шкалою

$Q \geq 1$ - відмінно

$Q \geq 0,8$ - добре

$Q \geq 0,6$ - задовільно

$Q < 0,6$ - незадовільно.

Для матеріалів пар тертя торцевих ущільнень торцевих ущільнень турбокомпресорів комплексний показник застосовності має бути не менше 0,6.

Під час визначення показників застосовності оцінюваних матеріалів за еталонні приймають найкращі властивості відомих антифрикційних матеріалів, які застосовують нині як пари тертя торцевих ущільнень.

У зв'язку з різним механізмом зношування пар тертя торцевих ущільнень у чистих середовищах і в середовищах з абразивними включеннями використовують два способи визначення показників застосовності матеріалів за зносостійкістю.

У чистих середовищах зношування кілець пар тертя відбувається в осьовому напрямку. Класична крива зношування матеріалу в часі має ділянку порівняно не тривалого припрацювання і лінійну ділянку, що відповідає стабільному режиму зношування за нормальної роботи торцевого ущільнення. Інтенсивності зношування різних матеріалів різні.

Усі матеріали, призначені для використання як пари тертя торцевих ущільнень турбокомпресорів, піддають контрольним випробуванням за максимальних робочих параметрів упродовж 2 год для визначення групи зносостійкості (лінійного зносу h).

- низької зносостійкості ($h > 5$ мкм);

- середньої зносостійкості ($h = 0,5...5$ мкм);

- високої зносостійкості ($h < 0,5$ мкм).

Матеріали, віднесені за результатами контрольних випробувань до перших двох груп, оцінюються за таким показником застосовності:

$$q'_1 = \frac{h_e}{h_0} \quad (2.10)$$

де $h_e = 6,5$ мкм - знос контрольного кільця (покупного) за 2 год;

h_0 - знос зразка з оцінюваного матеріалу за 2 год.

Для матеріалів третьої групи приймають $q'_1 = 1$.

Виходячи з вищевикладеного можна зробити такі висновки:

Загартуванням сталі 40X у маслі або воді, з якої виготовляють оливовідбивач, можна підвищити її зносостійкість за рахунок зміни механічних властивостей і мікроструктури.

Підвищення температури загартування високолегованої сталі призводить до підвищення її зносостійкості.

Відпуск високоміцних чавунів стосовно кілець дає змогу уникнути утворення гартівних тріщин і поліпшити мікроструктуру та механічні властивості із забезпеченням необхідної твердості.

Вибір матеріалів і режимів термообробки деталей торцевого ущільнення турбокомпресора можна здійснити за показниками застосовності.

2.4. Висновок за розділом 2

Отже, можна зробити висновок, що при впливі одночасних факторів температури і зношування втулок підшипника може виникнути ситуація, що спричиняє відмову турбокомпресора, навіть якщо діагностичні параметри (наприклад, зазор між валом ротора та втулкою підшипника) ще не досягли критичного рівня.

Зношений масловідбивач, який залишається в задовільному стані, свідчить про те, що турбокомпресор в цілому може функціонувати. Однак

його чутливість до підвищення температури масла вища, оскільки підшипники, які не досягли критичного рівня зношування, мають достатній запас надійності лише при нормальних умовах роботи при нормальній температурі масла. Підвищення температури може призвести до непрацездатності зношених підшипників турбіни через обмежений запас надійності.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Аналітичне дослідження можливих зносів деталей турбокомпресора

Турбіна тісно пов'язана з роботою двигуна та інших деталей машини.

Слід звернути особливу увагу на діагностику несправної турбіни, щоб спочатку визначити походження дефектів і дати конкретні рекомендації щодо їх усунення, щоб уникнути повторного ремонту турбіни. Отримані відомості від ТОВ "ДнепроТурбоСервіс" свідчать, що основними видами зносу є гідроабразивний та термічний.

Пошкодження внаслідок удару



Рис. 1.3. Пошкодження, внаслідок потрапляння сторонніх предметів

Пошкодження, внаслідок потрапляння сторонніх предметів у газоповітряний тракт, чітко видно на крильчатках турбокомпресора.

Під час монтажу нового або відремонтованого турбокомпресора ґрунтовно перевірити канали, що всмоктують повітря і канали відведення вихлопних газів.

У жодному разі не намагатися вирівняти лопаті, оскільки це призведе до їхньої поломки в процесі подальшої експлуатації.

Категорично забороняється експлуатувати турбокомпресор з пошкодженими лопатями. Пошкодження холодної крильчатки **ОДНОЗНАЧНО** свідчать про потрапляння стороннього предмета у вхідний тракт двигуна (болт, гайка, ганчірка, випадковий предмет): - пошкодження гарячої крильчатки **ОДНОЗНАЧНО** свідчить про руйнування деталей двигуна (клапанів, сідел клапанів, поршнів, вихлопного колектора тощо).

Забруднене масло



Рис. 3.2. Гідроабразивний знос

Забруднене мастило призводить до пошкодження пар тертя турбокомпресора у формі абразивного зносу продуктами коксування мастила або абразивними частинками (бруд).

Для запобігання ушкодженням має бути гарантоване застосування оливи та фільтрів високої якості, а також гарантована їхня своєчасна заміна згідно з приписами заводу-виробника.

Пошкодження внаслідок застосування забрудненої оливи можуть мати такі причини:

- пошкоджений, засмічений або низької якості масляний фільтр;
- потрапляння бруду під час ремонтних робіт двигуна;
- низькоякісне мастило з коксівними утвореннями.

Масляне голодування (нестача оливи)



Рис. 3.3. Масляне голодування

Короткочасний або тривалий процес переривання доступу оливи призводить до сильного зносу, а іноді й до слідів перегріву на поверхнях пар тертя турбокомпресора.

Це явище може відбуватися з таких причин:

- заміна турбокомпресора без попереднього заповнення системи змащення;
- заміна масла, фільтра;
- тривалий простій;
- непрофесійний запуск двигуна, особливо в холодну пору року;
- знижений тиск оливи внаслідок несправності системи змащення;
- потрапляння в оливу антифризу або палива;
- експлуатація турбокомпресора зі зношеним двигуном;
- застосування герметика на фланцях масляних каналів.
- Обрив маслопроводу
- Недостатній рівень оливи в піддоні

Перегрів

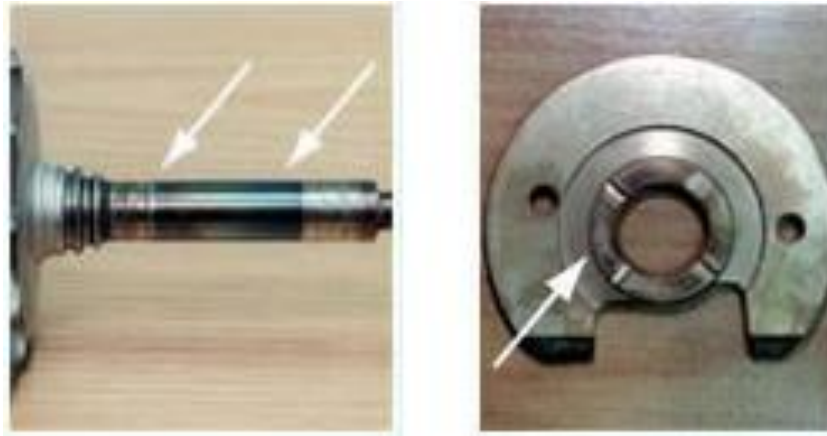


Рис. 3.4. Знос внаслідок перегріву

Відмова турбокомпресора внаслідок високих температур відпрацьованих газів або вимкнення двигуна без достатнього часу для охолодження турбокомпресора, що веде до утворення нагару.

Тому рекомендується перед зупинкою двигуна дати йому попрацювати на холостому ходу, для охолодження.

Робота турбокомпресора при надмірно високій температурі веде до коксування масла і корозії підшипників. Значні пошкодження виникають при цьому на валу, його ущільненнях, підшипниках.

