

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потєбні

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз шляхів підвищення строків експлуатації підшипників у конвеєрів металургійних цехів

Виконав: магістрант групи 8.1332-1

Адеєв С.Л.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Власов А.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

Рівень вищої освіти магістр .
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація _____ .
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання .
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Гагаріна Олексія Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз шляхів підвищення строків експлуатації підшипників у конвеєрів металургійних цехів
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Власов А.О.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 10 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи конвеєрів прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь»
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Конструкція і основні види підшипників, їх класифікація. Матеріали деталей – елементів підшипників кочення та їх точність. Монтаж та змашування підшипників кочення. Діагностика стану підшипників конвеєрів прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь». Аналіз діагностичних параметрів та числових характеристик, що використовуються при діагностуванні підшипників кочення. Розрахунок довговічності роботи підшипників на підприємстві. Дослідження основних проблем виходу підшипників з ладу. Запровадження системи діагностики підшипників для продовження строку їх служби.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Власов А.О., к.т.н, доцент		
2	Власов А.О., к.т.н, доцент		
3	Власов А.О., к.т.н, доцент		
4	Власов А.О., к.т.н, доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.23 – 27.05.23	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.23 – 15.09.23	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.23 – 16.10.23	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.23 – 17.11.23	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.23 – 30.11.23	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.23 – 08.12.23	
7	Попередній захист проекту	08.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Адаєв С. Л. Аналіз шляхів підвищення строків експлуатації підшипників у конвеєрів металургійних цехів.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник А.О. Власов. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут, кафедра металургійного обладнання, 2023.

Магістерська робота присвячена підвищенню строків експлуатації підшипників у вузлах машин типу скребкових конвеєрів.

Дано поняття про загальні принципи роботи підшипників, їх складових частин, а також про призначення цих частин, видів несправностей у підшипникових вузлах і методів їх усунення.

Розглянуто теоретичні основи дефектоскопії: класифікація та види методів технічної діагностики, принципи і методи визначення технічного стану підшипникових вузлів. Проведено аналіз роботи підшипникових конвеєрів прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь». За результатами аналізу було запропоновано та реалізовано запровадження служби діагностики на підприємстві, розрахований економічний ефект від впровадження.

Ключові слова: ПІДШИПНИКОВІ ВУЗЛИ, СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ, ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА, ДЕФЕКТИ ПІДШИПНИКІВ, ВІБРОДІАГНОСТИКА, ЗМАЩЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ.

ABSTRACT

Adaev I. L. Analysis of ways to increase the service life of bearings in conveyors of metallurgical shops.

Qualifying graduation thesis for obtaining a master's degree of higher education in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor A.O. Vlasov. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute, Department of Metallurgical Equipment, 2023.

The master's thesis is devoted to increasing the service life of bearings in scraper conveyor machine assemblies.

The concept of the general principles of operation of bearings, their component parts, as well as the purpose of these parts, types of malfunctions in bearing units and methods of their elimination is given.

The theoretical foundations of defectoscopy are considered: classification and types of technical diagnostic methods, principles and methods of determining the technical condition of bearing assemblies. An analysis of the operation of the bearing conveyors of the rolling shop of PJSC "Zaporizhstal" was carried out. Based on the results of the analysis, the introduction of a diagnostic service at the enterprise was proposed and implemented, and the economic effect of the implementation was calculated.

Key words: BEARING UNITS, WAYS OF INCREASE DURABILITY, TECHNICAL DIAGNOSTICS, BEARING DEFECTS, VIBRATION DIAGNOSTICS, SEAL LUBRICATION.

ЗМІСТ

ВСТУП	10
1 КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКІВ РІЗНОГО ТИПУ, УМОВИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	11
1.1 Конструкції, види та класифікація підшипників кочення	11
1.2 Матеріали деталей і точність підшипників кочення	17
1.3 Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення	18
1.4 Висновки	24
2 ДІАГНОСТИКА СТАНУ ПРОБЛЕМ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ НА ТОВ «ЗФ «СВЯТО-ВАРВАРИНСЬКА»	26
2.1 Загальна характеристика підприємства	26
2.2 Діагностика стану підшипників кочення на підприємстві	29
2.3 Пошкодження підшипників, що пов'язані з дією зовнішнього середовища	37
2.4 Висновки	
3 Діагностичні параметри, що використовуються при діагностуванні підшипників кочення	48
3.1 Математичні моделі	48
3.2 Охорона праці при діагностуванні	51
3.3 Заходи по забезпеченню техніки безпеки..	53
3.4 Заходи по забезпеченню техніки безпеки	56
3.5 Висновки	59
4 ЗАХОДИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ	61
4.1 Заходи, які направлені на підвищення ресурсу підшипників при пошкодженнях від навантажень	61
4.2 Заходи, які впливають на зменшення дії зовнішнього середовища	62
4.3 Розрахунок довговічності підшипника кочення	78
4.4 Розрахунок економічного ефекту від впровадження служби	81

діагностики підшипників на підприємстві ПАТ

«Запоріжсталь»

ВИСНОВКИ	82
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	82
ДОДАТОК	

ВСТУП

Актуальність теми. Процес переходу до нових ринкових відносин вимагає ефективного використання машин і устаткування, яке забезпечується високим рівнем їхнього технічного обслуговування і ремонту, наявністю необхідного числа запасних частин. В зв'язку зі спеціалізацією і концентрацією ремонтного виробництва виникає потреба в удосконаленні технологічних процесів для підвищення якості продукції.

Сучасна тенденція росту експлуатаційних навантажень на деталі, які працюють в умовах інтенсивного ударно-абразивного зношування зі значними контактними навантаженнями, є причиною того, що вони не мають достатньої експлуатаційної стійкості. Довговічність машини залежить від сукупності впливу різноманітних факторів, що виявляються на всіх етапах її створення та експлуатації. Довговічність скребкового конвеєру більшою мірою залежить від стану підшипників, тому що на них впливають великі реверсивні навантаження. Виходячи з цього, підвищення строків експлуатації деталей машин, чому присвячен тема роботи, підтверджує її актуальність.

Мета досліджень. Метою даної роботи є підвищення строків експлуатації підшипників у вузлах скребкових конвеєрів як одних з найважливіших структурних елементів машин.

Завдання дослідження. Проаналізувати конструкції підшипників, які мають найбільш поширене використання у вузлах машин типу скребкових конвеєрів, дослідити основні причини виходу з ладу підшипників на конкретному підприємстві, запровадити системи діагностики підшипників на підприємстві, видати рекомендації щодо продовження строку їх експлуатації.

Предмет дослідження. Підвищення строків експлуатації підшипників у вузлах скребкових конвеєрів шляхом запровадження системи їх діагностики в умовах підприємства ПАТ «Запоріжсталь».

Методи дослідження: основні положення системного аналізу працездатності технологічних систем і конструкцій; основи діагностики технічних систем; методи натурального моделювання зі створенням технологічної моделі вузлів підшипників; основи розрахунків техніко-економічних показників ефективності конструкцій у машинобудуванні.

1 КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКІВ РІЗНОГО ТИПУ, УМОВИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Конструкції, види та класифікація підшипників кочення

Підшипник – це технічний пристрій, який є частиною опори, що підтримує вал, вісь або іншу конструкцію, фіксує положення в просторі, забезпечує обертання, коливання або лінійне переміщення з найменшим опором, сприймає та передає навантаження на інші частини конструкції. Складно уявити без нього машину або агрегат.

Основні типи підшипників: підшипники ковзання і кочення, газодинамічні підшипники, гідростатичні підшипники, магнітні підшипники. Основні типи, які застосовуються в машинобудуванні, – підшипники кочення та підшипники ковзання.

Найбільш вживаний тип – підшипник кочення, причому цей тип дуже різноманітний.

У вітчизняній та закордонній науковій літературі існує багато фундаментальних робіт, де розглядається робота підшипників кочення як загальномашинобудівного, так і спеціального призначення.

А. В. Гайдамака [1] дав таке визначення підшипнику кочення – це основний вид опор валів та осей в машинах; їх функціонування відбувається переважно в умовах тертя кочення.

На думку А.К. Скуратовського [2] підшипники кочення – це елемент опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення, який складається із зовнішнього та внутрішнього кілець, тіл кочення і сепаратора. Внутрішнє кільце підшипника розміщують на валу або осі, а зовнішнє – у корпусі опори.

В.А.Сідоров та А.Л.Сотніков [3] казали, що підшипник – це вузол механізму або машини, який підтримує вал, забезпечуючи обертання або лінійне

переміщення з мінімальним супротивом, який сприймає та передає навантаження від валу на корпусні деталі механізму або машини.

До переваг підшипників кочення відносяться:

- значно менші втрати на тертя, й, відповідно, більш високий коефіцієнт корисної дії (до 0,995) та зменшений нагрів;
- в 10...20 разів менший момент тертя при пуску машини;
- менші габаритні розміри в осьовому напрямку;
- можливість компенсувати перекіс валів;
- простота обслуговування та заміни;
- зменшені витрати змащувального матеріалу;
- невисока вартість внаслідок масового виробництва стандартних підшипників.

До їх недоліків відносяться:

- обмежена можливість застосування при дуже великих навантаженнях та високих швидкостях;
- непридатність для роботи при значних ударних або вібраційних навантаженнях через високі контактні навантаження та погану здатність демпфувати коливання;
- значні габаритні розміри в радіальному напрямку;
- шум під час роботи, обумовлений похибками форм та розмірів деталей;
- складність установки та монтажу підшипникових вузлів;
- підвищена чутливість до неточності установки в підшипниковий вузол;
- висока вартість при дрібносерійному виробництві унікальних за розмірами підшипників. [3]

Незважаючи на їх недоліки, підшипники кочення широко використовують у конструкціях багатьох машин і, зокрема, в скребкових конвеєрах.

Під час експлуатації скребкових конвеєрів на підшипникові вузли діють основні напрямки сил, а саме: радіальна сила, яка діє у напрямку перпендикулярному до вісі обертання підшипника; осьова сила, яка діє у

напрямку паралельному до вісі обертання підшипника.

Основними показниками якості підшипників кочення для скребкового конвеєра є: довговічність, клас точності, а також вібраційні характеристики.

Довговічність підшипників кочення складається з наступних параметрів [4].

Паспортна динамічна вантажопідйомність – незмінне навантаження протягом 1 млн. обертів без виявлення ознак втоми не менш, ніж у 90% підшипників.

Еквівалентне навантаження для радіальних та радіально-упорних підшипників – умовне постійне навантаження, яке при прикладанні на підшипник забезпечує довговічність, яку даний підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження та обертання [4].

Надійність - властивість об'єкта техніки зберігати в часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування [5].

Точність обертання, точність форм і взаємного положення та точність монтажних поверхонь є основними характеристиками такого поняття, як клас точності підшипника.

Точність обертання підшипника характеризується радіальним та осьовим биттям зовнішнього та внутрішнього кілець.

Точність монтажних поверхонь визначається граничними відхиленнями по його основним розмірам: внутрішньому та зовнішньому діаметрам, ширині кілець.

Точність форм та взаємного положення поверхонь кілець підшипника характеризується наступними параметрами: биттям зовнішньої циліндричної поверхні зовнішніх кілець відносно торцю; биттям торцю внутрішніх кілець підшипників відносно отвору; непостійність діаметра та конусоподібність отворів внутрішніх кілець та зовнішньої циліндричної поверхні зовнішніх кілець.

Наступним основним показником якості підшипників кочення є його

вібраційні характеристики, які включають до себе рівень вібрації, загальний рівень вібрації, вібраційний розряд підшипників та віброшвидкість [6].

Загальний рівень вібрації – вібрація у широкій полосі звукових частот, у котрій нижня гранична частота пропорційна частоті обертання внутрішнього кільця підшипника, а верхня гранична частота дорівнює 10000Гц.

Вібраційний розряд підшипників – сукупність вимог до вібраційних параметрів, які визначаються в залежності від типу, габаритів та конструктивного різновиду підшипників.

Встановлені наступні вібраційні розряди в черзі підвищення вимог до параметрів вібрації: Ш, Ш1, Ш2, Ш3, Ш4, Ш5, Ш6, Ш7, Ш8. Підвищення вимог позначає зниження допустимих значень рівнів віброшвидкості у кожній полосі частот.

Відносно проста конструкція підшипників кочення пред'являє цілий ряд вимог до якості виготовлення його деталей та монтажу, забезпечуючи довготривалу безвідмовну роботу, як підшипника, так й вузла в цілому.

Класифікація підшипників кочення, які використовуються, наприклад, в авіаційних двигунах, здійснюється на основі наступних ознак:

- за видом тіл кочення: шарикові та роликові, останні, в свою чергу, поділяються на наступні групи: з короткими та довгими циліндричними роликами; з конічними та сферичними роликами;

- по кількості рядів тіл кочення (рис. 1.1), де *a* - однорядні, *б* - дворядні, *в* - багаторядні.

- за типом сприйманого навантаження: радіальні, радіально-упорні, упорно-радіальні, упорні (рис. 1.2).

-

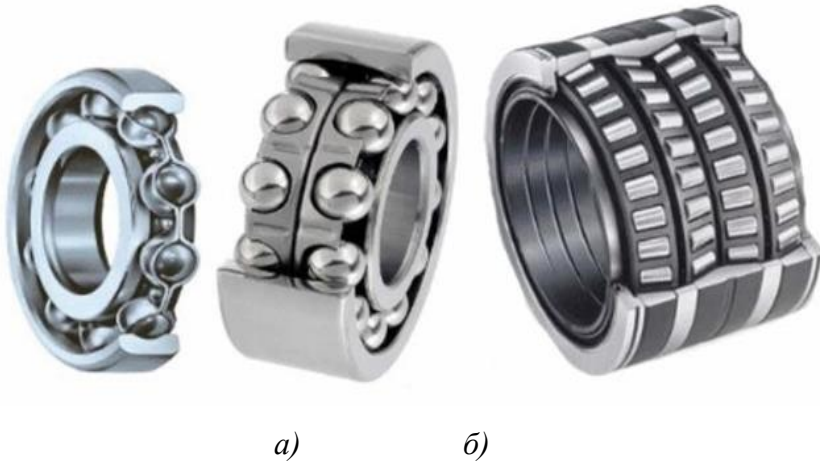


Рисунок 1.1 – Різновиди підшипників по кількості рядів тіл кочення


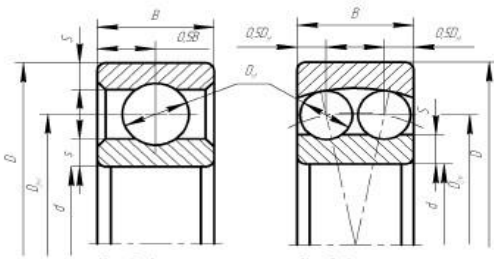
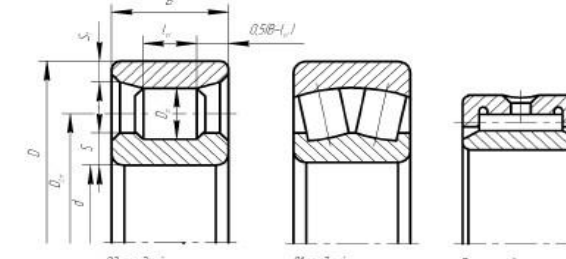

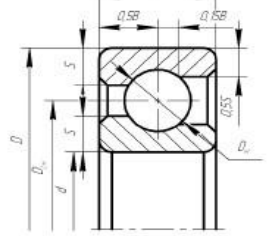
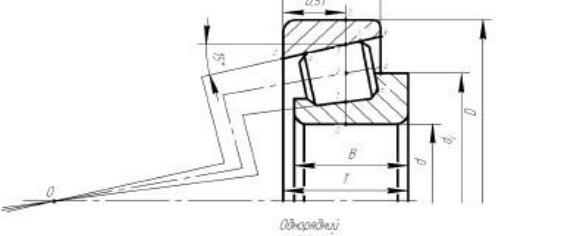

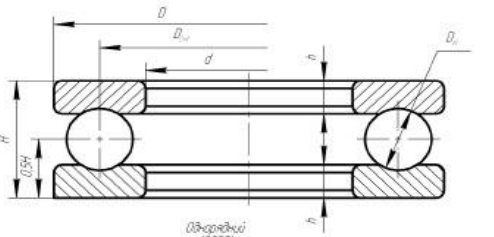
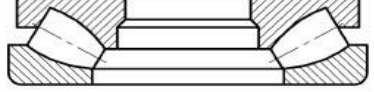
Тип підшипника та умовне позначення	Кулькові підшипники	Роликпідшипники
<p>Радіальний</p> 	 <p>Однорядний (00000) $D_w = 0,3210-d$ $S = 0,1510-d$</p> <p>Дворядний сферичний (10000) $D_c = 0,2510-d$ $S_w = 0,1710-d$</p>	 <p>Однорядний (20000) $L_w = D_c$ $S_w = 0,110-d$</p> <p>Дворядний сферичний (30000)</p> <p>Голчастий (74000)</p>
<p>Радіально-упорний</p> 	 <p>Однорядний (16000) $D_c = 0,3210-d$ $S_w = 0,1510-d$</p>	 <p>Однорядний конічний (17000) $T = 0,057$ $T = 0,057$</p>
<p>Упорно-радіальний</p> <p>Упорний</p> 	 <p>Однорядний (18000) $D_w = 0,520$</p>	 <p>Сферичний (39000)</p>

Рисунок 1.2 – Типи підшипників згідно сприйманого навантаження [1]

На рис. 1.3 приведені основні види підшипників кочення:

- 1 радіально-упорний шариковий підшипник;

2 радіально-упорний шариковий підшипник з чотирьохточковим контактом.