Причинами цього є:

1. Засмічення повітряного фільтра;
2. зупинка двигуна без роботи на холостому ходу перед вимкненням;
3. низькоякісна олива;
4. Великий інтервал під час заміни оливи;
5. Нещільні з'єднання підводів повітря і відводів відпрацьованих газів;
6. Не передбачений заводом-виробником паливний насос (або форсунки);
7. Низькоякісне або некондиційне паливо.

Усі перераховані вище причини відмов можуть призвести до повного або часткового руйнування турбокомпресора.

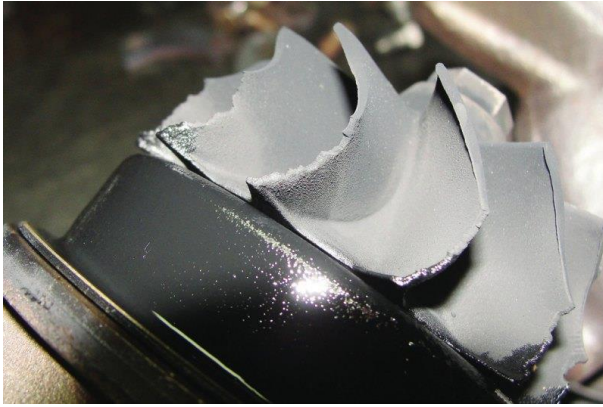


Рис. 3.5. Дефекти лопатей крильчатки внаслідок потрапляння стороннього предмету чи перегріву



Рис. 3.6. Подряпини від крильчатки турбіни на равлику



Рис. 3.7. Руйнування валу крильчатки внаслідок втоми



Рис. 3.8. Наявність забруднень в турбіні

Отже, можна зазначити, що головним фактором пошкодження в турбокомпресорах є гідроабразивний знос та деструкція деталей внаслідок перегріву.

3.2. Багатостадійна термообробка

Дослідженнями встановлено, що вагомими відмовами є відмови торцевих ущільнень і на їх долю припадає близько 30-40 % відмов турбокомпресора. Про це свідчать і дослідження інших авторів та ремонтних організацій [4].

Одним з найбільш застосовуваних ущільнюючих пристроїв є торцеве ущільнення з металевим ущільнювальним елементом. Торцеве ущільнення складається в основному із трьох елементів: двох кілець (обертового й нерухомого), що утворюють плоску пару тертя, і пружного елемента, що забезпечує контакт у парі тертя.

Для підвищення стійкості до зносу кілець виробник використовує такі методи, як покриття торців кілець твердим хромом або лудіння їх оловом. Основним матеріалом для виробництва ущільнювальних кілець є спеціальний чавун. Застосовуючи різні режими термообробки, виробники можуть змінювати механічні властивості та стійкість до зносу кілець [5].

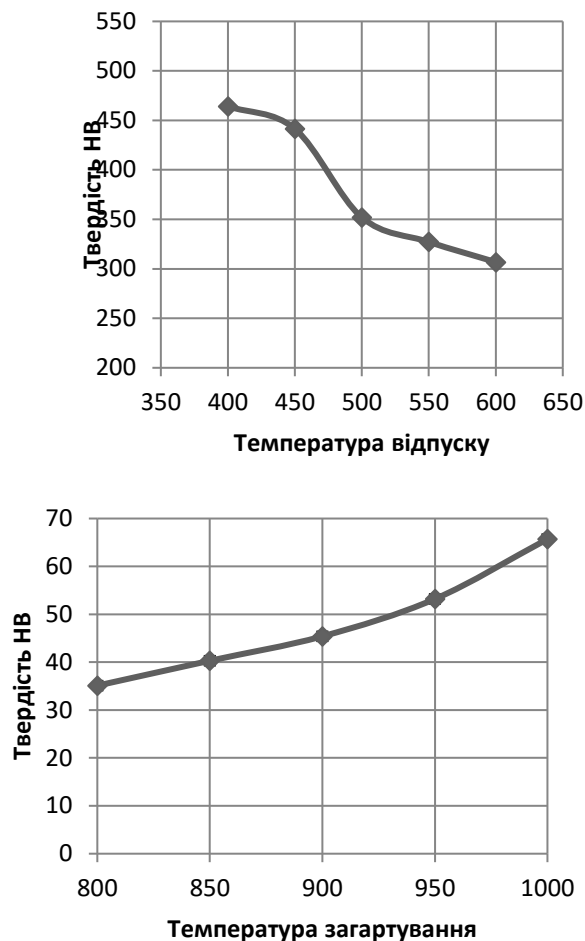
Термічна обробка є одним зі способів підвищення зносостійкості деталей. Одним з найважливіших етапів термообробки є загартування й відпуск. Так, як хімічний склад і структура всіх металів сильно відрізняються один від одного, то відповідно, і режими термообробки в них будуть різними.

Традиційні способи термообробки досить складні і трудомісткі, так загартування деталі може тривати 10-15 годин, що досить довго.

В роботі запропоновано провести багатостадійну термообробку, яка передбачає п'ять шість циклів нагріву і охолодження. Таким чином перероблюється весь аустеніт до моменту росту зерна. Тоді сталь буде твердою і пластичність не втратиться, оскільки зерно залишиться дрібним.

Технологічним процесом передбачається нагрів деталі до 600 - 780°C з високою швидкістю. І охолодження трохи нижче 500°C. Таким чином перше нагрівання займає хвилин 8 - 10, а наступні і того менше. За годину можна обробити будь - яку деталь середніх розмірів. В результаті такої термообробки для сталі (40ХН) при багатостадійній термообробці збільшилась пластичність і міцність на 25%. Результат закономірний, оскільки зерно стало в сотні разів дрібніше. Також збільшилась твердість масловідбивача.

Результати термообробки деталей ущільнення наведені на рис. 3.9.



а

б

Рис. 3.9. Графік зміни твердості зразків залежно від температури відпуску та загартування

а – кільце з чавуну ВЧ-50, б – масловідбивач зі сталі 40Х

В результаті досліджень встановлено:

- збільшення температури загартування сталі призводить до підвищення твердості масловідбивача.
- збільшення температури відпуску високоміцного чавуну знижує твердість кілець.
- температура відпуску чавуну та температура загартування сталі впливають на інтенсивність їх зношування.

3.3. Методика експериментальних досліджень та зразки

Методика проведення експериментальних досліджень містила в собі проведення досліджень по впливу температури загартування сталі 40Х і відпуску чавунів на їхню твердість і одержувану мікроструктуру на зразках. Застосовувалися високоміцні чавуни марок ВЧ-50 й ВЧ-40 Одеського заводу спецлиття.

Після виготовлення кільця турбокомпресора С-14 вони були відпущені по тим же режимам, що й зразки. Після загартування масловідбивача й відпуску кілець, деталі ущільнення випробовувалися на зносостійкість під час обкатування турбокомпресора на стенді. По закінченню стендового обкатування визначалися лінійне й масове зношування кілець і масловідбивача.

Для проведення досліджень по впливу температури відпуску чавунів на їхню твердість і одержувану мікроструктуру, зразки готувалися в такий спосіб. Зразки були нарізані у формі п'ятаків на токарно-гвинторізному верстаті 1А62 (рис. 3.10, 3.11а), діаметром 50 мм і товщиною 3-5 мм.



Рис. 3.10. Токарно-гвинторізний верстат 1А62 для нарізання п'ятаків

Кожна пластина у свою чергу була розрізана на чотири сегменти для того, щоб збільшити кількість зразків кожної марки. В остаточному підсумку, для проведення термообробки було використано дев'яносто зразків по тридцять кожної марки, з метою одержання трикратної повторності дослідів.

На зразках зробили відповідні насічки (див. рис.3.11б).



Рис. 3.11. Чавунні зразки для досліджень:
а - вихідний, б - підготовлені до дослідів.

Для проведення досліджень по впливу температури загартування сталі 40Х на її твердість і одержувану мікроструктуру, зразки готувалися із прутка нарізуванням шайб товщиною 3...5 мм і діаметром 25 мм.

Для нагрівання зразків використовувалася лабораторна електропіч СНОЛ 1,6.2,5.1/12,5 (рис. 3.12). Для загартування сталі й чавунів використовувалася ємність для води 10 л.

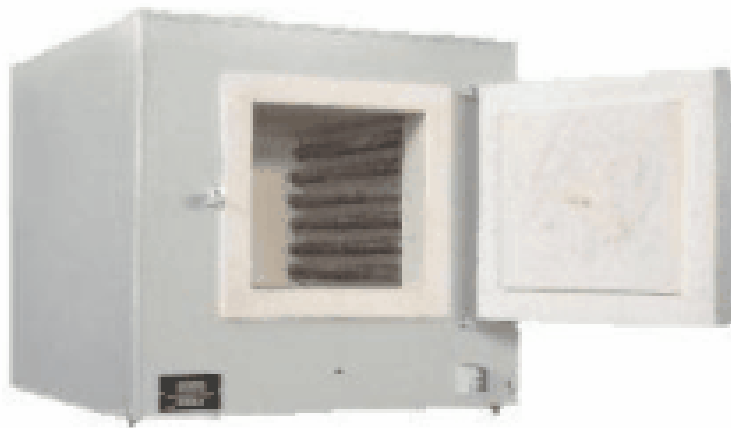


Рис. 3.12 Лабораторна електропіч СНОЛ 1,6.2,5.1/12,5

Процес загартування протікав у такий спосіб. Зразки розподілялися на сталевому аркуші в певному порядку (рис.3.13). Чавунні зразки були розкладені на сталевій пластині в шість стовпців по два кожної марки. Потім пластина зі зразками закладалася в піч. Далі проводилося загартування по

наступному режиму. Нагрівання зразків здійснювалося з піччю ($t_0=20^\circ\text{C}$) до температури $t_1=900^\circ\text{C}$. Потім при досягненні 900°C з печі виймали всі зразки й робили загартування у воді.



Рис. 3.14 Розташування чавунних зразків перед нагріванням у печі

Процес відпуску протікав у такий спосіб. Зразки розподілялися на сталевому аркуші в тому ж порядку, що й при загартуванні (рис.3.15). Після закладки в піч проводився відпуск по наступних режимах.

Нагрівання зразків здійснювалося в п'ять етапів.

Спочатку всі зразки повільно на протязі 10 хв. нагрівалися з піччю ($t_0=20^\circ\text{C}$) до температури $t_1=400^\circ\text{C}$. Потім при досягненні 400°C з печі виймали три зразки по одному кожної марки й робили відпуск на повітрі. Температура навколишнього середовища становила 20°C .

Далі піч зі зразками нагрівали до температури $t_2= 450^\circ\text{C}$, у такий же спосіб виймали наступний ряд зразків і аналогічно робили відпуск. Після кожного етапу температуру підвищували на 50°C і при досягненні $t_5= 600^\circ\text{C}$ відпускали останні три зразки. Повторність - трикратна.

Процес загартування сталевих зразків протікав по наступних режимах.

Нагрівання зразків здійснювалося в п'ять етапів. Спочатку всі зразки повільно на протязі 20 хв. нагрівалися з піччю ($t_0=20^\circ\text{C}$) до температури $t_1=800^\circ\text{C}$. Потім при досягненні 800°C з печі виймали один зразок і робили

загартування у воді. Далі піч зі зразками нагрівали до температури $t_2 = 850^\circ\text{C}$, у такий же спосіб виймали наступний зразок і аналогічно робили загартування. Після кожного етапу загартування температуру підвищували на 50°C і при досягненні $t_5 = 1000^\circ\text{C}$ загартували останній зразок. Повторність гартівних режимів сталі - трикратна.

Мікроструктурний аналіз проводився з використанням мікроскопа металографічного цифрового (рис.3.16).



Рис 3.16. Мікроскоп металографічний вертикальний цифровий

Мікроструктурний метод дослідження металів включає наступні етапи:

1. Підготовка мікрошліфа.
2. Травлення поверхні мікрошліфа за допомогою спеціальних реактивів для виявлення мікроструктури.
3. Дослідження шліфа під мікроскопом.

Мікрошліф – це металева пластина 20x40x3...5 мм із полірованої до дзеркального блиску однією поверхнею. Підготовка мікрошліфа складалася із трьох послідовних операцій:

- одержання плоскої поверхні;
- шліфування поверхні;
- полірування цієї поверхні.

Ми створили плоску поверхню шляхом механічної обробки на плоскошліфувальному верстаті, а потім на шліфувальному колі. Основною умовою було збереження мікроструктури досліджуваної поверхні під час застосування методів та режимів обробки. Заборонено використовувати методи, такі як газо- і електрорізання, електроіскрова обробка і подібні. Навіть при використанні шліфувального кола для отримання плоскої поверхні слід було діяти з великою обережністю, щоб уникнути втрати матеріалу і, відповідно, спотворення досліджуваної структури. Усі ці обмеження дотримувались під час приготування мікрошліфа.

Шліфування поверхні мікрошліфа виконувалося за допомогою шліфувального паперу, починаючи зі зерна Р-180 і закінчуючи зерном Р-500. При переході між різними номерами паперу зразки детально промивалися у воді, а потім шліфування розпочинали в напрямку, перпендикулярному попереднім зерням. Завершально, після шліфування найдрібнішим папером, проводилось полірування мікрошліфа для усунення залишених рисок. Механічне полірування проводили на обертових повстяних дисках. Диск періодично змазувався пастою ГОІ (суміш дрібного абразивного порошку Cr_2O_3 з жиром і поверхнево-активною речовиною). Полірування вважалось закінченим, якщо на поверхні шліфа не було рисок і він мав дзеркальну поверхню. Потім шліф ретельно промили водою, спиртом і висушили фільтрувальним папером.

Після завершення обробки поверхню шліфа слід уникати будь-якого контакту руками, оскільки це може призвести до налипання жирової плівки на шліф, що значно ускладнює подальшу роботу. З метою запобігання

подряпинам відшліфовані зразки були упаковані в окремі поліетиленові пакети.

Для виявлення мікроструктури металу поверхню шліфа обробляли спеціальними реактивами. У нашому випадку використовувався розчин: 5%-й розчин азотної кислоти в спирті. Структура сплаву виявлялася за різним ступенем протравлювання окремих фаз і структурних компонентів сплаву. Заздалегідь проведеними експериментами визначалося оптимальний час травлення зразків, щоб травник не розчиняв повністю жодну з компонент (при цьому багато інформації втрачається), а лише зробив її поверхню трохи шорсткуватою.

Якщо травлення виявлялося занадто тривалим, то зразок шліфувався заново. На шліф піпеткою наносилася одна крапля цього розчину й через 15-30 секунд змивалася дистильованою водою, протиралася етиловим спиртом і сушилася фільтрувальним папером. Потім протравлена область мікروشліфа розглядалася в мікроскоп. Якщо контраст був слабкий - травлення повторювалося.

Випробування на твердість проводилися статичними методами на твердомірах по методу Бринелля й Роквелла.

Твердість по Бринеллю (НВ) визначалася на приладі для виміру твердості металів ТШ - 2М (рис. 3.17). Вона чисельно дорівнює напруженню, вираженому відношенням прикладеному навантаженню P до площі поверхні A сферичного відбитка діаметром d (розмірність при позначенні твердості опускається). Сутність методу полягає у вдавненні кульки (сталеві або із твердого сплаву) у зразок або виріб під впливом навантаження P , прикладеної перпендикулярно поверхні зразка, протягом певного часу й виміру діаметра відбитка d після зняття навантаження. Діаметр сферичного відбитка, що утворюється, d вимірюється лупою-компаратором (за допомогою мікроскопа).



Рис. 3.17. Схема приладу для виміру твердості матеріалів ТШ-2М по методу Бринелля

3.4. Результати експериментальних досліджень

У результаті виміру твердості зразків з високоміцного чавуну встановлено, що підвищення температури відпуску з 400 до 600°C після загартування привело до зменшення твердості (табл. 3.3).