3 радіальний шариковий підшипник для корпусних вузлів;

4 радіальний роликовий підшипник;

5 радіально-упорний (конічний) роликовий підшипник;

6 упорний роликовий підшипник;

7 упорний шариковий підшипник;

8 радіально-упорний роликовий підшипник;

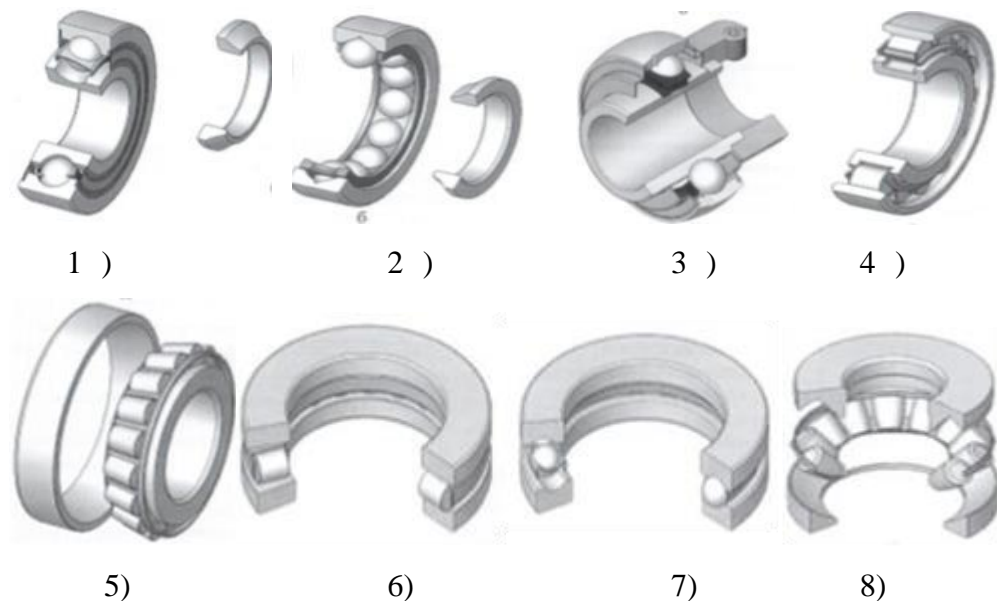


Рисунок 1.3 – Зовнішній вид та конструкція основних типів підшипників кочення [3]

У сучасних конструкціях широко застосовуються підшипники кочення більшості типів, стандартизованих ДСТУ ГОСТ 520:2014, а також підшипники спеціальних типів, до яких відносяться:

- підшипники, що працюють при високих та надвисоких швидкостях обертання;
- підшипники, що працюють при високих температурах;
- підшипники, що працюють у спеціальних середовищах.

Як правило, підшипник кочення (рис. 1.4, *a*) має досить малу кількість складових частин, а саме: зовнішнє 1 та внутрішнє 2 кільця, тіла кочення 3,

сепаратор 4.

Тіла кочення, які показані на рисунку 1.4, б, рухаються по біговим доріжкам кілець та гарантують їх переміщення відносно один одного.

Сепаратор дозволяє розділити тіла кочення, при цьому утримувати їх на одній відстані та покращувати змащення. Конструкція сепаратора (див. рис. 1.4 в) залежить від типу підшипників та умов їх експлуатації [1].

Ролик – тіло кочення, яке має вісь симетрії та коловий поперечний переріз у будь-якій площині, перпендикулярній до цієї вісі.

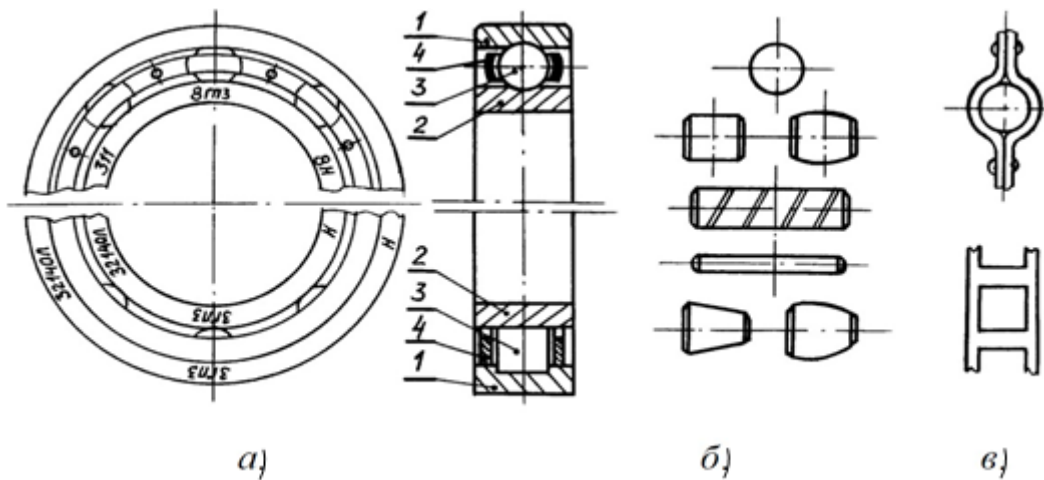


Рисунок 1.4 – Конструкція підшипників кочення [1]

Ролики у підшипниках кочення бувають різних видів, а саме:

- циліндричний ролик – ролик, у якого утворююча зовнішньої поверхні має пряму лінію, яка паралельна вісі ролика;
- голчастий ролик – це циліндричний ролик, який має малий діаметр з великим співвідношенням довжини до діаметра;
- конічний ролик – ролик, який має форму усіченого конуса, у якого утворююча зовнішньої поверхні є прямою лінією, яка перетинається з віссю ролика;
- бомбинований ролик – це циліндричний або конічний ролик, у якого зовнішня поверхня має безперервну, злегка опуклу кривизну у площині вісі ролика, яка призначена для запобігання концентрації напружень на краях ролика при його контакті з доріжками кочення.

По зовнішній поверхні внутрішнього кільця та внутрішній поверхні зовнішнього кільця (на торцевих поверхнях кілець упорних підшипників кочення) виконані жолоба – доріжки кочення, по яким при роботі підшипника рухаються тіла кочення.

Закриті підшипники кочення (які мають захисні кришки) практично не потребують обслуговування (заміна змазки), відкриті – чутливі до потрапляння чужорідних тіл, що може призвести до швидкого руйнування підшипника та виходу обладнання з ладу.

У таблиці 1.1 наведені дані щодо експлуатаційних характеристик підшипників кочення різних типів.

Таблиця 1.1 - Експлуатаційні характеристики підшипників кочення [3]

Тип підшипника	Навантаження			Висока частота обертання	Сприйняття перекосу
	Радіальне	Осьове	Комбіноване		
Шариковий радіальний	+	+	+	+++	О
Шариковий радіальний дворядний сферичний	+	О	О	++	+++
Радіально-упорний однорядний шариковий	+	+	++	++	Х
Радіально-упорний шариковий дворядний та однорядний здвоєний	++	+	++	+	Х
Шариковий з 4-х точковим контактом	О	+	+	++	Х
З короткими циліндричними роликами без бортів на одному з кілець	+++	Х	Х	+++	Х
З короткими циліндричними роликами з бортами на зовнішньому та внутрішньому кільцях	+++	О	О	+++	Х

Радіальний голчатий	+++	X	X	O	X
Сферичний роликовий	+++	+	+++	+	+++
Конічний роликовий	++	++	++	+	O
Упорний шариковий	O	+	O	+	X
Упорний з конічними роликами	O	++	O	O	X
Упорно-радіальний роликовий сферичний	O	++ +	++	+	+++

Умовні позначення: +++ – дуже добре; ++ – добре; + – задовільно; o – погано; x – непридатний.

1.2 Матеріали деталей і точність підшипників кочення

Основний матеріал для кілець та тіл кочення підшипників – це підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після відповідної термообробки кілець і роликів становить 60... 65 HRC, а кульок – 62...66 HRC.

Для основних деталей підшипників кочення великих розмірів широко застосовують цементовані сталі марок 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А та інші із твердістю 59...60 HRC.

Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування; для високошвидкісних підшипників використовують масивні сепаратори з антифрикційних бронз, латуні, алюмінієвих сплавів або пластмас (текстоліту, поліаміду).

Для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до безшумності застосовують підшипники з тілами кочення, виготовленими з пластмас (переважно із склопластиків). При цьому різко зменшуються вимоги до твердості кілець і їх можна виготовляти з легких сплавів.

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ДСТУ 520–89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2.

Точність підшипників кочення в основному характеризується:

- а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець);
- б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець;
- в) точністю обертання.

1.3 Монтаж, змащування та ущільнення підшипників кочення

Конструкція опор кочення, правильне складання і монтаж підшипників суттєво впливають на надійність та довговічність роботи підшипників кочення. Підшипники монтують таким чином, щоб забезпечувалися потрібні радіальне та осьове фіксування вала, але при цьому вони не повинні додатково навантажуватися силами від високих натягів у посадках кілець, температурних деформацій, перетяжки при монтажі, перекосів кілець.

Забезпечення жорсткості та співвісності посадочних гнізд. Гнізда у корпусах, які призначені для розміщення в них зовнішніх кілець підшипників, повинні бути достатньо жорсткими, бо деформація посадочних поверхонь може спричинити заклинювання тіл кочення і передчасне руйнування підшипника. Заклинювання може відбутися, коли не забезпечена співвісність посадочних гнізд у корпусі для двох опор вала або співвісність посадочних цапф вала.

У разі виникнення значних труднощів у забезпеченні співвісності посадочних гнізд (наприклад, при неможливості розміщення двох підшипників вала в єдиному жорсткому корпусі) використовують самоустановні сферичні підшипники. Такі підшипники застосовують також при великих поперечних прогинах осей та валів.

Монтаж підшипників кочення. Для осьового фіксування вала і сприймання опорою осьових навантажень обидва кільця підшипника фіксуються: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори.

На рис. 1.5 показані деякі характерні способи монтажу підшипників на валу.

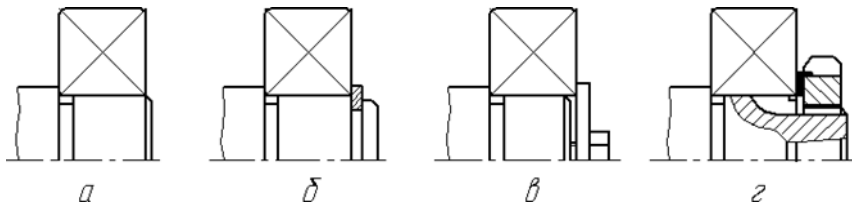


Рисунок 1.5 - Монтаж підшипників кочення на валах.

Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, використовуючи буртики вала і посадку з натягом (див. рис. 1.5, а), пружинні стопорні кільця (див. рис. 1.5, б), торцеві шайби (див. рис. 1.5, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (див. рис. 1.5, г). Такий монтаж підшипників на валах використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на рис. 1.6.

За потребою забезпечення осьового переміщення опори вала, наприклад, для компенсації температурних деформацій вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі в корпусі (див. рис. 1.6, а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (див. рис. 1.6, б, в).

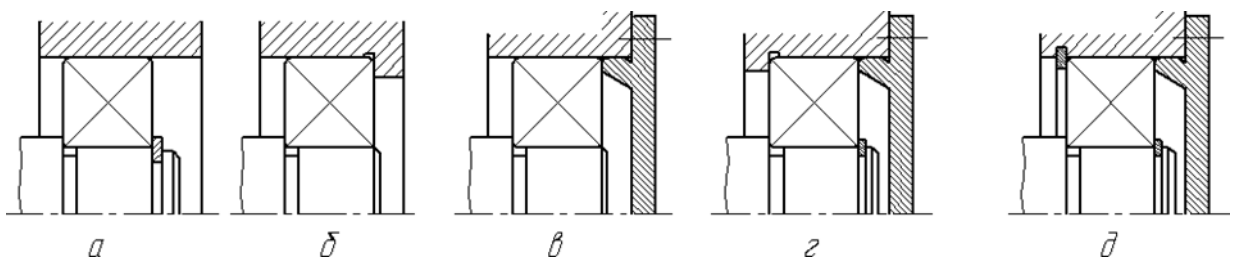


Рисунок 1.6 – Кріплення підшипників кочення у корпусі опори

Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (див. рис. 1.6, г, д). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

Розглянемо особливості монтажу підшипників двох опор вала у випадках використання радіальних, радіально – упорних та упорних підшипників.

Радіальні підшипники застосовують при радіальному навантаженні опор і деколи при незначному осьовому навантаженні (кулькові радіальні підшипники), як показано на рис. 1.7.

На рис. 1.7, а зображено варіант розміщення вала на *радіальних кулькових підшипниках*, які використовуються для коротких валів. Тут підшипники мають однобічну фіксацію зовнішніх кілець у двох опорах. Невеликий зазор 0,2...0,3 мм між зовнішнім кільцем та кришкою передбачають для запобігання заклинюванню тіл кочення при температурному видовженні вала.

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках за варіантом, показаним на рис. 1.7, б. У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників мають двобічну фіксацію на валу, зовнішнє кільце одного з підшипників зафіксоване у корпусі з двох боків, а зовнішнє кільце другого підшипника має можливість переміщуватись у корпусі в осьовому напрямі.

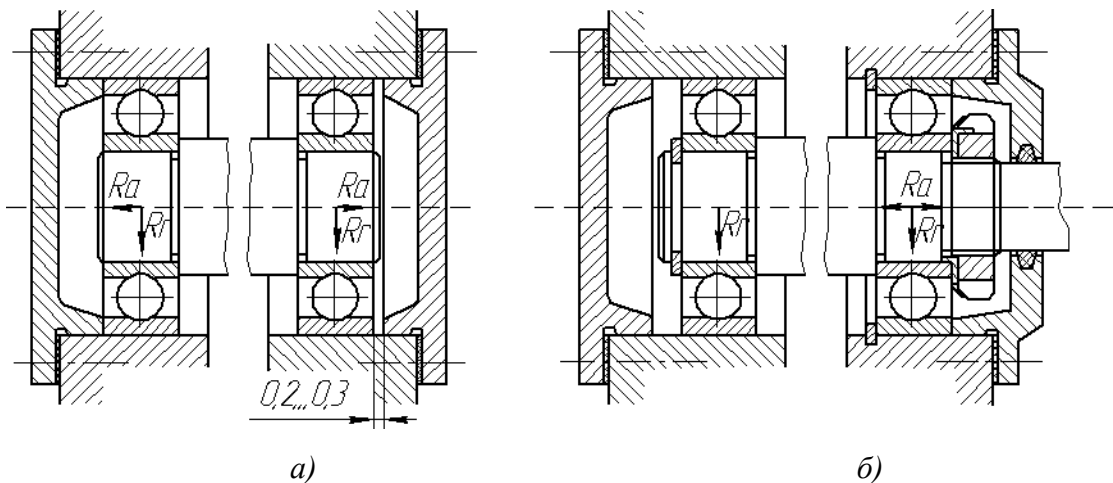


Рисунок 1.7 – Монтаж двох опор вала на радіальних кулькових підшипниках: а) – монтаж використовується для коротких валів; б) - монтаж використовується для довгих валів.

Цим можна запобігти заклинюванню підшипників при температурному видовженні вала. Фіксований із двох боків на валу та в корпусі підшипник

сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) – тільки радіальне навантаження (напрями навантаження показані стрілками). Підшипник плаваючої опори повинен бути навантаженим меншою радіальною силою.

Схеми монтажу роликів радіальних підшипників в опорах валів залежать у значній мірі від конструктивних особливостей цих підшипників.

Радіально–упорні підшипники одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. Особливістю цих підшипників є те, що під час їхнього радіального навантаження виникає осьова сила, яка обумовлена кутом контакту α тіл кочення. Ця осьова сила заставляє вал зміститися в осьовому напрямі. Щоб запобігти цьому, вали у більшості випадків слід розміщувати на двох радіально–упорних підшипниках, до того ж поставлених так, щоб осьові сили, які в них виникають, були направлені в протилежні боки (тобто з протилежним напрямом кутів контакту α).