Таблиця 3.3- Результати виміру твердості зразків з високоміцного чавуну після відпуску

Температура відпуску, °C	Марка чавуну й метод виміру твердості					
	ВЧ 50 (П.)		ВЧ 50 (Г.)		ВЧ 40 (О.)	
	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC
400	488,6	51,4	464,2	49,2	466,4	49,3
450	472	49,6	441,4	47,3	454,6	48,5
500	415	45,0	352	40,0	419,2	45,8
550	348,4	39,6	327,2	37,6	359,6	40,7
600	341,2	39,0	306,8	35,5	303	35,1

Оскільки метод Бринелля вважається більш точним при вимірі твердості чавунів, то на рис 3.18 наведені залежності для цього методу оброблені у програмі Statistica.

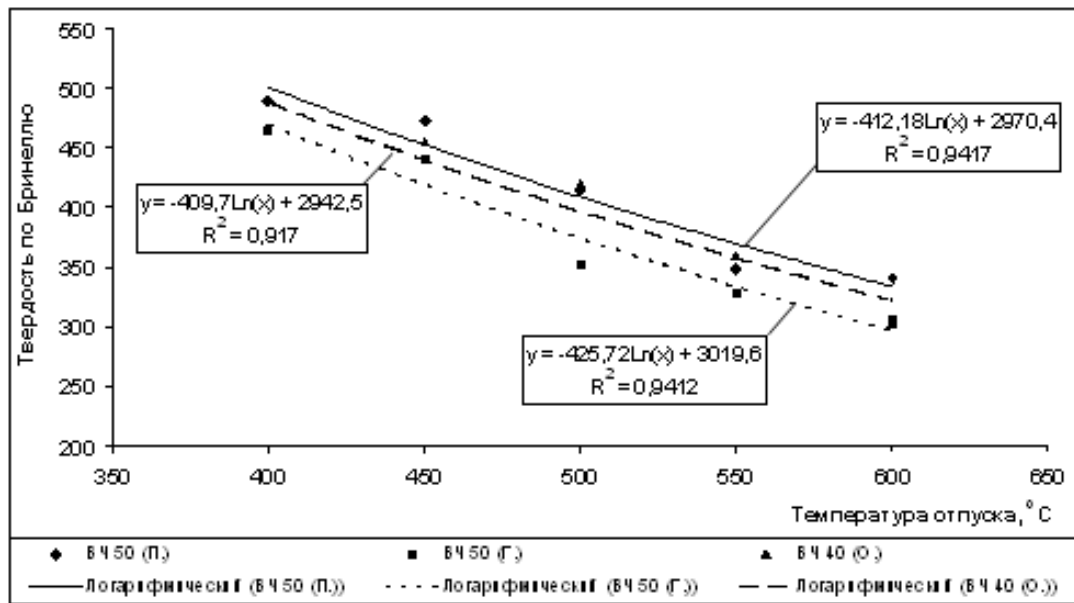


Рис. 3.18. Графік зміни твердості зразків з високоміцного чавуну різних марок залежно від температури відпуску

Після апроксимації експериментальних даних отримані відповідні залежності (рис. 3.18).

Аналіз мікроструктури чавунних зразків після відпуску показав, що зі збільшенням температури структура високоміцного чавуну з початкової структури після загартування феритно-перлітної (рис. 3.19а) переходить у перлітно-ферритну (рис. 3.19б, в і г) при температурах 400, 500°C і 600°C зі збільшенням частки зерен феррита. Відзначається невеликий ріст зерен кулястого графіту.

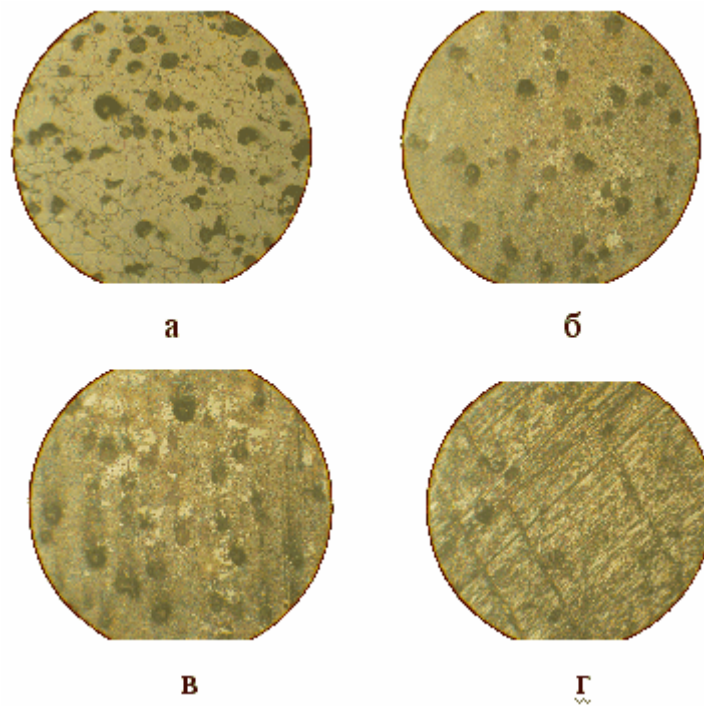


Рис. 3.19. Мікροструктура зразків з високоміцного чавуну марки ВЧ-50(Г): а - після загартування, б, в і г - при температурі відпуску відповідно 400, 500 і 600°C.

Результати виміру твердості масловідбивача після загартування наведено в таблиці 3.3 і відображено на рис. 3.20.

Таблиця 3.3- Результати виміру твердості масловідбивача після загартування

Температура загартування	Номер дослідного виміру					Середнє значення
	1	2	3	4	5	
800	34,8	34,5	35,6	35,8	34,8	35,1
850	42,5	39,8	41,4	37,6	40,2	40,3
900	44,2	45,7	46,3	46,4	44,4	45,4
950	52,8	52,6	54,7	53,5	52,4	53,2
1000	66,2	65,4	64,6	66,3	66	65,7

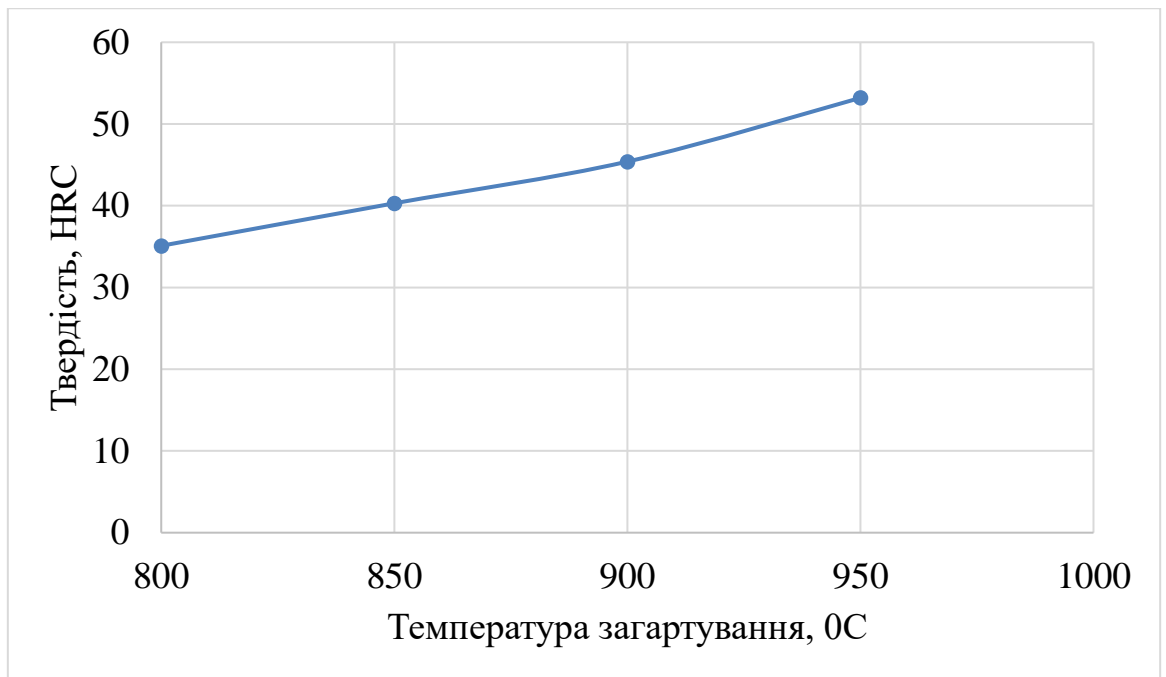


Рис. 3.20. Графік зміни твердості зразків зі сталі 40X залежно від температури загартування

Як видно із графіка, зі збільшенням температури загартування, твердість масловідбивача збільшується з 35,1 HRC до 65,7 HRC.

Оскільки максимальна твердість виходить при температурі 1000°C, то досліди по зносостійкості кілець проводилися з масловідбивачами, загартованими при цій температурі.

Обкатними випробуваннями турбокомпресорів встановлено, що зі збільшенням температури відпуску, зносостійкість кілець знижувалася.

За даними таблиці 3.4 видно, що зі збільшенням температури відпуску кілець, після обкатування їх масове зношування збільшується, а масловідбивача незначно знижується. Найменше зношування кільця спостерігається в чавуну марки ВЧ-50(Г) (рис. 3.21).

Таблиця 3.4- Масове зношування кільць і масловідбивача після обкатування, мг

Температура відпуску кільць	Кільця із чавуну різних марок			Масловідбивач
	ВЧ 50 (П.)	ВЧ 50 (Г.)	ВЧ 40 (О.)	
400	1,41	1,27	1,32	2,11
450	1,78	1,53	1,61	1,92
500	2,14	1,94	2,03	1,84
550	2,37	2,08	2,32	1,73
600	2,71	2,37	2,54	1,58

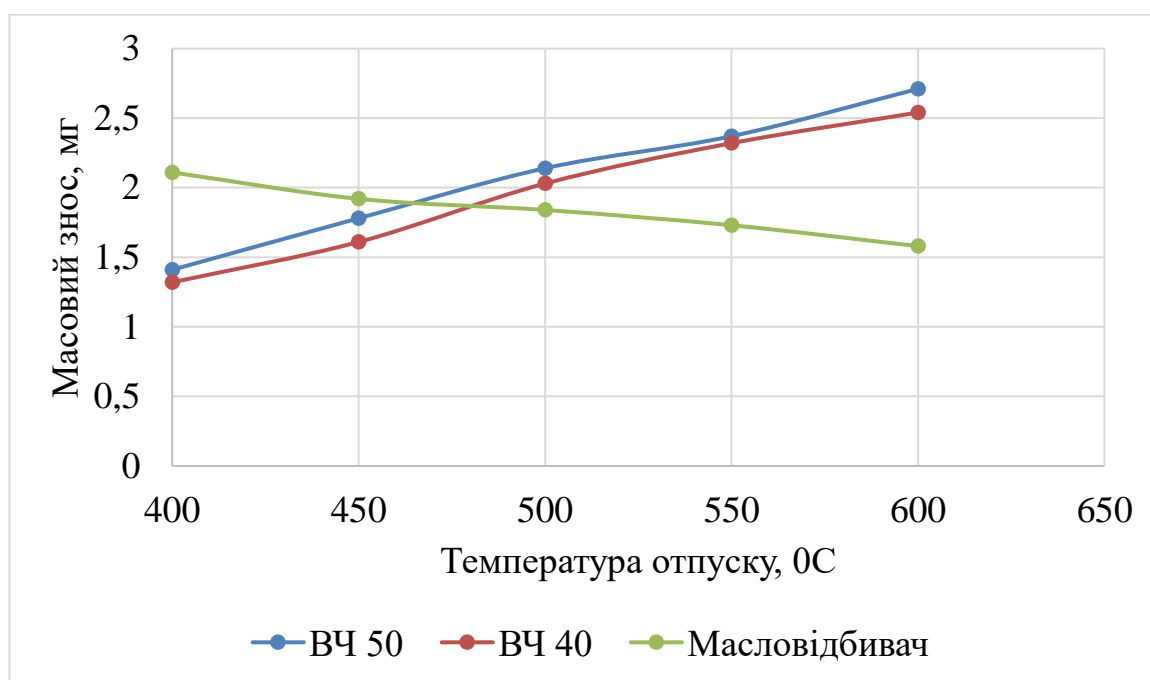


Рис. 3.18. Графік залежності масового зношування кільця й масловідбивача після обкатування від температури відпуску кільць

Після апроксимації експериментальних даних отримані відповідні залежності. Залежність масового зношування кільця й масловідбивача від температури відпуску кільць після обкатування:

- для масловідбивача (сталь 40X): $v = -0,0025x + 3,086, R^2 = 0,98$

- для чавуну ВЧ 50 (П.): $v = 0,0064x - 1,108, R^2 = 0,99$
- для чавуну ВЧ 50 (Г.): $v = 0,0055x - 0,912, R^2 = 0,98$
- для чавуну ВЧ40 (О.): $v = 0,0063x + 1,186, R^2 = 0,99$

Вплив температури відпуску на лінійне зношування кілець має таку ж закономірність, що й масовий. Так мінімальне лінійне зношування кілець отримане при температурі відпуску 400°C (таблиця 3.5).

Таблиця 3.5- Лінійне зношування кілець після обкатування, мм

Температура відпуску кілець	Кільця із чавуну різних марок		
	ВЧ 50 (П.)	ВЧ 50 (Г.)	ВЧ 40 (О.)
400	0,0003	0	0,0007
450	0,0011	0,0005	0,0015
500	0,0029	0,0022	0,0025
550	0,0042	0,0037	0,0044
600	0,0053	0,0046	0,0055

Найменше лінійне зношування кілець також відзначається в кілець із високоміцного чавуну марки ВЧ-50(Г) (рис. 3.21).

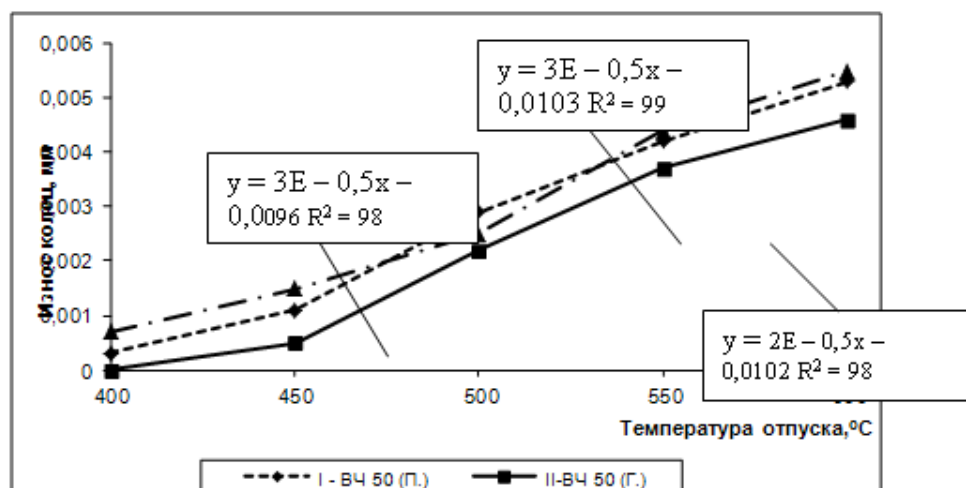


Рис. 3.21 - Графік впливу температури відпуску на лінійне зношування кілець із високоміцного чавуну різних марок

Розрахунок показника застосовності (розділ 2) показав, що для подальшого використання необхідно застосовувати кільця із чавуну марки ВЧ-50 Г (табл. 3.6).