На рис. 1.8 показані варіанти монтажу радіально–упорних кулькових та роликів підшипників в опорах валів. Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «у розпір» (див. рис. 1.8, а) та «у розтяжку» (див. рис. 1.8, б).

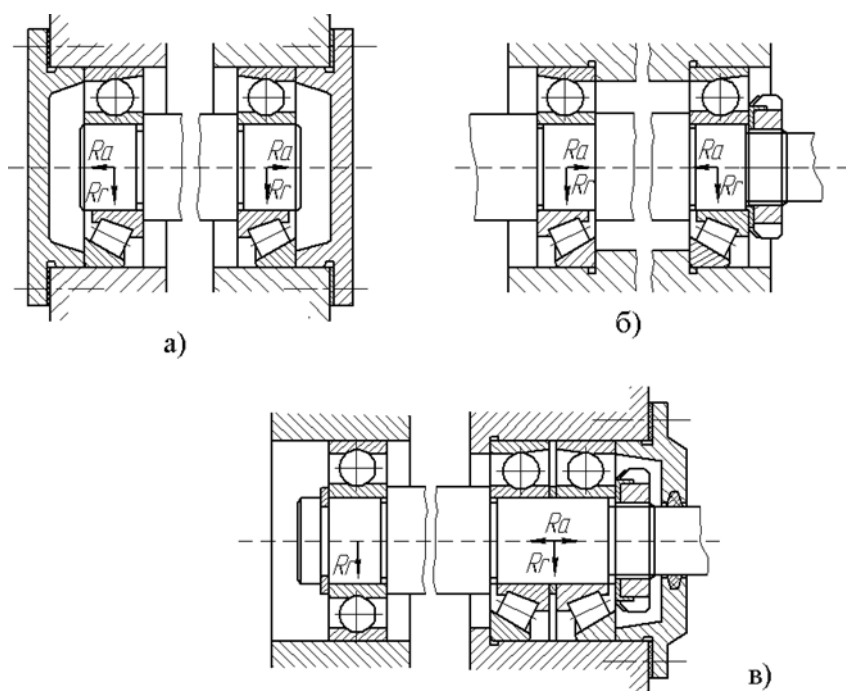


Рисунок 1.8 – Конструкції опор валів на радіально-упорних підшипниках.

У цих варіантах кожне кільце двох підшипників має тільки однобічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу опори.

Довгі вали, які навантажені радіальними та осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (див. рис. 1.8, в). Одна опора складається з двох радіально – упорних підшипників, поставлених «у розпір», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження. Для другої опори вала може бути використаний радіальний підшипник (для сприймання тільки радіального навантаження) із можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) при температурних видовженнях вала.

Радіально – упорні підшипники вимагають регулювання. Регулювання натягу підшипників здійснюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (див. рис. 1.8, а, в) або за допомогою гайки на валу (див. рис. 1.8, б).

Упорні підшипники застосовують для сприймання тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження. Варіанти монтажу зображені на рис. 1.9, а, б.

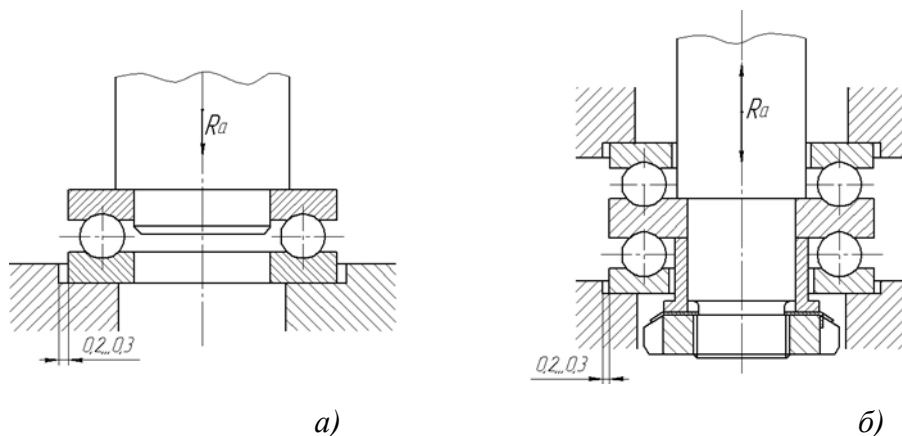


Рисунок 1.9 – Опори валів на упорних кулькових підшипниках

Іноколи в одній опорі можна використовувати радіальний і упорний підшипники. У цьому випадку така комбінована опора вала здатна сприймати як радіальні, так і осьові навантаження.

Посадки підшипників кочення. Посадки кілець підшипників на вал і в гніздо корпусу залежать від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника та способу його регулювання. Розрізняють два основних види навантажень підшипників: циркуляційне і місцеве.

Циркуляційне навантаження, при якому кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили, наприклад, внутрішнє кільце підшипника, яке розміщене на валу із зубчастим колесом. Таке кільце ставлять на вал із натягом. У протилежному разі через зазор воно почне обкочуватись по цапфі, що спричинить її спрацьовування.

Місьцеве навантаження, при якому кільце не обертається щодо вектора діючої сили. Таке навантаження здійснюється відносно зовнішнього кільця підшипника, який поставлений на вал із зубчастим колесом навантаженої передачі. У випадку місцевого навантаження кільця підшипників ставлять із невеликим зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під дією поштовхів та вібрацій періодично обертатися навколо своєї осі та вступати в роботу новим навантаженим ділянкам бігової доріжки.

Кільця підшипників, які повинні при регулюванні зазорів переміщатися на валу або в корпусі, встановлюють по рухомій посадці.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення слід робити з урахуванням наведених рекомендацій:

1. Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j6, k6, m6, n6; при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g6, h6.

2. Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K6, M7, N7; при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js7, H7, K6, M7.

Змащування підшипників кочення. Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепаратором, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипників кочення, їх періодично змащують.

Практичне застосування для змащування підшипників кочення мають рідкі мінеральні та пластичні мастила.

Рідкі мастила використовують за потребою мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників. Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила. Змащування підшипників рідкими мастилами може здійснюватись зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом. При змащуванні зануренням підшипників горизонтальних валів рівень мастила повинен бути не вище від центра нижнього тіла кочення.

Пластичні мастила закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3–0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поновлюють. Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, підшипників, що працюють у забрудненому середовищі, та підшипників із коливним рухом малої амплітуди. Підвищена надійність захисту від забруднення пов'язана із заповненням пластичним мастилом зазорів і відповідно додатковим ущільненням опор валів.

При високих температурах для підшипників кочення застосовують тверді мастильні матеріали у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

Ущільнення підшипників кочення. Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис. 1.10) поділяють на такі:

- контактні (манжетні та сальникові), що використовуються при низьких та середніх швидкостях; ущільнювальна дія забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою;
- лабіринтні та щілинні, які застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей; захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини;

- відцентрові, які можуть бути використаними при середніх та високих швидкостях; принцип дії – відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, які попадають у підшипникові вузли;
- комбіновані, які поєднують два або більше розглянутих вище принципів дії.

Манжетні ущільнення (див. рис. 1.10, а) виконують у вигляді кільцевих манжет, які встановлюють, наприклад, у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжетні ущільнення стандартизовані (ДСТУ 8752–79) і належать до досить надійних у роботі. Вони однаково можуть бути використаними як для рідких, так і для пластичних мастил при швидкостях поверхні вала до 10 м/с. Контактна з манжетою поверхня вала повинна бути полірованою.

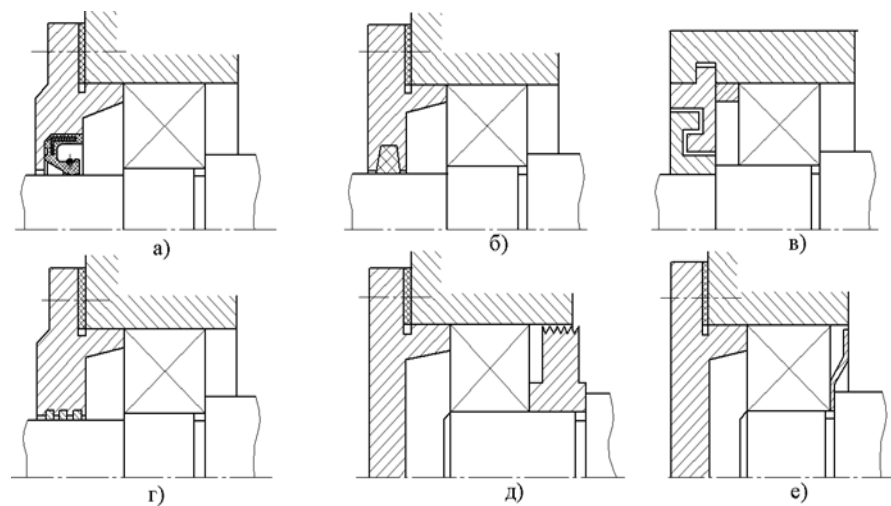


Рисунок 1.10 – Ущільнення підшипників у опорах

Сальникові ущільнення (див. рис. 1.10, б) виконують у вигляді просочених у гарячому мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у спеціальних кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення для рідких та

пластичних мастил при швидкостях обертання до 5 м/с на полірованих поверхнях валів.

Лабіринтні ущільнення (див. рис. 1.10, в) є найдосконалішими для роботи при високих швидкостях. Малі зазори 0,2 – 0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (див. рис. 1.10, г, д) виконують у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом і використовують для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії відцентрової сили (див. рис. 1.10, е), використовують як внутрішні ущільнення. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

Комбіновані ущільнення застосовують при роботі опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

1.4 Висновки

1. Проаналзовані конструкції, види і класифікація підшипників кочення, характеристики матеріалів, з яких вони виготовляються. Визначені основні переваги і недоліки підшипників різних типів.

2. Розглянуті питання зв'язку точності підшипників кочення з їх конструктивними особливостями при різних навантаженнях, а також умов монтажу, змащення і ущільнення на їх працездатність.

3. Результати аналізу показали, що закриті підшипники кочення (які мають захисні кришки) практично не потребують обслуговування (заміни змазки), відкриті – чутливі до потрапляння чужорідних тіл, що може призвести до швидкого руйнування підшипника та виходу обладнання з ладу. Таким чином, найбільш приємливе використання закритих підшипників.

4. При роботі на ЗФ при використанні відкритих підшипників треба

застосовувати комбіновані ущільнення, бо робота обладнання здійснюється в умовах сильного забруднення (наприклад, при відвантаженні кеку гіпербаричних фільтрів) або в агресивному середовищі (зворотня вода фабрики має великий сольовий вміст).

2 ДІАГНОСТИКА СТАНУ ПРОБЛЕМ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ НА ПАТ «ЗАПОРІЖСТАЛЬ»

2.1 Загальна характеристика підприємства

Збагачувальна фабрика - гірниче підприємство для первинної обробки вугілля з використанням технічно цінних продуктів, придатних для промислового використання. Діяльність даного підприємства особливо актуальна у нашому гірничодобувному регіоні.

Рядове вугілля проходить наступні процеси: дроблення, просівання, класифікації, основного збагачення, обезводнення і згущення. При збагаченні вугілля отримують дво продукти: концентрат та породу. Товарний продукт (концентрат) відправляють в бункери або на склади, звідки він йде на подальшу переробку (кокс) або відпускається споживачеві. Відходи у вигляді крупної породи (більше + 1 мм) та дрібної (менше -1 мм) направляються у відвал.

ТОВ «Збагачувальна фабрика «Свято-Варваринська» - є одним з найбільших у Європі вугільних гірничо-збагачувальних підприємств. Підприємство було введено до експлуатації 20 березня 2009 року. Проектна потужність фабрики - 7895 тис. тонн вугілля на рік. Годинна продуктивність фабрики - 1112 тонн. Площа основного проммайданчика — 25 га. Чисельність працівників — 700 осіб.

Фабрика переробляє рядове вугілля ПАТ «ШУ «Покровське» марки «К₁». Це високоякісне низько сірчане вугілля, застосовуване для виробництва коксу сорту «Преміум», відповідного кращим світовим стандартам. Збагачувальна фабрика «Свято-Варваринська» ПрАТ «ДМЗ» (з червня 2017 р. ТОВ «Збагачувальна фабрика «Свято-Варваринська») виробляє наступну продукцію:

- концентрат для коксування;
- концентрат для коксування сорту «Преміум».

Щоб забезпечити споживчі характеристики концентрату поліпшеної якості, ЗФ «Свято-Варваринської» в квітні 2010 р. розроблені та впроваджені єдині в

Україні «Технічні умови» на концентрат для коксування сорту «Преміум». Даний вид товарного концентрату застосовується для випуску високоякісного коксу сорту «Преміум».

При розробці технологічної схеми фабрики були використані найсучасніші світові технології та обладнання, яке відрізняється від вітчизняного більшою експлуатаційною надійністю та ефективністю: важко середовищні двох продуктові сепаратори «Daniels», важко середовищні гідро циклони фірми «Deister», грохоти «Tabor», магнітні сепаратори фірми «Eriez», гідро класифікатори «Crossflow», флотомашини колонного типу «Coalpro» фірми «СРТ», центрифуги «Decanter», гіпербаричні фільтри HBF-96/8 фірми «Andritz», стрічкові фільтр-преси фірми «Phoenix», стрічкові вагові дозатори «Pfister». Насосне обладнання представлено такими відомими світовими лідерами як «Warman», «Krebs», «Metso Minerals», «Pratissoli», «Grundfos». Використовуються такі процеси як збагачення у важких гідро циклонах, збагачення в колонній флотації, зневоднення дрібного концентрату в осаджувально-фільтруючих центрифугах, зневоднення флотоконцентрату в гіпербаричних фільтрах.

Промислові майданчики ЗФ і ПАТ «ШУ «Покровське» знаходяться в безпосередній близькості один від одного. З шахти вугілля надходить безпосередньо на ЗФ «Свято-Варваринську». Проектними рішеннями зведені до мінімуму енерговитрати на доставку рядового вугілля для збагачення і впливу на навколишнє середовище:

- транспортування рядового вугілля, концентрату і відходів вуглезбагачення проводиться за закритими галереям, при цьому повністю виключається викид твердих суспендованих частинок в атмосферне повітря;
- транспортування рядового вугілля зі скіпового ствола № 2 проводиться найменш витратним видом транспорту - канатно-стрічковим конвеєром. Аналогів цьому конвеєру немає ні в країнах СНД, ні в Європі: його довжина становить 5,209 км, на всій його довжині відсутні перевантажувальні пристрої. Транспортування рядового вугілля канатно-стрічковим конвеєром значно

дешевше, ніж при використанні традиційних вантажно-розвантажувальних пристроїв:

- на 24% дешевше транспортування залізничним транспортом;
- на 19% дешевше транспортування автомобільним транспортом.

Підприємство переробляє в 3-4 рази більше вугілля, ніж будь-яка інша українська збагачувальна фабрика. Оскільки шахтоуправління «Покровське» планує нарощувати обсяги видобутку вугілля, ведуться роботи по збільшенню продуктивності збагачувальної фабрики до 12 млн. тон на рік. З виходом на повну проектну потужність збагачувальна фабрика стане найбільшою не тільки в нашій країні, але і в Європі.

На сьогоднішній день одним з основних завдань для досліджуваного підприємства є введення в дію третього етапу реконструкції для збільшення потужності фабрики. Головним пріоритетом на Збагачувальній фабриці є відповідальне ставлення до енергії, ресурсів і екології. Енергоспоживання на підприємстві на 35-37% нижче, ніж на інших збагачувальних підприємствах України. Відмінною особливістю є відсутність процесу термічної сушки вугільного концентрату з використанням вугільного палива і мазуту (відсутність викидів CO₂). Такого результату досягнуто завдяки застосуванню кращого світового обладнання для зневоднення найбільш вологоємного класу: високоефективні осаджувально-фільтруючі центрифуги «Decanter», гіпербаричні фільтри «Andritz». При застосуванні новітніх енергоефективних технологій вологість товарного концентрату складає 8,5% круглий рік.

Працює унікальна установка по регенерації побутових стоків ТОВ Збагачувальної Фабрики «Свято-Варваринська» і ПАТ «ШУ Покровське», подібної до якої в Україні немає. Очищена вода знову використовується в технологічних циклах, при цьому за всіма хіміко-фізичними і органолептичними показниками вона навіть краща, ніж та вода, яку підприємство отримує з артезіанських свердловин. Робота очисних споруд дозволила скоротити використання підприємством водних природних ресурсів на 1 644 тис. м³ (з

моменту запуску фабрики) і скоротити витрати на закупівлю води і скидання побутових стоків у комунальні мережі міста.