Таблиця 3.6- Показник застосовності кілець

Температура відпуску кілець	Кільця із чавуну різних марок		
	ВЧ 50 (П.)	ВЧ 50 (Г.)	ВЧ 40 (О.)
400	21,67	65,00	9,29
450	5,91	13,00	4,33
500	2,24	2,95	2,60
550	1,55	1,76	1,48
600	1,23	1,41	1,18

3.5. Висновки

1. Збільшення температури загартування сталі 40Х с 800 до 1000°C приводить до підвищення твердості масловідбивача з 35,1 НРС до 65,7 НРС.
2. Збільшення температури відпуску високоміцного чавуну з 400 до 600 °С знижує твердість кілець із 488,6 НВ до 303 НВ, залежно від марки чавуну.
3. Температура відпуску чавуну впливає на його зношування. Зі збільшенням температури відпустки масове зношування кілець збільшується з 1,27 до 2,71 мг. При цьому, зношування масловідбивача знижується з 2,11 до 1,58 мг.
4. Лінійне зношування кілець збільшується з підвищенням температури відпуску, відповідно від 0 до 5,5 мкм.
5. Показник застосовності кілець збільшується зі зниженням температури відпуску. Найкращий показник відповідає кільцям із чавуну ВЧ-50 Г.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Охорона праці при багатостадійній термообробці пар тертя

У цій статті пропонується використання багатоступеневої термічної обробки пар тертя турбокомпресора. Цей технологічний процес стабілізує аустенітну структуру втулки торцевого ущільнення шляхом циклічного нагрівання та охолодження (багатоступенева термічна обробка). Термічна обробка металів передбачає використання хімічних речовин (кислот, солей, лугів тощо) і матеріалів (бензину, гасу, масла тощо), відповідає вимогам технічних регламентів (стандартів, технічних умов тощо) і вимагає супровідної документації (сертифікатів, паспортів тощо).

Встановлено параметри пожежної небезпеки горючих речовин (рідин, газів і твердих речовин), що використовуються в технологічних процесах. Відхилення від визнаних технологічних процесів або їх модернізація з використанням нових видів палива, систем опалення, охолодження, захисних середовищ, карбюраторів або інших хімічних речовин дозволяється тільки після узгодження з органами державного санітарно-епідеміологічного нагляду.

Хімічні речовини та матеріали, що використовуються, не повинні мати шкідливого впливу на працівників. Концентрація шкідливих речовин на робочому місці не повинна перевищувати гранично допустиму концентрацію відповідно до ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007.

Деталі подаються на термообробку в чистому стані, без слідів забруднення або змащення. При розробці та впровадженні технологічних процесів термічної обробки металів необхідно дотримуватися НПАОП 28.5-1.02-07 та інших відповідних нормативних документів.

У ході багатостадійної термообробки деталей турбокомпресора вживаються заходи для захисту працівників від небезпечних і шкідливих

факторів виробництва. Концентрація пилу та інших шкідливих речовин у повітрі робочої зони, а також рівні інших небезпечних факторів не перевищують значень, визначених ДСТУ 8828:2019.

Технологічні процеси багатостадійної термічної обробки деталей турбокомпресора передбачають такі заходи:

- уникання прямого контакту працівників із хімічними речовинами, матеріалами, деталями і відходами виробництва, які можуть впливати на них шкідливо;
- заміну операцій, що супроводжуються небезпечними і шкідливими виробничими факторами, на ті, де ці фактори відсутні або мають меншу інтенсивність;
- використання автоматизованих методів для визначення концентрації речовин 1 класу небезпеки в повітрі робочої зони;
- встановлення оптимальних режимів роботи обладнання з метою забезпечення безперервності технологічного процесу;
- налагодження раціонального ритму роботи працівників, які виконують окремі технологічні операції;
- упередження виникнення аварійних ситуацій.

В рамках дипломної роботи передбачено перехід від нагрівання деталей відкритим полум'ям до їхнього нагрівання електричним струмом. У випадку неможливості застосування електричного струму (зокрема при поломках обладнання та інших непередбачених ситуаціях), нагрівання буде здійснюватися за допомогою газоподібного палива.

Технологічні процеси багатостадійної термообробки, при яких виникають або утворюються шкідливі речовини, проводяться на обладнанні з герметичною та надійною в експлуатації арматурою та комунікаціями. При можливості рекомендується впровадження автоматизованого або дистанційного керування процесами.

Сталеві конструкції, стіни виробничих приміщень та повітроводи вентиляції регулярно очищаються від пилу таким чином, щоб кількість

зваженого в повітрі пилу не перевищувала рівень, при якому може утворитися вибухонебезпечна пилоповітряна суміш (менше 1% обсягу приміщення).

Повітроводи (трубопроводи), через які транспортується пилоповітряна суміш, захищені від впливу статичної електрики і належно заземлені. Прибирання робочих місць, проїздів і проходів проводиться протягом всього робочого дня і після кожної зміни.

4.2. Шкідливі і небезпечні фактори на дільниці з термообробки деталей

Дільниця термообробки може включати ряд шкідливих і небезпечних факторів, які впливають на здоров'я працівників та ефективність виробничого процесу. Нижче описані основні шкідливі і небезпечні фактори на такій дільниці [27] (рис. 4.1):

1. **Термічні фактори:**
 - *Підвищення температури:* Робоче середовище на дільниці може бути піддане високим температурам, що може спричиняти перегрівання працівників і викликати теплові ураження.
2. **Хімічні фактори:**
 - *Виділення шкідливих речовин:* Під час термообробки може відбуватися виділення шкідливих хімічних речовин, таких як гази, пари або дим, що може бути небезпечним для дихальної системи.
3. **Механічні фактори:**
 - *Рухомі частини обладнання:* Наявність рухливих частин обладнання та механізмів може призводити до травм та аварій.
4. **Шум та вібрації:**
 - *Звукові характеристики:* Термічні процеси можуть викликати високі рівні шуму, що може призводити до порушень слуху.
5. **Електрична безпека:**

○ *Наявність струмопровідних матеріалів:* Термічні процеси можуть викликати ризик ураження електричним струмом, особливо якщо вони здійснюються в близькості до електричних установок.

6. Пил та аерозолі:

○ *Виділення пилу:* Термічні операції можуть супроводжуватися виділенням пилу або інших аерозольних частинок, які можуть бути шкідливими для дихальних шляхів.

7. Вплив на психофізіологічний стан:

○ *Психологічний стрес:* Високі температури, шум, термінові завдання та інші фактори можуть викликати психологічний стрес серед працівників.



Рис. 4.1. Шкідливі і небезпечні фактори

Враховання та мінімізація цих факторів через застосування заходів безпеки та охорони здоров'я є важливою частиною організації та ефективності дільниці термообробки.

4.3. Заходи по безпечній роботі на дільниці

Для забезпечення безпечних умов праці на дільниці термообробки деталей необхідно дотримуватися таких заходів:

- **Забезпечити належну вентиляцію.** Для видалення шкідливих речовин з повітря приміщення повинні бути оснащені загальною та місцевою вентиляцією.
- **Забезпечити чистоту повітря.** У приміщеннях дільниці термообробки необхідно регулярно проводити вологе прибирання.
- **Зменшити шум.** Для зниження шуму від роботи обладнання необхідно використовувати шумопоглинаючі матеріали.
- **Забезпечити безпечну роботу з електрообладнанням.** Електрообладнання на дільниці термообробки повинно бути заземлено, а працівники повинні бути навчені правилам безпечної роботи з електрообладнанням.
- **Забезпечити безпечну роботу з гарячими поверхнями.** Гарячі поверхні повинні бути огорожені або обладнані захисними пристроями.
- **Забезпечити безпечну роботу з токсичними речовинами.** При роботі з токсичними речовинами необхідно використовувати засоби індивідуального захисту (респіратори, рукавички тощо).

Додаткові заходи безпеки

На дільниці термообробки деталей необхідно дотримуватися таких додаткових заходів безпеки:

- Працівники повинні бути одягнені в спеціальний одяг, який захищає їх від шкідливих факторів.
- Працівники повинні проходити медичні огляди перед початком роботи і в процесі роботи.
- На дільниці термообробки повинні бути встановлені правила пожежної безпеки.

Дотримання цих заходів безпеки допоможе попередити нещасні випадки на дільниці термообробки деталей.

4.4. Висновок

Розглянуто стан охорони праці на дільниці з термічної обробки деталей, визначено основні шкідливі та небезпечні фактори, які можуть виникати на дільниці. Розроблено заходи, що допоможуть уникнути дії небезпечних та шкідливих факторів на робітників.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даного дослідження є розробка методів підвищення довговічності турбокомпресорів транспортних засобів.

Практичним результатом роботи є розробка конструкції масляного відбивача турбокомпресора, що дозволяє знизити навантаження на підшипниковий вузол і продовжити термін служби турбокомпресора на 20-25%.

Техніко-економічна демонстрація результатів дослідження включає наступні етапи:

- Виявлення творчого потенціалу рішення;
- Вибір базового типу.
- Розрахунок економічної ефективності.

Впровадження турбокомпресорів зі спеціально термообробленими масляними відбивачами значно подовжує термін служби підшипникових вузлів турбокомпресора в автомобільних двигунах.

Для порівняння ефективності запропонованої конструкції турбокомпресора з існуючими в якості базового був використаний турбокомпресор МАЗ 6422 ТКР 100 виробництва Мелітопольського заводу "Техноімпекс". Конструкція і принцип дії Мелітопольського механізму є типовими для більшості турбокомпресорів, що використовуються сьогодні.

Економічність розробленого підходу до підвищення довговічності і, відповідно, надійності турбокомпресорів обумовлена наступними факторами

- Зниження витрат на ремонт турбокомпресорів за рахунок зниження експлуатаційних витрат;
- Зниження капітальних вкладень.
- Термін служби турбокомпресора може бути збільшений з 54 000 км [9] до 72 000 75000 км.

Річний економічний ефект від застосування результатів дослідження за методикою [28] можна розрахувати за наступним рівнянням:

$$E_p = \left(\frac{C_{р\text{ткр}}}{H_{\kappa}} - \frac{C_{р\text{ткр}}}{H_{\delta}} \right) (H_{\delta} - H_{\kappa}) \cdot A_n + E_m \cdot A_n \quad (5.1)$$

де $C_{р\text{ткр}}$ - ціна ремонту турбокомпресора ТКР-11, 7000 грн.;

A_n - річна програма ремонту турбокомпресорів, 100 шт;

H_{κ} , H_{δ} - напрацювання, відповідно, контрольного і дослідного турбокомпресора ТКР-11 до наступного капітального ремонту, мото. годин;

E_m - економія коштів за рахунок зниження витрати масла на угар експлуатуючим господарством на одному турбокомпресорі, відремонтованому за новою технологією, визначається за формулою [28]:

$$E_m = (q_i - q_z) \cdot C_m \cdot H_g \quad (5.2)$$

де q_i , q_z - витрата оливи на угар у турбокомпресора, відремонтованого за наявною і запропонованою технологією, відповідно, кг/год;

H_g - гарантійне напрацювання турбокомпресора, мото-год;

C_m - вартість одного кілограма моторної оливи, грн ($C_m = 300$ грн.).

Гарантійне напрацювання капітально відремонтованих турбокомпресорів має бути не менше 1500 мото-год. Для двигунів ЯМЗ-238 з відремонтованими турбокомпресорами ТКР-11 $q_z = 0,096$ кг/год, $q_i = 0,122$ кг/год,

тоді:

$$E_m = (0,122 - 0,096) \cdot 300,0 \cdot 1500 = 11700,0$$

Фактичне напрацювання відремонтованих турбокомпресорів ТКР-11 двигунів ЯМЗ-238 становило:

- для компресорів із покупними кільцями - 1765,
- для дослідних - 2565 мото. - годин.

Тоді економія коштів становитиме:

$$E_p = (0,61 - 0,42)(2565 - 1765) \cdot 100 + 11700,0 \cdot 100 = 1185200,0 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від впровадження у виробництво кілець із нового матеріалу визначаємо за формулою [28]:

$$P_{ee} = (C_1 - C) \cdot A_n \quad (5.3)$$

де C_1 - Ціна покупних кілець (600 грн.) і мастиловідбивача (850 грн);

C - собівартість виготовлення кілець і мастиловідбивача із пропонованого матеріалу;

Витрати на виготовлення кілець визначаємо за формулою:

$$B_{виг} = Z_n + B_m + B_{заг.вир} \quad (5.4)$$

де Z_n - повна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_m - витрати на матеріали, грн.;

$B_{заг.вир}$ - загальновиробничі накладні витрати, грн..

Повна заробітна плата виробничих робітників складається із суми прямої заробітної плати, додаткової заробітної плати робітників, 20% від прямої, і відрахування на соціальне страхування 37% від (прямої та додаткової) і складає 89 грн..

Витрати на матеріали, що включають їх купівлю: B_m 36 грн.

Загальновиробничі накладні витрати визначають за формулою:

$$B_{\text{заг.вир}} = \frac{R_{\text{заг.вир}} \cdot 3_n}{100} \quad (5.5)$$

де $R_{\text{заг.вир}}$ - відсоток загальновиробничих накладних витрат (10%);

$$B_{\text{заг.вир}} = \frac{8,9 \cdot 89}{100} = 7,9 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{виз}} = 89 + 36 + 7,9 = 132,9 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від впровадження у виробництво кілець і мастиловідбивача з нового матеріалу:

$$P_{\text{еє}} = (1450,0 - 132,9) \cdot 100 = 131710,0 \text{ грн.}$$

Термін окупності додаткових капітальних вкладень,

$$T_o = \frac{\Delta K}{P_{\text{еє}}} = \frac{213500,0}{131710,0} = 1,62 \quad (5.6)$$

де ΔK - додаткові капіталовкладення (вартість печі та оснащення), $\Delta K = 213500,0$ грн.

Результати розрахунків подано в таблиці 5.1.

Показники	Технологія складання	
	Покупні кілець	Виготовле ні
Програма ремонту	100	100
Економія коштів за рахунок підвищення міжремонтного ресурсу і зниження витрат масла	-	1185200,0

через ущільнення турбокомпресора, грн		
Додаткові капіталовкладення, грн	-	213500,0
Повна заробітна плата виробничих робітників, грн	-	89,0
Витрати на матеріали, грн	-	36,0
Загальновиробничі накладні витрати, грн	-	7,9
Річний економічний ефект, грн	-	131710,0
Термін окупності додаткових капітальних вкладень, років	-	1,62

Висновок. Річний економічний ефект від упровадження у виробництво кілець торцевого ущільнення, а також мастиловідбивачів турбокомпресора ТКР-11 з нового матеріалу становитиме 131710,0 грн за програми ремонту 100 турбокомпресорів на рік.

Економія коштів експлуатуючого господарства завдяки підвищенню міжремонтного ресурсу та зниженню витрат масла через ущільнення турбокомпресора становитиме 1185200,0 грн на один турбокомпресор.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Прогнозування ресурсу сполучення вал-підшипник показало, що дане з'єднання досягає граничних розмірів при належному використанні турбокомпресора на протязі 2338,46 мото-годин.

Серед найпоширеніших відмов турбокомпресорів фігурують закоксування деталей, підтікання масла і заклинювання ротора. Головною причиною цих відмов (більш як 70%) є високий температурний режим, спричинений недостатнім охолодженням маслом та неефективною теплоізоляцією.

Досліджено, що при збільшенні температури від 300 °С до 420 °С температура підшипникового вузла також зростає, з 150 °С до 180-190 °С. Розрахунковим шляхом встановлено, що зниження в'язкості масла при зростанні температури значно збільшує ймовірність виходу підшипникового вузла (приблизно 27%) на режим граничного змащення ($X < 1$), навіть за допустимого технічного стану.

При недотриманні правил експлуатації, температура підшипникового вузла може досягати 240-245 °С, що спричиняє виход турбокомпресора на критичний тепловий режим. Для підвищення довговічності деталей турбокомпресора важливо використовувати багатостадійне загартування.

Проведені дослідження свідчать про взаємозв'язок між температурою загартування та відпуску і фізико-механічними властивостями матеріалів. Зокрема, підвищення температури загартування сталі 40Х від 800 до 1000 °С призводить до зростання твердості масловідбивача з 35,1 HRC до 65,7 HRC.