Дошові і талі води надходять у двосекційні акумулюючі ємності загальним об'ємом 1000 м³, потім у гідрографічну мережу для інфільтраційного підживлення водозабірних свердловин, що використовуються для виробничого водопостачання, що практично не змінює гідрогеологічні параметри водних об'єктів.

Ще один плюс в області вирішення екологічних проблем - висока зольність відходів, яка складає більше 86 %. За висновком Академії екології України, при зольності складованих відходів понад 80 % виключено самозаймання породного відвалу. Незважаючи на високу ступінь екологічної безпеки, фахівці продовжують пошук енергоефективних технологій використання відходів вуглезбагачення.

На підприємстві використовують у великій кількості скребкові конвеєри для транспортування різних насипних пилоподібних, зернистих і кускових добре сипучих неабразивних матеріалів.

Принцип роботи скребкового конвеєра полягає в переміщенні вантажу штовханням-волочінням шкребками по нерухомому жолобу.

Основними перевагами скребкових конвеєрів є:

- простота конструкції;
- надійність роботи;
- висока міцність і здатність витримувати ударні навантаження;
- транспортування вантажу по вигнутій у двох площинах трасі на великі відстані.

До недоліків відносять: велику витрату потужності на переміщення вантажу волочінням, дроблення вантажу й утворення пилу в процесі транспортування. На рис. 2.1 показана конструкція скребкового конвеєра.

У процесі аналізу простоїв на підприємстві було виявлено, що велика кількість виходу зі строю обладнання пов'язана з підшипникам кочення, що вимагає своєчасного виявлення причин їх відмов.

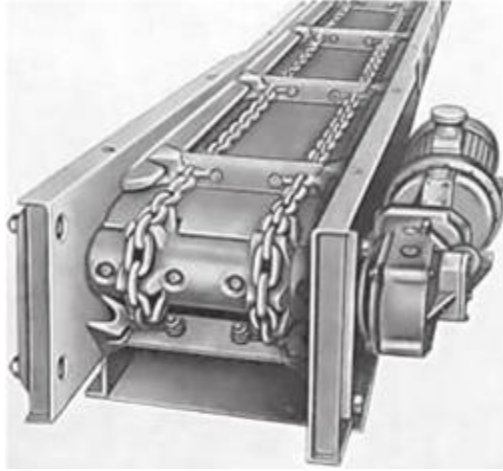


Рисунок 2.1 – Приклад конструкції скребкового конвеєра

2.2 Діагностика стану підшипників кочення на підприємстві

Підшипник, який виконує обертальні рухи під навантаженням, на тілах кочення та доріжках кочення внутрішнього та зовнішнього кілець, як правило, має матову поверхню, але це не є ознакою зносу в прямому його сенсі, таке явище не впливає на довговічність підшипника.

Матові ділянки на поверхні доріжок кочення внутрішніх та зовнішніх кілець є слідами обертання, які виглядають по різному в залежності від умов обертання та навантаження.

Для визначення причин, які впливають на вид сліду обертання, використовується методика, яка полягає у визначенні форм сліду.

2.2.1 Пошкодження, що виникли при прикладанні різних видів навантаження на підшипник

Прикладання радіального навантаження. При прикладанні радіального навантаження з постійним напрямком дії можливі два варіанти, коли обертається внутрішнє кільце (рис.2.2) та зовнішнє кільце (рис.2.3) при нерухомому другому кільці [9].

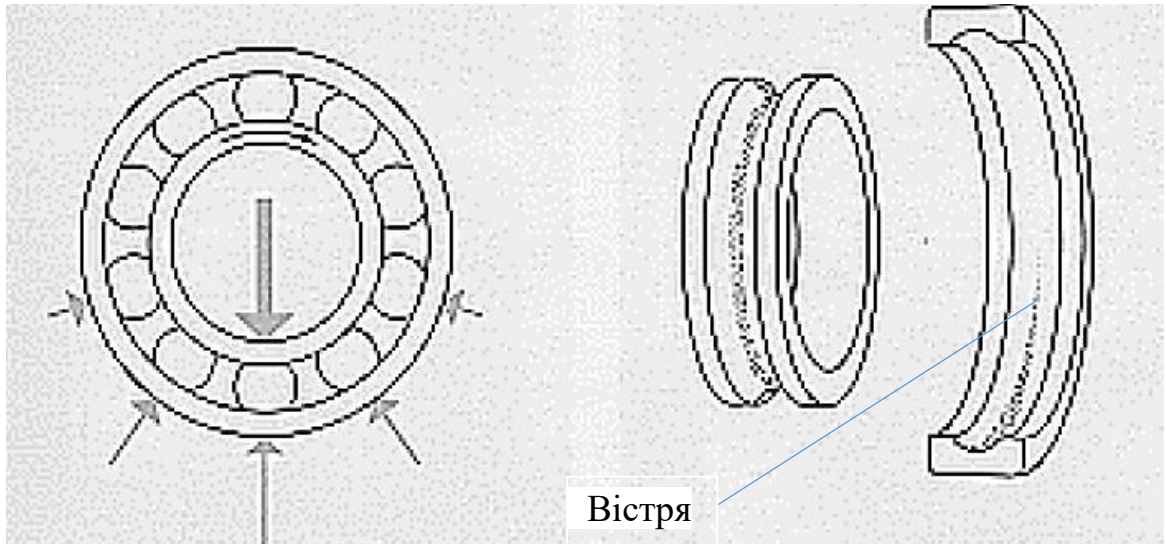


Рисунок 2.2 – Сліди обертання та прикладання радіального навантаження напідшипник з обертанням внутрішнього кільця

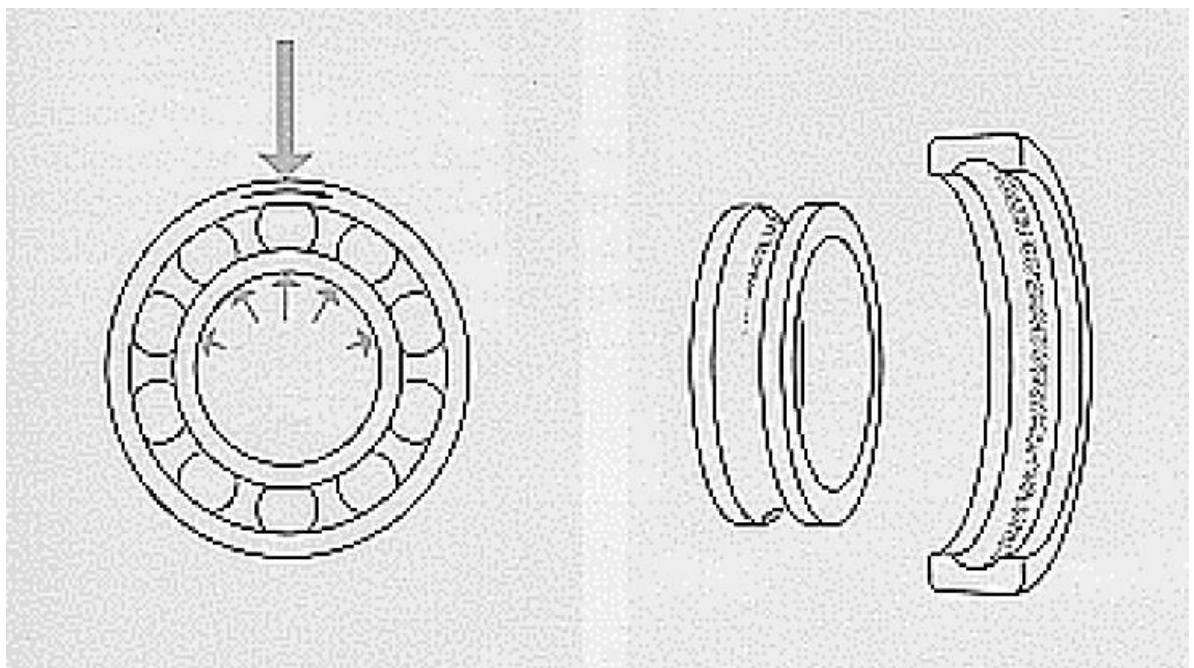


Рисунок 2.3 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження напідшипник з обертанням зовнішнього кільця

При обертанні внутрішнього кільця та прикладанні радіального навантаження на внутрішньому кільці утворюється рівномірно широкий слід обертання, який розміщується по середині доріжки кочення та розповсюджується по всій окружності.

При цьому зовнішнє кільце має самий широкий слід обертання у напрямку навантаження, але при наближенні до кінця зони навантаження перетворюється на вістря (див. рис.2.2).

Якщо посадка відповідає міжнародним стандартам, наприклад 0,04 мм при напресуванні на вал, та дотриманий радіальний зазор в підшипнику до 0,05 мм у вільному стані, то слід кочення розповсюджується приблизно на половину окружності доріжки кочення.

На підшипнику, який працював при постійному напрямку радіального навантаження та оберталося лише зовнішнє кільце, маємо таку картину виникнення слідів обертання.

На внутрішньому кільці виявлений самий широкий слід кочення у напрямку навантаження, але ближче до кінця зони навантаження він перетворюється на вістря. При цьому на зовнішньому кільці утворений слід, який розміщується по середині доріжки кочення та розповсюджується по всій окружності.

Сліди обертання, які були отримані при прикладанні радіального навантаження з тією ж частотою обертання, що і внутрішнє кільце, як зображено на рис. 2.4 та зовнішнє кільце, як зображено на рис. 2.5.

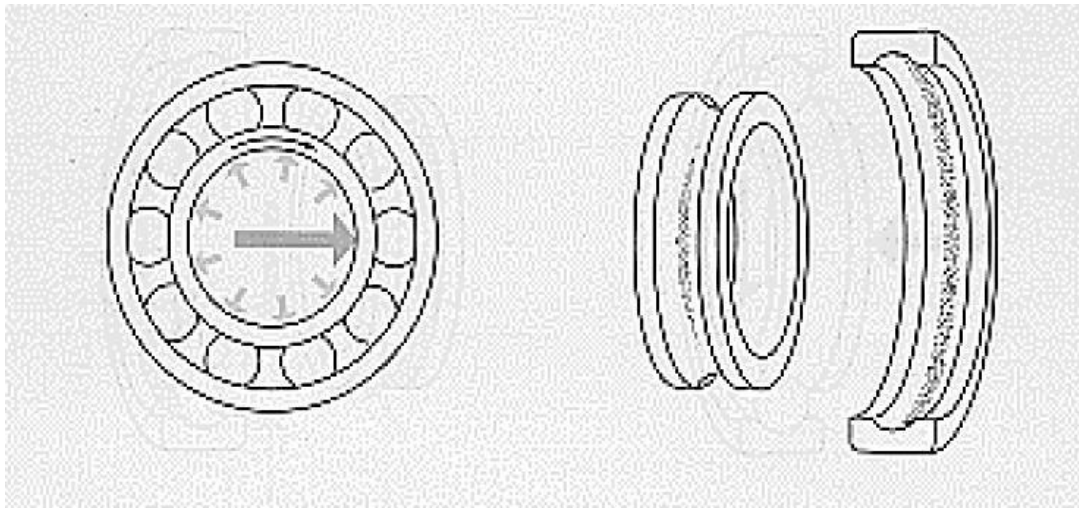


Рисунок 2.4 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження, яке обертається з тією ж частотою, що і внутрішнє кільце

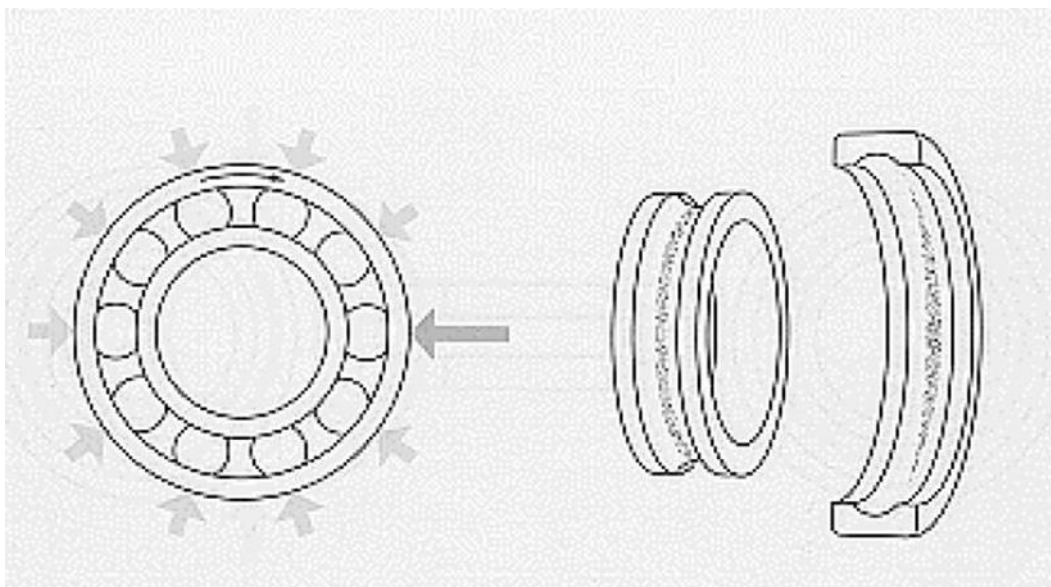


Рисунок 2.5 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження, яке обертається з тією ж частотою, що і зовнішнє кільце

На підшипнику з прикладанням радіального навантаження з тією ж частотою обертання, як внутрішнє кільце, при цьому зовнішнє кільце нерухоме, маємо таку картину виявлення слідів обертання.

На внутрішньому кільці найширший слід кочення утворений у напрямку навантаження, при цьому ближче до кінця зони навантаження перетворюється на вістря. На зовнішньому кільці картина зовсім інша – слід

кочення має рівномірно широкий вигляд та розташований по середині доріжки кочення та розповсюджується по всій окружності.

На підшипнику, у якого прикладання радіального навантаження здійснюється з тією ж частотою, що і зовнішнє кільце, та внутрішнє кільце не обертається, маємо такі виявлені сліди кочення (див. рис.2.5).

На внутрішньому кільці слід кочення має рівномірно широкий вигляд та розташований по середині доріжки кочення та розповсюджується по всій окружності.

При цьому зовнішнє кільце має у своєму активі самий широкий слід кочення, з розташуванням у зоні напрямку навантаження, але у кінці цієї зони слід перетворюється у вістря.

Підшипник, який працював під радіальним навантаженням при постійному напрямку, та, окрім цього, додатково існував вплив підвищеного дисбалансу, має такий напрямок навантаження та такі сліди обертання, які показані на рис. 2.6.

На внутрішньому та зовнішньому кільцях сліди кочення розповсюджені рівномірно по всій окружності доріжок кочення обох кілець. При цьому на вказаному підшипнику оберталося лише внутрішнє кільце, а зовнішнє не виконувало ніяких рухів.

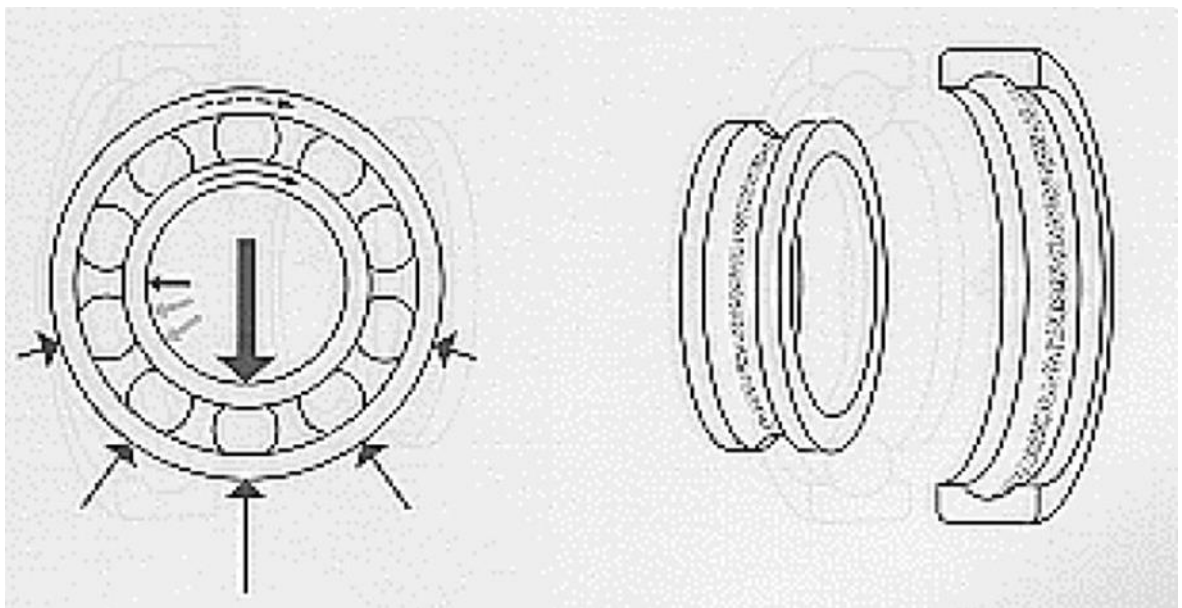


Рисунок 2.6 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження напідшипник

Підшипник, який був встановлений з попереднім натягом за допомогою посадки з завищеним натягом на вал (який дорівнює 0,18 мм, тоді коли максимальне значення має бути не більше 0,155 мм) та радіальне навантаження на ньому було постійного напрямку, а обертові рухи виконувало лише внутрішнє кільце, маємо таку картину (рис. 2.7).