Також виявлено, що збільшення температури відпуску високоміцного чавуну з 400 до 600 °С знижує твердість кілець із 488,6 НВ до 303 НВ, залежно від марки чавуну. Температура відпуску чавуну суттєво впливає на його зношування, при чому зі збільшенням температури відпустки масове зношування кілець збільшується з 1,27 до 2,71 мг. Водночас, зношування масловідбивача зменшується з 2,11 до 1,58 мг.

Зі збільшенням температури відпуску спостерігається лінійне зношування кілець, що призводить до збільшення величини зношування від 0 до 5,5 мкм.

Показник застосовності кілець демонструє тенденцію до зростання при зниженні температури відпуску. Найвищий показник застосовності виявляється у кілець із чавуну ВЧ-50 Г.

Річний економічний ефект від упровадження у виробництво кілець торцевого ущільнення, а також мастиловідбивачів турбокомпресора ТКР-11 з нового матеріалу становитиме 131710,0 грн за програми ремонту 100 турбокомпресорів на рік.

Економія коштів експлуатуючого господарства завдяки підвищенню міжремонтного ресурсу та зниженню витрат масла через ущільнення турбокомпресора становитиме 1185200,0 грн на один турбокомпресор.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мельянцов П. Т. Організація використання техніки за умов дефіциту матеріально - технічних ресурсів / П. Т. Мельянцов, Є. В. Калганков. // Zbiór raportów naukowych. „Inżynieria i technologia. Teoria. Praktyk Sp. z o.o. «Diamond trading tou. – 2010. – С. 84–87.

2. Черній О. Деякі проблеми технічної надійності сільськогосподарських тракторів JOHN DEERE. *The 7 th International scientific and practical conference “Innovations and prospects of world science” (March 2-4, 2022) Perfect Publishing, Vancouver, Canada. 2022. С. 13–19.*

3. Дирда В. І. Ремонт машин та обладнання. Підручник для вищих навчальних закладів [Текст] / В. І. Дирда, П. Т. Мельянцов, О. І. Кириленко та ін. – Днівськ, Журофонд, 2015. – 292 с.

4. Калганков, Є.В. Обґрунтування інформативних діагностичних параметрів технічного стану об’ємного гідроприводу трансмісії ГСТ-90 / Є.В. Калганков // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. – № 2. – С. 71-74

5. Калганков, Є.В. Технічне діагностування об’ємних гідроприводів трансмісії як об’єктивна необхідність / Є.В. Калганков // Сучасна наука: теорія і практика. – Запоріжжя, 2012. – Т. 2. – С. 88-90.

6. Дорошенко О. В. Обґрунтування методів та параметрів діагностування паливних систем мобільних сільськогосподарських машин / О. В. Дорошенко, Є. В. Калганков. // Zbiór artykułów naukowych z Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej «Nowy sposób rozwoju Inżynieria i Technologia» Sp. Z o.o. «Diamond trading tour» Warszawa. – 2017. – С. 44–50

7. Волошин Р.В. Обґрунтування ефективних методів діагностування агрегатів мобільних сільськогосподарських машин / Р.В. Волошин, Є.В. Калганков // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції "Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу": ГО

«Інститут інноваційної освіти»; Науково-учбовий центр прикладної інформатики НАН України. – Київ. 2018. – С. 200-205.

8. Бондаренко, В.А. Повышение долговечности транспортных машин / В.А. Бондаренко, К.В. Щурин, Н.Н. Якунин, В.И. Рассоха, В.Ю. Филиппов. – М.: Машиностроение, 1999. – 144 с.

9. Які бувають пошкодження в циліндропоршневої групи [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: <https://optima-prom.com/ua/a379573-kakie-byvayut-povrezhdeniya.html>.

10. A. Golovan, S. Rudenko, I. Gritsuk, A. Shakhov, et al., “Improving the Process of Vehicle Units Diagnosis by Applying Harmonic Analysis to the Processing of Discrete Signals,” SAE Technical Paper 2018-01-1774, 2018, doi:10.4271/2018-01-1774.

11. Лі, Ч.-Х. Динаміка роторів на підшипниках із плаваючою втулкою / Ч.-Х. Лі // Праці Американського товариства інженерів-механіків. Проблеми тертя та змащення: пер. з англ. – 1982. – № 4. – С. 34–42.

12. Analytical bifurcation analysis of a rotor supported by floating ring bearings / A. Boyaci, H. Hetzler, W. Seemann et al. // Nonlinear Dynamics. – 2009. – Вып. 57, № 4. – С. 497–507.

13. Schweizer, B. Dynamics and stability of turbocharger rotors / B. Schweizer // Archive of Applied Mechanics. – 2009. – Вып. 79, № 4. – С. 287–299.

14. Schweizer, B. Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines / B. Schweizer, M. Sievert // Journal of Sound and Vibration, 2009. – Вып. 321. – С. 955–975.

15. Rotordynamics of Small Turbochargers Supported on Floating Ring Bearings / C. Holt, L. San Andres, K. Gjika et al. // Journal of Tribology, 2007. – Вып. 129. – С. 391–397.

16. Хільчевський В. В. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів: Навчальний посібник. К.: Либідь, 2002. — 328 с.

17. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство. Практикум [Текст]: [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. за напрямом «Інж. механіка»] / В. В. Попович, А. І. Кондир, Е. І. Плешаков та ін. — Львів: Світ, 2009. — 551 с.

18. Діагностика автомобіля [Електронний ресурс]. – 21. – Режим доступу до ресурсу: <http://komitet.kiev.ua/diagnostyka-avtomobilya-3/>.

19. Калганков Е.В. Расчет долговечности резиновых футеровок шаровых рудоразмольных мельниц с учетом старения резины / Калганков Е.В. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб . наук . Праць , Ін- т геотехнічної механіки ім. М .С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2013. – No 113. С. 181–202.

20. Калганков Є. В. Особливості фрактального аналізу поверхні руйнування гумових футерівок, що працюють в умовах абразивно-втомного зносу / Є. В. Калганков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. - Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2017. – No133. – С. 66–74

21. Нижняк Д.В. Визначення показників надійності колінчатих валів автотракторних двигунів / Нижняк Д.В., Калганков Є.В., Дирда В.І. // Inżynieria i technologia. 2014. osiągnięć, projektu hipotezę. (29.12.2014 - 30.12.2014) – Warszawa: – 2014. – С. 8-13.

22. Надійність сільськогосподарської техніки: підручник / М. І. Черно-вол, В. Ю. Черкун. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Кіровоград : КОД, 2010. – 320 с.

23. Кобец А.С. Энергетическая оценка износа антифрикционных материалов / Кобец А.С., Дырда В.И., Калганков Е.В., Цаниди И.Н. // Геотехническая механика. 2012. Вып. 106. С. 78–90.

24. Наноматеріали в механіці де формівного твердого тіла на прикладі гумових футеровок барабанних кульових млинів / В. Дирда та ін. *Геотехнічна механіка*. 2021. № 157. С. 120–129.

25. Черній О. Дослідження безвідказності тракторів John Deere серії 8R в експлуатаційних умовах України. *Теоретичні та практичні питання*

аграрної науки : матеріали Міжнародної науково-практичної конференції.
2022. С. 117–120.

26. Пат. № 144310 Україна, G01N 3/56 (2006.01) Машина тертя / Калганков Євген Васильович (UA); Грачова Вікторія Миколаївна (UA); Косенко Анна Вадимівна (UA) - u202001408; заявл. 20.03.2020; опубл. 25.09.2020, бюл. № 18; 4 с.

27. Основи охорони праці: / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний. - К.: Основа, 2006 — 448 с

28. Вініченко І.І. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства / І.І Вініченко, А.О. Сітковська. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.

29. Калганков Є.В. Методичні рекомендації до виконання і оформлення дипломних проектів ОС "Бакалавр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" і дипломних робіт ОС "Магістр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" / Калганков Є.В. – Д.: ДДАЕУ, 2021. – 36 с.39.

30. ДСТУ 3008:2015 Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання

ДОДАТКИ