На внутрішньому кільці слід кочення має широкий вигляд та розповсюджується посередині доріжки кочення по всій окружності. На зовнішньому кільці слід кочення розташовується по всій окружності посередині доріжки кочення, при цьому в зоні прикладання навантаження слід кочення має самий широкий розмір.

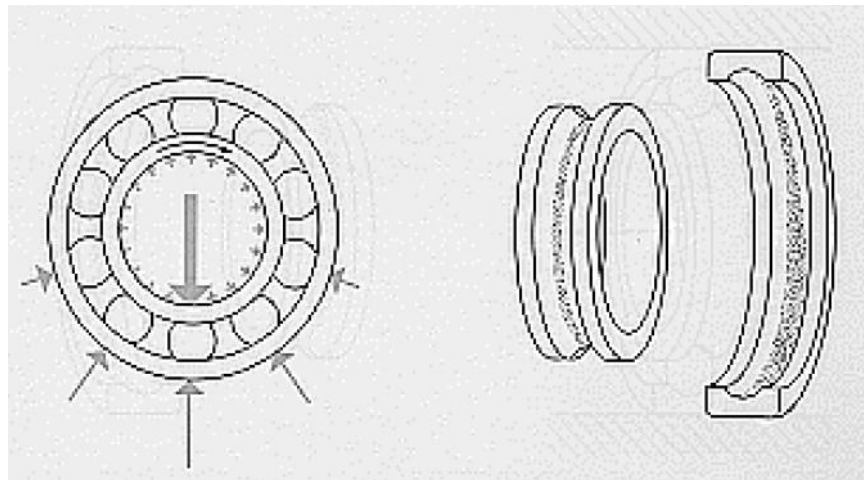


Рисунок 2.7 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження напідшипник з попереднім завищеним натягом

Підшипник з деформованим зовнішнім кільцем, яке має овальну форму та внутрішнє кільце виконувало обертові рухи, а зовнішнє кільце було нерухомим.

Сліди кочення на внутрішньому кільці розташовані рівномірно посередині доріжки кочення по всій окружності та має широкий вигляд (рис. 2.8).

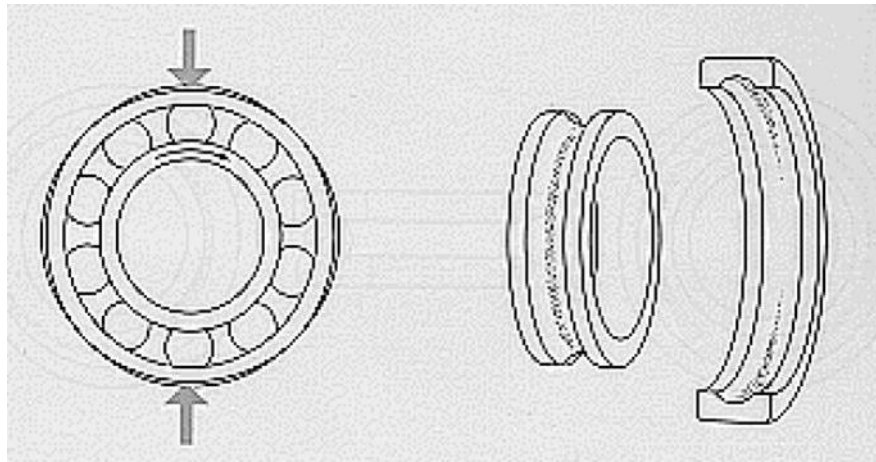


Рисунок 2.8 - Сліди обертання та прикладання радіального навантаження на підшипник з деформованим кільцем

В той час на зовнішньому кільці слід кочення знаходиться в зоні деформації кільця, на двох діаметрально протилежних ділянках доріжки кочення.

Прикладання осьового навантаження.

На підшипникових вузлах, які працювали під дією сил, спрямованих вздовж вісі вала, осьові навантаження спонукають зовсім іншу картину слідів обертання, ніж радіальні.

Підшипники, які працювали під дією осьового навантаження, зображені на рис. 2.9 та рис. 2.10 [9].

При подібних напрямку навантаження та обертанні внутрішнього та зовнішнього кілець сліди кочення розміщені по всій окружності доріжок кочення, при цьому рівномірно розташовані, як на внутрішньому, так і зовнішньому кільцях зі зміщенням до однієї сторони (рис. 2.9).

При осьовому навантаженні сліди обертання в більшості випадків розповсюджуються по всій окружності доріжок кочення.

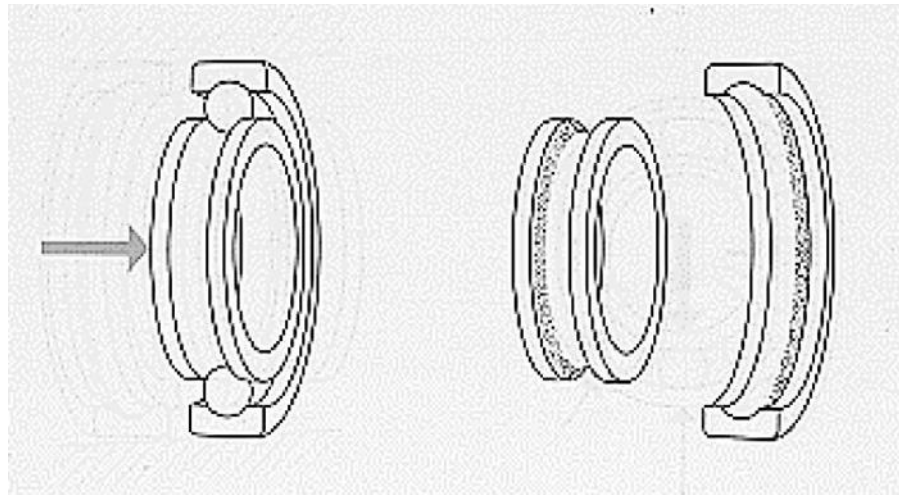


Рисунок 2.9 - Сліди обертання та прикладання осьового навантаження на підшипник з обертанням обох кілець

На рис. 2.9 зображена ситуація, коли обертається лише туге кільце, тоді як вільне кільце не виконує обертових рухів.

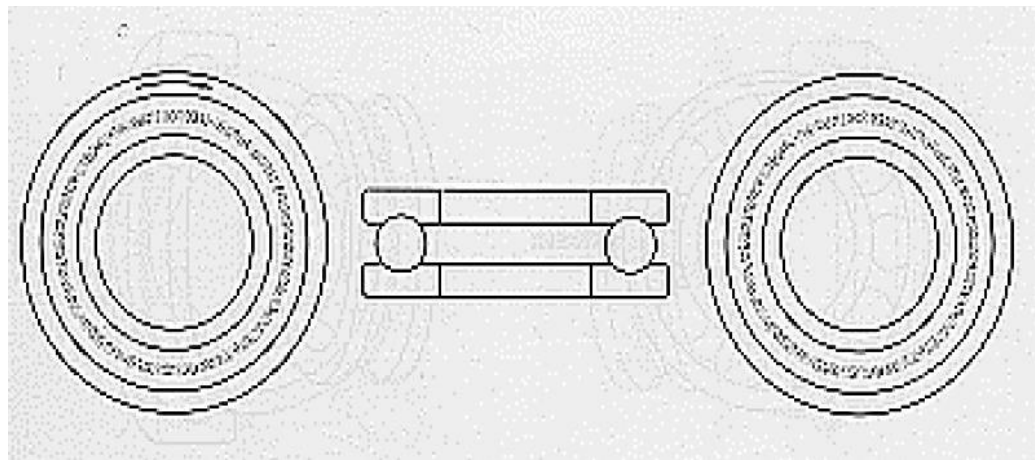


Рисунок 2.10 - Сліди обертання та прикладання осьового навантаження на підшипник з обертанням лише тугого кільця

У такому випадку було виявлено, що як на тугому, так і на вільному кільцях широкий слід кочення рівномірно розташувався по всій окружності доріжок кочення обох кілець.

Вище були розглянуті сліди обертання та напрямок прикладання осьового навантаження при оптимальних режимах експлуатації, тому такі сліди кочення

кільце, при цьому внутрішнє кільце не виконувало ніяких рухів, видно природніми та не класифікуються як дефект.

2.2.2 Пошкодження при перекосі кілець підшипника

На підшипнику, у якого з перекосом було зовнішнє, що на внутрішньому кільці слід кочення має рівномірний широкий розмір та розповсюджується посередині доріжки кочення по всій окружності. На зовнішньому кільці сліди кочення розташовані на двох діаметрально протилежних ділянках доріжки кочення, та зміщені один відносно одного по діагоналі (рис. 2.11) [9].

На рис. 2.12 зображено підшипник, у якого з перекосом працювало внутрішнє кільце, тоді коли зовнішнє було нерухоме.

На внутрішньому кільці слід кочення, самий широкий у напрямку навантаження, але ближче до кінця перетворюється на вістря. Внаслідок перекосу зазор у підшипнику зменшиться, що вплине на довжину сліду кочення по окружності доріжки кочення.

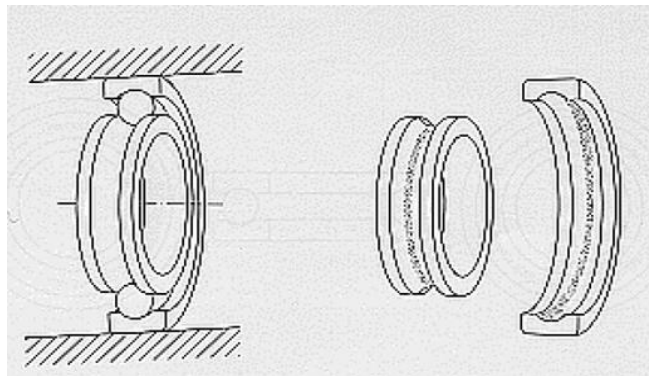


Рисунок 2.11 - Сліди обертання на підшипнику з перекосом зовнішнього кільця

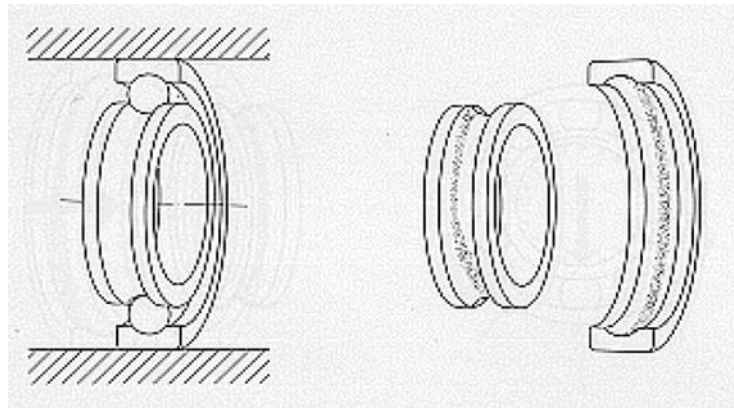


Рисунок 2.12 - Сліди обертання на підшипнику з перекосом внутрішнього кільця

Розмір сліду кочення на цьому підшипнику має пряму залежність від зазору, бо довжина сліду кочення напряму залежить від того, наскільки зменшиться зазор в підшипнику.

Підшипник, у якого вільне кільце зміщено ексцентрично тугого кільця, та обертання виконувало лише туге кільце, має такі сліди кочення.

На тугому кільці був виявлений рівномірний широкий слід кочення, який розповсюджується по всій окружності доріжки кочення.

В свою чергу, на вільному кільці слід кочення розходиться по всій окружності, при цьому він зміщений відносно центру кільця (рис. 2.13).

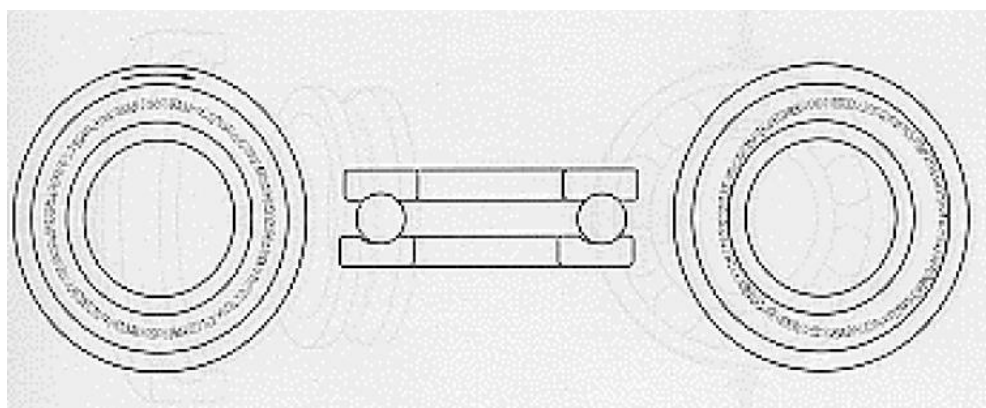


Рисунок 2.13 - Сліди обертання на підшипнику зі зміщенням ексцентричноз вільним кільцем

Підшипник, у якого під час експлуатації було встановлено з перекосом вільне кільце (рис. 2.14) та обертання виконувало лише туге кільце, видно, що на тугому кільці слід кочення має рівномірно широкий вигляд та розповсюджується по всій окружності доріжки кочення. При цьому на вільному кільці слід кочення широкий нерівномірно, та, окрім цього, має найбільш широкий розмір у зоні прикладання навантаження тарозташований посередині доріжки кочення.

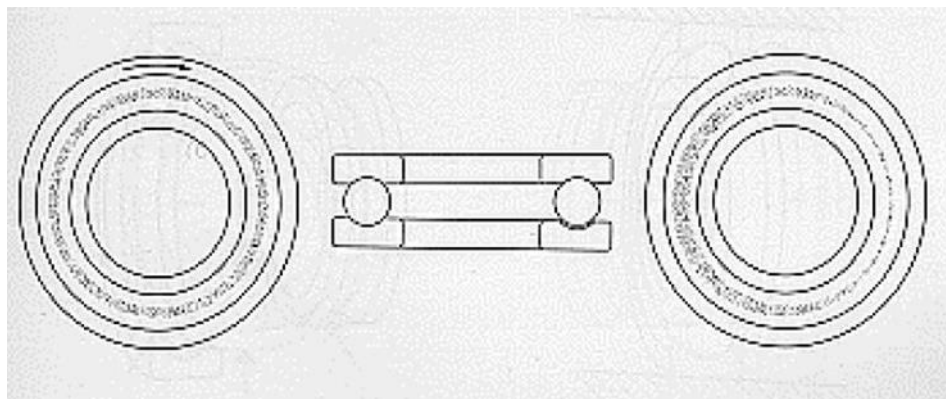


Рисунок 2.14 - Сліди обертання на підшипнику з перекосом вільного кільця

Виходячи з того, які сліди кочення були виявлені при дефектації різних підшипників, можна зробити висновок, що сліди кочення можуть показати, в яких умовах працював підшипник кочення, які навантаження він витримував та під яким кутом, яким був радіальний зазор, оптимальним чи ні. Також слід зазначити, що за допомогою слідів кочення, як допоміжного засобу, можна оцінювати дефекти тіл кочення та внутрішнього і зовнішнього кілець.

Отже, виходячи з того, які сліди кочення утворюються при нормальних експлуатаційних параметрах та при несприятливих умовах, можна зробити висновок, що в подальшому потрібно виконувати додаткові та більш ретельні дослідження деталей підшипника.

2.3 Пошкодження підшипників, що пов'язані з дією зовнішнього середовища

2.3.1 Корозія на деталях підшипників

Досить поширеним дефектом підшипників, які працюють в умовах ТОВ «Збагачувальна фабрика «Свято-Варваринська», є корозія та іржа, які представляють собою плями на поверхнях кілець та елементів кочення та можуть зустрічатися з інтервалом, що відповідає кроку елементів кочення на кільцях або по всій поверхні підшипника.

Було виділено декілька найбільш вірогідних причин, які вплинули на появу корозії та іржі на елементах підшипників, а саме [10]:

- контакт з агресивним газом або водою;
- невідповідний змащувальний матеріал;
- утворення крапель води в результаті конденсації вологи (приклад появи дефектів у вигляді плям іржі кратерного виду на поверхні контакту кочення (рис. 2.15, 2.16), які є наслідком утворення крапель води при нерухомому стані підшипнику під час його зберігання;



Рисунок 2.15 – Дефектність внутрішнього кільця підшипника зі сферичними роликами (викликана краплями вологи)



Рисунок 2.16 – Дефектність роликів сферичного роликотішипника (викликана краплями вологи)

- висока температура та висока вологість у нерухомому стані;
- погана профілактична антикорозійна обробка;
- невідповідні умови зберігання;
- неправильне обслуговування.

Корозія, викликана дією електричного струму, зображена на рис. 2.17 та рис. 2.18.

Картина явища полягає в тому, що, коли через підшипник проходить електричний струм, відбувається дуговий пробій та горіння тонкого слою змазки в точках контакту між доріжкою та елементами кочення. Точки контакту локально оплавляються, як наслідок, утворюються дугоподібні канавки, які помітні неозброєним оком. При збільшенні цих канавок виявляються кратероподібні поглиблення, які вказують на плавлення від іскріння.

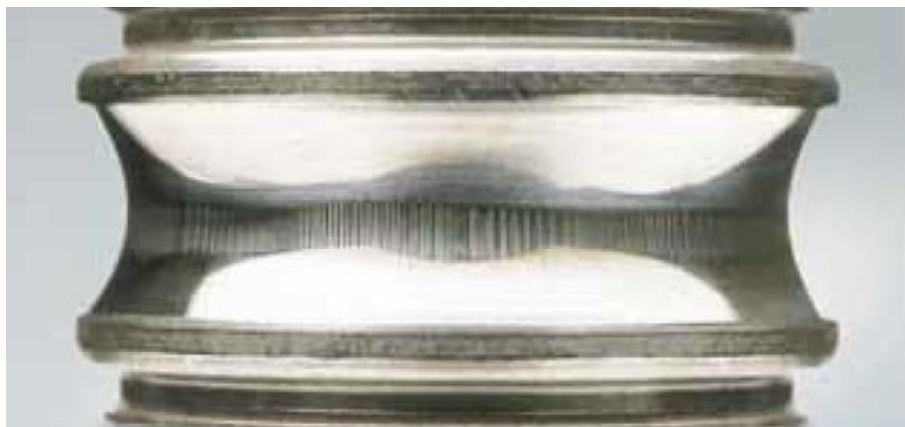


Рисунок 2.17 – Внутрішнє кільце шарикопідшипника з елементами корозії, викликаної дією електричного струму



Рисунок 2.18 – Зовнішнє кільце шарикопідшипника з елементами корозії, викликаної дією електричного струму

Основними причинами появи корозії від електричного струму є: електрична різниця потенціалів між внутрішнім та зовнішнім кільцями; різниця електричних потенціалів високої частоти, генерованих інструментом або підложкою, розташованою поряд з підшипником.

2.3.2 Вплив абразивних частин на підшипники

Знос представляє собою ушкодження поверхні внаслідок тертя ковзанням на поверхні слідів обертання, елементів кочення, краю ролика, поверхні бортика, вікон сепаратора та інше [10].

Можна зробити висновки щодо ймовірних причин утворення дефектів, а саме:

- проникнення чужорідних частин у поверхні, що контактують;
- розвиток іржі та електрохімічної корозії;
- недостатнє змащення;

- ковзання в результаті нерівномірного руху елементів кочення.

На зразку, зображеному на рис. 2.19, видно знос хвилеподібної або увігнуто-опуклої структури зі сторони навантаження по поверхні доріжки кочення.



Рисунок 2.19 – Внутрішнє кільце підшипника з ознаками зносу

На рис. 2.20 видно, що на внутрішньому кільці підшипника кочення з циліндричними роликками, є багато слідів виразкової корозії, як результату електрохімічної корозії, та хвилеподібного зносу на поверхні слідів обертання.



Рисунок 2.20 – Зовнішнє кільце підшипника кочення зі слідами корозії та хвилеподібного зносу

2.4 Пошкодження, що пов'язані з монтажем підшипників

Робота підшипника при наявності тріщин на елементах підшипників кочення може викликати дуже серйозні проблеми, а саме повне руйнування підшипника та відмова двигуна під час експлуатації.

Тому, при виявленні тріщин на будь-яких елементах підшипника, його слід бракувати та ставити новий.

Основними ймовірними причинами, які можуть вплинути на появу даного дефекту, є наступні [10]:

- посадка з надмірним натягом;
- надмірне навантаження, ударне навантаження;
- розвиток втомного викришування;
- тепловиділення та стирання, які викликані контактом між деталями та доріжкою кочення;
- тепловиділення внаслідок повзучості;
- малий кут конусності вала;
- нециліндричність валу.

На рис.2.21 зображено підшипник, на якому були утворені тріщини через великі посадкові навантаження.



Рисунок 2.21 – Внутрішнє кільце сферичного роликopідшипника з дефектами у вигляді тріщин, які виникли через надмірні посадкові навантаження

На ролику, зображеному на рис. 2.22, було виявлено термічні тріщини на торцевій поверхні, які виникли через ковзання по бурту внутрішнього кільця, та, як наслідок, тепловиділення в умовах поганого змащення.



Рисунок 2.22 – Ролик кoнiчного упорного роликopідшипника з наявністю термічних тріщин на торцевій поверхні

Також на зовнішньому кільці дворядного циліндричного роликopідшипника (рис. 2.23) є такі ж термічні тріщини, але вже розташовані на боковій поверхні зовнішнього кільця.

Ушкодження сепаратора є одним з найбільш небезпечних дефектів, тому що під час роботи сепаратор витримує дуже великі ударні навантаження та забезпечує рівномірне розташування тіл кочення по всьому діаметру підшипника.



Рисунок 2.23 – Внутрішнє кільце сферичного роликopідшипника з термічними тріщинами на боковій поверхні

Після перевірки підшипників було виділено декілька вірогідних причин, якіможуть вплинути на появу ушкоджень сепаратора, а саме:

- неякісний монтаж (даний дефект зображений на рис. 2.24 та 2.25 на сепараторі радіально - упорного шарикopідшипника та циліндричного роликopідшипника, на яких видно, що сепаратор деформований під час його встановлення на вал);



Рисунок 2.24 – Сепаратор радіально-упорного шарикopідшипника з дефектом, викликаним його еформуванням при встановці на вал



Рисунок 2.25 – Сепаратор циліндричного роликopідшипника з дефектом, викликаним його деформуванням при встановці на вал

- велике миттєве навантаження;
- ударне навантаження та сильні вібрації;
- недостатність змазки;
- підвищення температури.

Як наслідок вказаних вище ймовірних причин слід побачити, які дефекти можуть утворюватися під час експлуатації підшипникового вузла.

Нажаль, виявити єдину дійсну причину появи дефектів, зображених на рис. 2.26 – 2.28, дуже важко, тому що такі ушкодження утворюються, у більшості випадків, під дією декількох причин, які впливають на оптимальну роботу підшипників.



Рисунок 2.26 – Сепаратор радіально-упорного шарикопідшипника з наявністю дефектів



Рисунок 2.27 – Сепаратор конічного роликпідшипника з наявністю дефектів



Рисунок 2.28 – Сепаратор циліндричного роликпідшипника з наявністю дефектів

2.5 Пошкодження підшипників, які пов'язані із системою змащення

Картина явища дефекту від втомного відшарування полягає у відколюванні мілких частин матеріалу підшипника від гладкої поверхні слідів обертання або елементів кочення в результаті виникнення явища втоми при коченні, у зв'язку з чим, на поверхнях елементів підшипнику виникають ділянки з шорсткістю та крупнозернистою структурою поверхні [10].

Опираючись на власні дослідження та офіційні результати дефектації підшипників підприємств – виробників, можна зробити висновок щодо ймовірних причин, що впливають на виникнення даного дефекту, а саме:

- надмірне навантаження (на рис. 2.29 у якості прикладу зображені деталі підшипників, на яких було виявлено втомне відшаровування тільки одного сліду обертання по всій периферії);



Рисунок 2.29 – Внутрішнє та зовнішнє кільця сферичного роликотпідшипника з ознаками втомного відшаровування

- неякісний монтаж;
- миттєве навантаження;
- проникнення чужорідних частин, проникнення води;
- недостатнє змащування;
- невідповідна точність обробки поверхні вала або корпусу, нерівномірна жорсткість корпусу, великий згин вала;
- розвинення іржі, слідів виразкової корозії, вибоїни.

На одному з підшипників (рис. 2.30) знайдено втомне відшаровування тільки одного ряду слідів обертання, викликане наведеними вище причинами.

На рис.2.31 показано деталі підшипників, на яких розвинулося втомне відшаровування внаслідок вибоїн, які утворилися в результаті ударного навантаження на підшипник у нерухомому стані.



Рисунок 2.30 – Внутрішнє кільце сферичного роликopідшипника з ознаками втомного відшаровування



Рисунок 2.31 – Елементи радіально-упорного шарикopідшипника з ознаками втомного відшаровування, яке викликане ударним навантаженням при монтажі

Отже, були проведені дослідження та дефектація декількох підшипників, проведено аналіз причин виникнення різних дефектів на елементах підшипникових вузлів, виявлених під час дослідження. На підставі виконаних дослідів побудована діаграма причини та результату виходу підшипників з ладу, яку наведено у Додатку Б.

На ній ми змогли поєднати декілька причин, які впливають на виникнення дефектів під час експлуатації, в чотири великі групи, а саме:

- 1) умови складання;
- 2) змащення підшипників;
- 3) вплив оточуючого середовища;
- 4) силове навантаження.

Ці групи необхідні для більш детального розглядання у подальших дослідженнях. Маленькі причини, або, інакше кажучи «кістки», мають прямий вплив на ушкодження, які утворилися під час експлуатації підшипникових вузлів. Тому для того, щоб зменшити кількість дефектів у наступному, потрібно прийняти належні корегуючі заходи.

2.5 Висновки

Основними статистичними параметрами для встановлення стану підшипника являються: математичне сподівання $M\xi(t)$, дисперсія $D\xi(t)$, коефіцієнт кореляції ρ , коефіцієнт асиметрії γ_3 , та коефіцієнт ексцесу γ_4 .

Математичне сподівання, середнє значення — одна з основних числових характеристик кожної випадкової величини. Воно є узагальненим поняттям середнього значення сукупності чисел на той випадок, коли елементи множини значень цієї сукупності мають різну "вагу", ціну, важливість, пріоритет, що є характерним для значень випадкової змінної [14].

Дисперсія є мірою відхилення значень випадкової величини від центру розподілу. Більші значення дисперсії свідчать про більші відхилення значень випадкової величини від центру розподілу [15].

Коефіцієнт кореляції – показник, який використовують для вимірювання щільності зв'язку між результативними і факторними ознаками у кореляційно-регресійній моделі за лінійної залежності [16].

Коефіцієнт асиметрії — числова характеристика розподілу ймовірностей дійсної випадкової величини.

$$k_3 / \sigma^3$$

Асиметрією k теоретичного розподілу ймовірностей випадкової величини називають відношення центрального моменту третього порядку μ_3 до куба середнього квадратичного відхилення σ^3 [17].

Коефіцієнт ексцесу — числова характеристика розподілу ймовірностей дійсної випадкової величини. Коефіцієнт ексцесу характеризує «крутість», тобто, стрімкість підвищення кривої розподілу у порівнянні з нормальною кривою. Ексцесом теоретичного розподілу називають характеристику, що обчислюється за такою формулою:

$$\gamma = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3,$$

де μ_4 - центральний момент четвертого порядку, σ^2 - дисперсія [18].

3.2 Числові характеристики окремих діагностичних параметрів

Важливою задачею є вибір діагностичного параметра, який би був найбільш чутливим до зміни стану об'єкта та визначав високу достовірність контролю. В задачах вібродіагностики підшипникових вузлів електричних машин таким параметром виступає коефіцієнт ексцесу діагностичних сигналів, використання якого дозволяє визначати такі дефекти, як відсутність змащення, перекиє, дефект внутрішнього кільця.

В табл. 3.1 наведені значення оцінок коефіцієнтів асиметрії та ексцесу, що спостерігалися на підшипнику 22218 ЕКСЗ, встановленого у скребковому конвейєрі та випробуваного при різних технічних станах.

В результаті проведення експерименту видно наступне, що найбільш інформативними діагностичними ознаками, які дозволяють встановити майже всі дефекти є коефіцієнти асиметрії γ^3 та ексцесу γ^4 вібрацій, що досліджувалися. Розглянемо в якості діагностичних ознак технічного стану підшипників саме ці коефіцієнти.

Таблиця 3.1 - Значення коефіцієнтів асиметрії та ексцесу при різних станах підшипників

Умови випробування підшипників	Число реалізацій випробувань	Точні оцінки середнього значення коефіцієнтів	
		Коефіцієнт асиметрії γ^3	Коефіцієнт ексцесу γ^4
Без пошкоджень	60	0,1185±0,0578	0,1730±0,0577
Відсутність мастила	89	0,1142±0,0111	0,6587±0,1196
Перекиє	75	0,1049±0,0066	1,0711±0,0904
Дефект внутрішнього кільця	85	0,0866±0,0048	1,2227±0,1076

Відсутність мастила в підшипнику призводить до деякого зсуву в сторону збільшення оцінки середнього значення коефіцієнту ексцесу в порівнянні з оцінкою цього параметру для вібрацій підшипника без пошкоджень. Перекіс у підшипнику величиною $14' \pm 2.5'$ викликає ще більший зсув в сторону збільшення оцінки середнього значення коефіцієнту γ^4 і незначне зменшення оцінки середнього значення коефіцієнту γ^3 .

Для вібрацій підшипнику з дефектом внутрішнього кільця характеризується найбільшою оцінкою середнього значення коефіцієнту γ^4 і найменшою оцінкою середнього значення коефіцієнта γ^3 .

Таким чином, стає явним те, що коефіцієнти асиметрії та ексцесу можуть використовуватися в якості ознак, що дозволяють з певною степінню довіри, визначати вказані дефекти підшипників.

Як видно з результатів аналізу вібрацій підшипників, які випробовувалися на різних машинах та на експериментальній установці, кількісні оцінки коефіцієнтів асиметрії та ексцесу істотно залежать від типу підшипника, виду дефекта, умов випробувань, а також від об'єкту, на якому проводяться випробування. Виходячи з цього, діагностувати технічний стан підшипників необхідно з урахуванням типу машини, яка випробовується. Вирішити цю задачу з достатньо високою точністю можливо лише в тому випадку, якщо до цього провести навчання по певній кількості оцінок меж коефіцієнтів γ^3 та γ^4 , які відповідають різним дефектам у підшипниках.

По результатам експериментальної перевірки та встановлення кількісних оцінок діагностичних ознак, які відповідають різноманітним технічним станам підшипників, що досліджуються, можливо перейти до формування навчальних правил по діагностиці та класифікації конкретних видів пошкоджень підшипників [19].

Метод ексцесу також може використовуватися при дослідженні станів підшипників. Ексцес – діагностичний параметр, що характеризує відхилення

щільності ймовірності миттєвих значень вібрації від нормального розподілу (розподілу Гаусса). Ексцес прийнято характеризувати коефіцієнтом ексцесу (3.5)

$$\gamma = \frac{\mu^4}{\sigma^2} - 3.$$

При появі в підшипнику мікро- і макро-ударів, крива щільності ймовірності приймає більш гостровершинний характер і за значенням коефіцієнта ексцесу можна судити про ступінь розвитку дефекту:

- $\gamma^4 < 3$ відповідає справному стану підшипника;
- $\gamma^4 > 3$ – допустима експлуатація підшипника, але зі швидкою його заміною;
- $\gamma^4 < 5$ – неприпустима експлуатація підшипника.

Метод ексцесу не чутливий до швидкості обертання і навантаження підшипника, а також не вимагає знання його геометричних параметрів. Також коефіцієнт ексцесу змінює своє значення не тільки при появі ударних імпульсів в підшипнику, а й зростає з погіршенням стану мастила. Останній факт дозволяє використовувати даний метод і для підшипників ковзання. Фахівці компанії Балтех рекомендують проводити вібродіагностику підшипників методом ексцесу за допомогою віброаналізатора BALTECH VP-3470 [20]. У теорії ймовірностей та статистиці t -розподіл чи t -розподіл Стюдента – різновид розподілу ймовірностей, який виникає у задачі оцінки сподіваного значення нормально розподіленої популяції, коли розмір вибірки малий. Цей розподіл є основою популярного t -тесту Стюдента статистичної значущості різниці математичних сподівань двох вибірок, та довірчого інтервалу різниці очікуваних значень двох вибірок.

Щільність розподілу - t -розподіл Стюдента, має функцію щільності розподілу, що задається формулою

$$p(t) = \frac{\Gamma\left(\frac{\nu+1}{2}\right)}{\sqrt{\nu\pi}\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \left(1 + \frac{t^2}{\nu}\right)^{-\frac{\nu+1}{2}},$$

де ν — кількість ступенів свободи, $\Gamma(x)$ гамма функція.

Для експериментальної перевірки чутливості коефіцієнта ексцесу до відмінності розподілів діагностичних сигналів від нормального та достовірності контролю було проведено комп'ютерне моделювання реалізацій оцінок коефіцієнта ексцесу вібраційних діагностичних сигналів. В роботі наведено значення коефіцієнтів ексцесу, що відповідають наступним дефектам підшипників кочення електричних машин: відсутність змащення ($\gamma_4=0,6587\pm 0,1196$), перекіс ($\gamma_4=1,0711\pm 0,0904$), дефект внутрішнього кільця ($\gamma_4=1,2227\pm 0,1076$), тому як тестовий розподіл вібраційного діагностичного сигналу, що відповідає наведеним дефектам, обрано найбільш близьким до нормального розподілу Стюдента з числом ступенів свободи $\nu=10$, $\nu=16$, $\nu=28$, $\nu=64$, більш детально це описано в роботі [22].

3.2 Охорона праці при діагностуванні

У нашій країні охорона праці є системою законодавчих актів та відповідних їм соціально-економічних, технічних, гігієнічних та організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатність людини в процесі праці.

На підприємстві, де охороні праці працюючих має приділятися постійна увага, ставлення інженерно-технічних та керівних працівників до здійснення заходів щодо покращення умов праці у виробничих умовах має бути критерієм їхньої цивільної зрілості та професійної підготовленості.

Охорона праці є також важливим економічним фактором. Поліпшення умов праці впливає на продуктивність та якість продукції підприємства, зменшення кількості аварій, зниження плинності кадрів, травматизму та профзахворювань, а також пов'язаних з цим економічних втрат.

Тому розглянемо потенційні небезпеки, що можуть виникати при виконанні кожного із етапів роботи.

При виконанні роботи по виявленню дефектів можуть виникнути такі шкідливі виробничі фактори:

При виконанні замірів тих чи інших геометричних параметрів частин підшипника контролер витримує великі навантаження на зір протягом тривалого періоду часу, що, в свою чергу, може викликати проблеми з зором та непрацездатність у подальшому через проблеми з зором та не проходженням обов'язкового медичного огляду;

Виконання вимірів здійснюється у сидячому положенні та протягом тривалого часу, при цьому м'язи спини та шиї знаходяться під дією статичного напруження, що може викликати проблеми зі спиною (викривлення хребта, остеохондроз) також однією з основних проблем може бути зайва вага, через обмежену кількість рухів. До проблем сидячої роботи можна віднести захворювання суглобів та кісток (артрит, артроз та остеопороз);

Велика кількість вимірювальних приладів, дослідницьких зразків та захаращеність робочого місця може негативно впливати на психічний стан дослідника, що може викликати зменшення ефективності, накопичування втоми та інше.

При виконанні узагальнення дослідницьких результатів та розробці рекомендації щодо підвищення якості при роботі за ПК можуть виникати наступні шкідливі фактори.

Небезпечні значення напруги живильної електромережі, замкнення якої може пройти через тіло людини у випадку доторкання до відкритих струмоведучих частин або електрообладнання чи електропроводки з порушенням ізоляції. Це може призвести до важких травм та навіть закінчитися смертю через зупинку серця;

Перенавантаження зору при роботі з екранними пристроями, насамперед при нераціональному розташуванні екрану по відношенню до очей та

ненормального освітлення робочих поверхонь в зоні відеотерміналів. Це може призвести до погіршення зору, а також підвищеній втомлюваності та нервозності;

Рентгенівське, радіочастотне, інфрачервоне, ультрафіолетове, видиме випромінювання. Дані види випромінювання видозмінюють живі клітини людського організму та можуть стати причиною розвитку будь-яких ракових утворень.

При роботі з електричними освітлювальними приладами можуть виникнути наступні шкідливі виробничі фактори:

- Можливість ураження електричним струмом, внаслідок порушення цілісності електропроводки, дослідника;
- Можливість виникнення пожежі, через короткі замикання в електричних ланцюгах.
- Недостатнє освітлення, що викликає перенапругу зорових органів, в результаті чого працівник швидко втомлюється, до того ж тривала робота в таких умовах призводить до втрати зору;
- Підвищений шум, який утворюється технікою та іншим обладнанням, які призводять до психоемоційному напруженню дослідника.
- Неправильні організаційні дії в умовах надзвичайних ситуацій, при ліквідації наслідків таких ситуацій, що може призвести до травмування та загибелі людей.

Контроль за кожним шкідливих та небезпечним фактором здійснюється у відповідності за нормативними документами:

ГОСТ 12.1.001-89 «ССБТ. Ультразвук. Общие требования безопасности»;

ГОСТ ССБТ 12.1.045-84 « Электростатические поля, Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля»;

ГОСТ 24940-96 «Методы измерения освещенности»;

ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»;

ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;

НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок»;

НАОП 1.4.32-2.88-88 «ССБП. Захист від статичної електрики у виробничих приміщеннях»;

НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями»;

ДСН 3.3.6.042-99 „Державні санітарні норми параметрів мікроклімату;»

ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги».

3.3 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Обладнання, що використовується в цих приміщеннях, є споживачем електроенергії, що живиться від змінного струму 220 В від мережі з заземленою нейтраллю, та відноситься до електроустановок до 1000В закритого виконання.

За способом захисту людини від ураження електричним струмом відповідає згідно з ДСТУ 7237:2011 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту» I (стаціонарні комп'ютери,) та II (освітлювальні прилади, кондиціонери, опалювальні пристрої, ноутбуки, сканери) класу захисту.

Згідно «Правилам улаштування електроустановок» (далі «ПУЕ») виконані такі групи заходів з електробезпеки.

Конструктивні заходи забезпечують захист від випадкового дотику до струмопровідних частин за допомогою їх ізоляції та захисних оболонок.

Згідно з ДСТУ 7237:2011 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту» у приладах II класу захисту використовується подвійна ізоляція - електрична ізоляція, що складається з робочої і додаткової ізоляції.

Так як згідно з НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок» офісні приміщення відносяться до класу пожеженебезпечної зони П-Па (приміщення, в яких містяться тверді горючі речовини), тому передбачений ступінь захисту ізоляції обладнання IP44.

Призначені для забезпечення захисту від ураження електричним струмом при дотику до металевих оболонок, які можуть опинитися під напругою в результаті аварій.

Згідно з ГОСТ 12.1.030-81 (2001) «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление» у приміщеннях галузі управління персоналом влаштовується занулення.

Експлуатація електроустановок і електроустаткування проводиться відповідно до НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок» (далі «ПБЕЕ») та НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» (далі «ПБЕЕС»).

Згідно з ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» для запобігання статистичного навантаження при користуванні ПК рекомендовано використовувати перерви в роботі 10 хв. через кожні дві години. Синдром зап'ястного каналу, або тунельний синдром зап'ястя, який може бути наслідком хронічної травми, трапляється у людей внаслідок тривалої роботи з мишею: постійні напруга і здавлювання приводить до мікротравм, здавлювання нерва прилеглими оточуючими тканинами, через що виникає набряк.

Згідно з ГОСТ 12.2.032-78. «ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» враховано деякі правила організації робочого місця:

- оптимальна висота клавіатури від підлоги – 65-75 см;
- наявність ергономічних і зручних особисто для вас миші і клавіатури;
- можливість регулювання висоти і нахилу клавіатури (відстань від поверхні стола до середини клавіатури – не більше 30 мм, кут підйому клавіатури – від 2° до 15°);

- наявність у клавіатури підставки для рук;
- наявність килимка для миші з захистом від тунельного синдрому (спеціальний виступ забезпечує правильне положення кисті).

При роботі з мишкою і клавіатурою також слід дотримуватися певних правил які прописані в ГОСТ 12.2.032-78. «ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования».

Щоб попередити тунельний синдром потрібно робити спеціальні вправи для кистей – чим частіше, тим краще. Ці вправи допоможуть поліпшити кровообігу в м'язах і розтягнути їх. Комплекс вправ потрібно повторювати приблизно кожні 45 хвилин, тривалість однієї вправи – 1-2 хв.

Нервові напруження впливає на серцево-судинну систему, збільшуючи артеріальний тиск і частоту пульсу, а також на терморегуляцію організму та емоційні стани працівника. Особливу роль у запобіганні втомі працівників відіграють професійний відбір, організація робочого місця, правильне робоче положення, ритм роботи, раціоналізація трудового процесу, використання емоційних стимулів, впровадження раціональних режимів праці і відпочинку тощо. Боротьба зі втомою, в першу чергу, зводиться до покращення санітарно-гігієнічних умов виробничого середовища (ліквідація забруднення повітря, шуму, вібрації, нормалізація мікроклімату, раціональне освітлення тощо).

Загальні ергономічні вимоги встановлено ГОСТ 12.2.032-78. «ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования». Організація робочого місця передбачає: правильне розміщення робочого місця у виробничому приміщенні; вибір ергономічно-обґрунтованого робочого положення, виробничих меблів з урахуванням антропометричних характеристик людини; раціональне компонування обладнання на робочих місцях; врахування характеру та особливостей.

Планування та розміщення комп'ютеризованих робочих місць у приміщенні проводимо із врахуванням наступних вимог:

- робочі місця з ВДТ розміщуються на відстані не менше 1 м від стіни зі світловими прорізами;

- відстань між бічними поверхнями ВДТ має бути не менше за 1,2 м;
- відстань між тильною поверхнею одного ВДТ та екраном іншого не повинна бути меншою за 2,5 м;
- прохід між рядами робочих місць має бути не меншим 1 м.

Необхідно також врахувати розміри меблів на комп'ютеризованих робочих місцях, зокрема робочого столу. Відповідно до НПАОП 0.00-7.15-18

«Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями» рекомендовані розміри столу для робочого місця з ВДТ становлять: висота – 725 мм, ширина – 600-1400 мм, глибина – 800-1000 мм. Приймаємо, що робочий стіл має такі розміри: ширина – 1200 мм, глибина – 800 мм.

Згідно з ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» комп'ютеризовані робочі місця розміщуються рядами вздовж стіни з вікнами. Це дасть змогу унеможливити дзеркальне відбиття на екрані ВДТ

джерел природного світла (вікон) та потрапляння останніх у поле зору операторів, що погіршує умови їх зорової роботи.

3.4 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії і гігієни праці розроблені відповідно до вимог Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», МЮУ 06.05.2014 р. за № 472/25249 (далі – «Гігієнічна класифікація праці»).

Згідно ДБН В.2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення» «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення» в приміщеннях конструкторського бюро та дослідницьких лабораторіях використовується природне та штучне освітлення. Природне освітлення здійснено через світлові прорізи, які забезпечують коефіцієнт природної освітленості (КПО) не нижче

1,5%. Для захисту від прямих сонячних променів, які створюють прямі та відбиті відблиски на поверхні екранів і клавіатури, використовуються сонцезахисні пристрої, на вікнах встановлені жалюзі або штори. Штучне освітлення в приміщенні здійснено системою загального рівномірного освітлення. Значення освітленості на поверхні робочого столу в зоні розміщення документів становить 300-500 лк. Як джерела штучного освітлення в приміщенні застосовуються люмінесцентні лампи типу ЛБ.

Показники мікроклімату в приміщеннях з ПК відповідають встановленим санітарно-гігієнічним вимогам ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», ГОСТ 12.1.005-88 (1991) «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» і ГН 2152-80

«Санітарно-гігієнічні норми допустимих рівнів іонізації повітря виробничих та громадських приміщень».

Роботи в приміщеннях з ПК, належать до категорії Іб - легка робота, тому встановлені наступні оптимальні значення параметрів мікроклімату:

- у холодний період року: температура 21-23оС; відносна вологість: 40- 60%; швидкість переміщення повітря: 0,1 м/с;
- у теплий період року: температура 22-24оС; відносна вологість: 40- 60%; швидкість переміщення повітря: 0,2 м/с.

Оптимальні рівні позитивних (n+) і негативних (n-) іонів у повітрі приміщення з ПК нормовані згідно ГН 2152-80 «Санітарно-гігієнічні норми допустимих рівнів іонізації повітря виробничих та громадських приміщень» і становлять: n+=1500-30000 (шт. на 1см³); n- = 3000-5000 (шт. на 1см³).

Рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях у приміщення нормуються згідно ДСанПіН 3.3.2.00798 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» та ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку».

Зниження рівня шуму в приміщенні здійснено за допомогою:

- використання більш сучасного обладнання;

- розташування принтерів та різноманітного устаткування колективного користування на значній відстані від більшості робочих місць працівників;
- переведення жорсткого диска в режим сну (Standby), якщо комп'ютер не працює протягом визначеного часу;
- використання блоків живлення ПК з вентиляторами на гумових підвісках. Рівні вібрації під час виконання робіт з ЕОМ у виробничих приміщеннях не перевищують допустимих значень, визначених в ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» і ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008 «ССБП. Вібраційна безпека. Загальні вимоги».

Заходи з пожежної безпеки.

Горінням називається складний фізико–хімічний процес взаємодії горючої речовини та окиснювача, який супроводжується виділенням тепла та випромінюванням світла.

Горюча речовина і окиснювач, за певних умов, утворюють горюче (вибухонебезпечне) середовище. Залежно від агрегатного стану та ступеня подрібненості речовин, горюче середовище може утворюватися твердими речовинами, легкозаймистими, та горючими рідинами горючим пилом та горючими газами за наявності окиснювача. Процес горіння призводить до пожежі.

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин й матеріалів пожежі згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» приміщення відноситься до класу можливої пожежі А – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір), та класу Е - пожежі, пов'язані горіння електроустановок, що перебувають під напругою до 1000 В.

Згідно із методикою визначення категорій приміщень та будівель за вибухопожежною та пожежною небезпекою, який регламентується ДСТУ Б В.1.136:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою» та СНиП 2.09.02-85*

В приміщення (лабораторія) пожежний інвентар з пожежним інструментом і вогнегасниками розташовано на двох спеціальних пожежних щитах (стендах), відповідно до "Правил пожежної безпеки в Україні". Серед первинних засобів пожежогасіння особливе місце займають вогнегасники, які відзначаються високою ефективністю дії. В приміщення (лабораторія) встановлено 2 вуглекислотних вогнегасника місткістю 5 л. Доцільність використання даного вогнегасника пояснюється його властивостями. Вогнегасник ВВК-3 призначений для гасіння загорання різних речовин, горіння яких не може відбуватися без доступу повітря, загорання електроустановок, що знаходяться під напругою, загорання в офісних приміщеннях при наявності оргтехніки. Головною особливістю вуглекислотних вогнегасників є відсутність слідів гасіння так як вуглекислота після використання не залишає слідів і бруду.

Також, для адміністративних приміщень рекомендується використання сповіщувачів пожежі, тому в офісне приміщення буде обладнане адресованим автоматичним сповіщувачем ДІП-1, який буде реагувати на дим. Своєчасне виявлення ознак займання й виклик пожежних підрозділів дає змогу швидко локалізувати осередки пожежі та вжити заходи щодо її ліквідації, а отже, створює можливість суттєво зменшити обсяги заподіяної шкоди

Закон України «Про пожежну безпеку» визначає загальні правові, економічні та соціальні основи забезпечення пожежної безпеки на території України, регулює відносини державних органів, юридичних і фізичних осіб у цій галузі незалежно від виду їх діяльності та форм власності.

Пожежна безпека – стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Для забезпечення пожежної безпеки в установах проводять пожежну профілактику, яка включає в себе комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, на запобігання пожежі, обмеження її поширення, а також на створення умов для успішного гасіння пожежі.

Для ліквідації пожежі у початковій стадії її розвитку силами персоналу об'єктів застосовуються первинні засоби пожежогасіння. До них відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, пожежні відра, совкові лопати, ломи, сокири тощо), системи автоматичного пожежогасіння.

Первинні засоби пожежогасіння, в залежності від категорії приміщень, можуть розташовуватись як окремо, так і в складі пожежних щитів.

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин і матеріалів пожежі за ДБН В.1.1.7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» поділяються на відповідні класи.

В дослідницькій лабораторії знаходиться дерев'яна мебель, електронна апаратура, бумажні носії інформації.

Клас пожежі у дослідницькій лабораторії (згідно із ДБН В.1.1.7-2016 «Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва») – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, пластмаси, папір) визначається як клас А.

Важливу роль для забезпечення безпеки праці відіграє дотримання технологічного процесу виконання робіт та правил експлуатації технологічного обладнання. Виробництво робіт персоналом діагностичного бюро має здійснюватися відповідно до інструкцій з охорони праці.

У виробничій зоні діагностування не допускається:

- зберігання легкозаймистих та горючих рідин, кислот, фарб тощо;
- зберігання чистих обтиральних матеріалів разом із використаними
- захаращенням проходів і виходів з приміщення (матеріалами, обладнанням, тарою тощо);
- самостійно усувати несправності діагностичного обладнання;
- залишати інструмент без нагляду.

3.5 Висновки

1. Важливим завданням при проведенні діагностичних випробувань діючого обладнання є вибір діагностичного параметра, який би був найбільш чутливим до зміни стану об'єкта та визначав високу достовірність контролю.

2. Тому були розроблена модель віброакустичних сигналів і досліджені діагностичні віброакустичні параметри підшипників кочення, які є найбільш популярними для дослідження. В якості досліджуваних були обрані найбільш чутливі до зміни стану підшипника кочення коефіцієнти ексцесу та асиметрії.

3. Був проведений пошук даних щодо конкретних значень цих коефіцієнтів для підшипників кочення. Результати пошуку представлені у вигляді таблиці, дані в якій підтверджують гіпотезу, що коефіцієнти ексцесу та асиметрії є досить чутливими для встановлення точного стану підшипника кочення.

4. Розглянуті питання охорони праці і техніки безпеки при проведенні дефектоскопічних досліджень.

4 ЗАХОДИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

4.1 Заходи, які направлені на підвищення ресурсу підшипників при пошкодженнях від навантажень

При прояві пошкоджень підшипникових вузлів від радіального або осьового навантажень, які діяли на підшипник під час його експлуатації, можна застосувати декілька методів щодо підвищення часу роботи підшипника на скребковому конвейері.

Один із методів полягає в тому, що необхідно повернути нерухоме кільце, на якому утворилися сліди кочення, на 180° задля запобігання утворення в подальшому відшарування металу під впливом експлуатаційних навантажень.

На рис. 4.1 показано, що після повертання нерухомого кільця слід кочення буде розташовуватися в зоні меншої дії тіл кочення, що запобігає подальшому вмиванню та відпрацюванню поверхневого шару доріжки кочення.

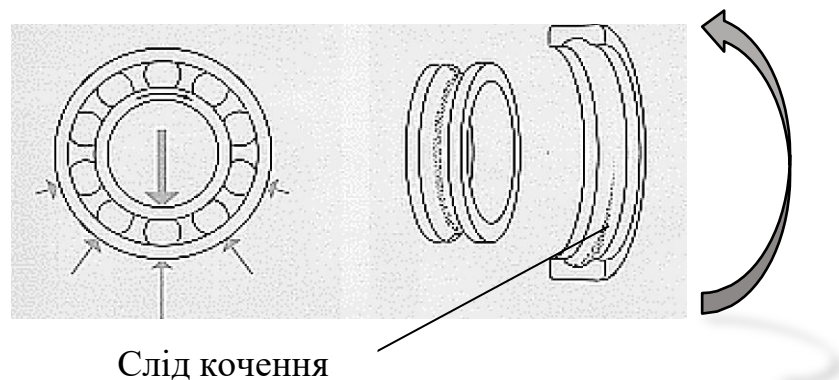


Рисунок 4.1 – Приклад сліду кочення після повертання нерухомого кільця на 180°

При повертанні нерухомого кільця підшипника однією з основних проблем є те, що при первинному встановленні кільця підшипника на вал максимальне радіальне биття по поверхні вала та кільця розводяться у

протилежних напрямках, але коли кільце перевертають на 180° , може виникнути співпадіння радіального биття вала та кільця.

Тому при потраплянні вала в ремонт та нанесенні покриттів на посадковий діаметр підшипник слід виконати наступні дії.

1) Необхідно визначити, як буде розташовуватися кільце підшипника на валу після перевертання на 180° .

2) Так як посадкову поверхню вала будуть шліфувати в патроні та центрах, слід визначити максимальне значення відхилення від круглості на патроні. Даний захід зможе спланувати приблизне положення максимального радіального биття на валу після виконання механічної обробки.

3) Встановити вал в патрон так, щоб місце з максимальним відхиленням від круглості було розташовано протилежно місцю максимального радіального биття на кільці підшипника.

Завдяки виконаним переходам можливо реалізувати фінішну операцію на посадковій поверхні вала з розташуванням максимального радіального биття в тому місці, в якому нам необхідно.

Таким чином ми запобігаємо співпадінню максимального радіального биття кільця та посадкового діаметру вала.

Вплинути на запобігання утворенню слідів кочення на доріжках кочення підшипників неможливо тому, що кожен підшипник під час експлуатації сприймає вагомі навантаження. Під час конструювання під кожну опору обирається підшипник, який відповідає вимогам того, чи іншого вузла за усіма параметрами.

Якщо виникла ситуація, коли нерухоме кільце підшипника вже перевірили, тоді слід виконати заміри для визначення твердості поверхневого шару доріжки кочення, щоб визначити, можна чи ні ставити підшипник на наступний міжремонтний ресурс.

За допомогою мікротвердоміра виконуються заміри мікротвердості по методу Віккерса та визначається дійсне значення мікротвердості поверхневого шару металу та порівнюється з граничними значеннями мікротвердості. Якщо

дійсне значення близько до граничного або дорівнює йому, тоді цей підшипник потрібно бракувати задля запобігання руйнування його під час експлуатації.

4.2 Заходи, які впливають на зменшення дії зовнішнього середовища

Під час експлуатації до підшипникового вузла потрапляють чужорідні частини, які при потраплянні до зони кочення, наносять пошкодження тілам та доріжкам кочення.

Для того, щоб зменшити кількість цих частин, потрібно прийняти попереджувальні заходи, які направлені на покращення конструкції підшипникового вузла.

Одним із таких заходів є застосування найбільш діючого виду ущільнення.

Насамперед, ущільнення опор повинні забезпечувати:

- потребує герметичність протягом усього ресурсу роботи;
- мінімально можливе тертя, зношування та тепловиділення;
- функціонування вузла після довготривалого зберігання;
- працездатність при взаємних осьових та радіальних переміщеннях деталей статора та ротора під час роботи;
- технологічність виготовлення та складання АД.

Якщо порівнювати різні види ущільнень по трьом факторам, а саме: експлуатаційним (висока або низька температура, високий тиск, значні деформації, вібрації та інше), техніко – економічним (ресурс, вартість та інше) та конструктивно – технологічним (габарити, вага, конструктивна простота та технологічність), то можна виділити три основні типи ущільнень, які застосовуються найчастіше в АД [11]:

- лабіринтні ущільнення;
- ущільнення з плаваючими кільцями;
- торцеві газодинамічні ущільнення.

Замість лабіринтних ущільнень, які дуже поширені в конструкціях підшипників, можна застосовувати радіально – торцеві контактні ущільнення (РТКУ) та торцеві газодинамічні ущільнення (ТГДУ).

РТКУ характеризуються конструктивною простотою, відсутністю гумових кілець та інших додаткових елементів, які зменшують надійність. Вони більш навантажені, ніж торцеві контактні ущільнення (ТКУ). Тому їх використання при високих перепадах тиску потребує осьового розвантаження графітового кільця. Для цього зазвичай застосовують газодинамічні камери. В двигуні Д-30Ф6 використовується РТКУ, у якого на торці втулки, яка обертається, виконано декілька десятків камер Релея глибиною 0,01 мм. Дане ущільнення працює при перепаді тиску до 0,46 МПа, швидкості обертання до 100 м/с, температурі до 683К. Втрати через ущільнення не перевищують 2 г/с. Конструкція РТКУ двосторонньої дії (графітове кільце з обох сторін взвішено на газовій плівці) використовується у двигуні Д-18Т (рис. 4.2).

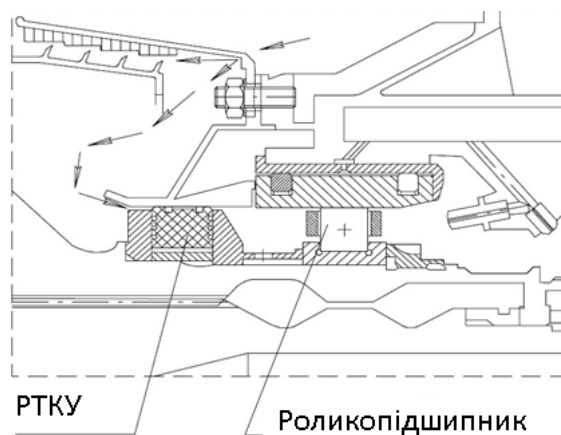


Рисунок 4.2 – Опора вентилятора двигуна Д-18Т

Також альтернативою для вирішення проблем з дією зовнішнього середовища є система ТГДУ, застосування якої є обов'язковим для розроблюваних компресорів.

Вузли ущільнення на основі ТГДУ складається з твердосплавного кільця, яке обертається та закріплене на валу, та аксіально – рухомого вуглецевографітового кільця, яке розташовано всередині корпусу, попереднє піджаття яких здійснюється пружинами. На обертовому кільці є напірна ділянка, на якій виконані газодинамічні камери глибиною 0,006...0,01 мм, а також ущільнювальний кільцевий поясок, який відділяє порожнину високого тиску від порожнини низького тиску. В якості вторинних ущільнень використовуються гумові ущільнювальні кільця (рис. 4.3).

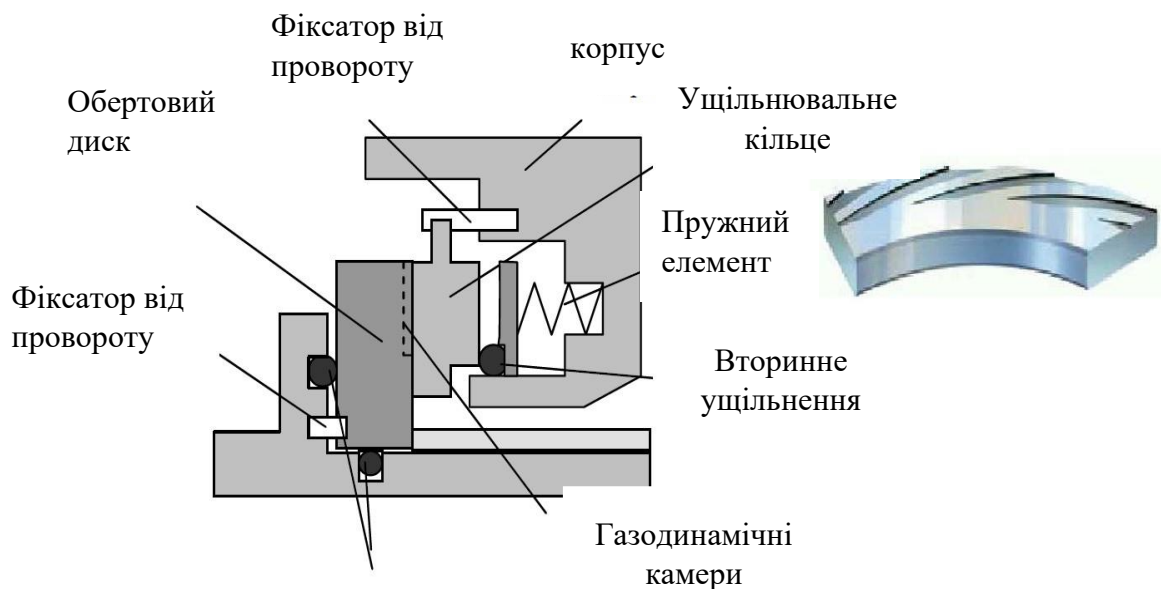


Рисунок 4.3 – Схема ТГДУ

Але при проектуванні ТГДУ слід вирішити ряд взаємопов'язаних задач. Для утворення газодинамічного тиску здійснюється нагнітання ущільнювального середовища поверхнею, яка обертається, в зазор. Особливо газодинамічно ефективні плоскі клиновидні та ступінчасті щілини, у яких глибина порівняна з мінімальною величиною зазору. Найчастіше використовуються спіральні

канавки з постійною глибиною декілька мікрметрів та камери Релея, які спрямовані в сторону обертання (рис. 4.4).

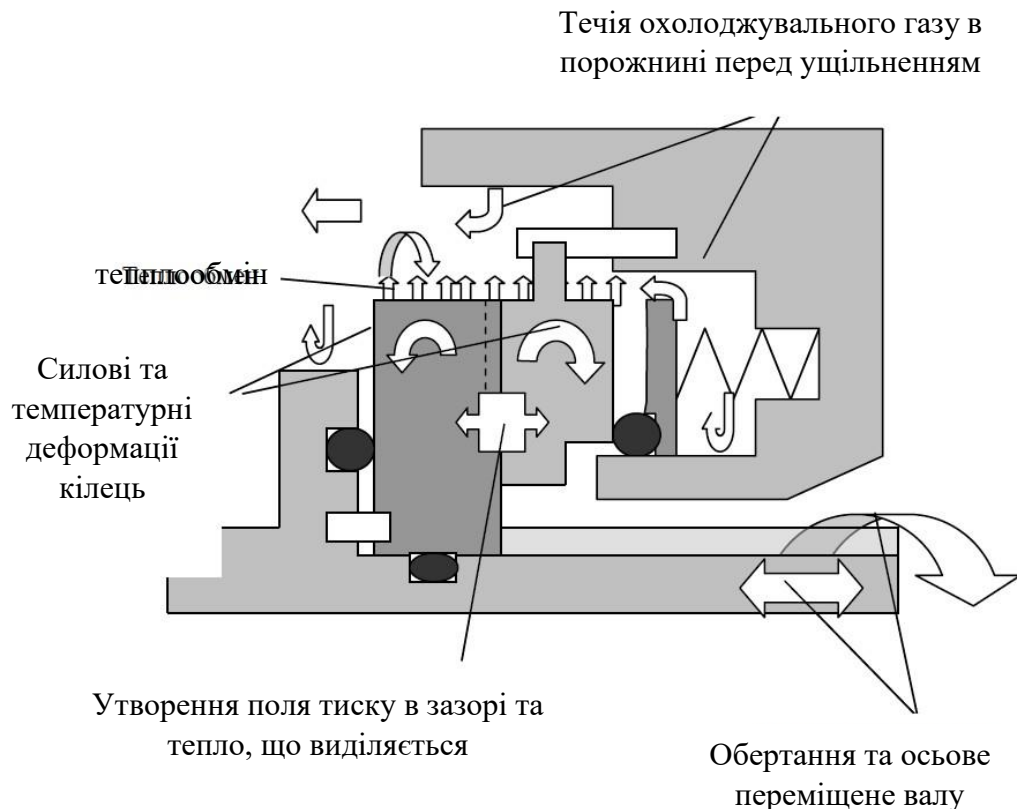


Рисунок 4.4 – Умови, що слід враховувати при проектуванні ТГДУ

4.2.1 Заходи, які спрямовані на зменшення пошкоджень від монтажу

Під час складання або розбирання підшипникового вузла деталі, які закріплені одна відносно іншої з натягом, потребують дуже відповідального ставлення до виконання операцій з ними. При виконанні цих операцій зазвичай виникають такі складності, як:

- невідповідна посадка;
- слабе закріплення кілець;
- невідповідний інструмент;
- неправильна установка;
- бруд.

При встановленні кільця підшипника на вал чи в корпус з натягом без відповідних приладів можна нанести пошкодження на торець кільця та посадковий діаметр вала або корпусу, тому для зменшення зусилля, яке необхідне при запресуванні підшипникового кільця, можна нагрівати підшипник за допомогою електричних плит та індукційних нагрівачів (рис. 4.5).



Рисунок 4.5 – Моделі індукційних нагрівачів

Температура нагріву зазвичай перевищує температуру сполучної деталі на $80...90^{\circ}\text{C}$, але задля уникнення змін в структурі металу вона не повинна перевищувати $120...125^{\circ}\text{C}$.

Індукційний нагрівач признаний у світовій передовій практиці найбільш оптимальним способом при встановленні підшипників на циліндричні вали. У порівнянні з традиційними методами нагріву він є набагато більш екологічним та безпечним.

На рис. 4.6 зображено принцип дії індукційного нагрівача, який полягає у нагріванні вторинної обмотки трансформатора. На сталевому магнітопроводі 1 є первинна обмотка з великою кількістю витків 2. Підшипник 3 виконує роль

вторинної коротко-замкнутої обмотки. Співвідношення напруги на первинній та вторинній обмотках дорівнює відношенню числа витків на них, у той час як потужність залишається постійною. Таким чином в підшипнику циркулює великий струм малої напруги, що викликає його інтенсивний розігрів. При цьому первинна обмотка та магнітопровід не нагріваються.

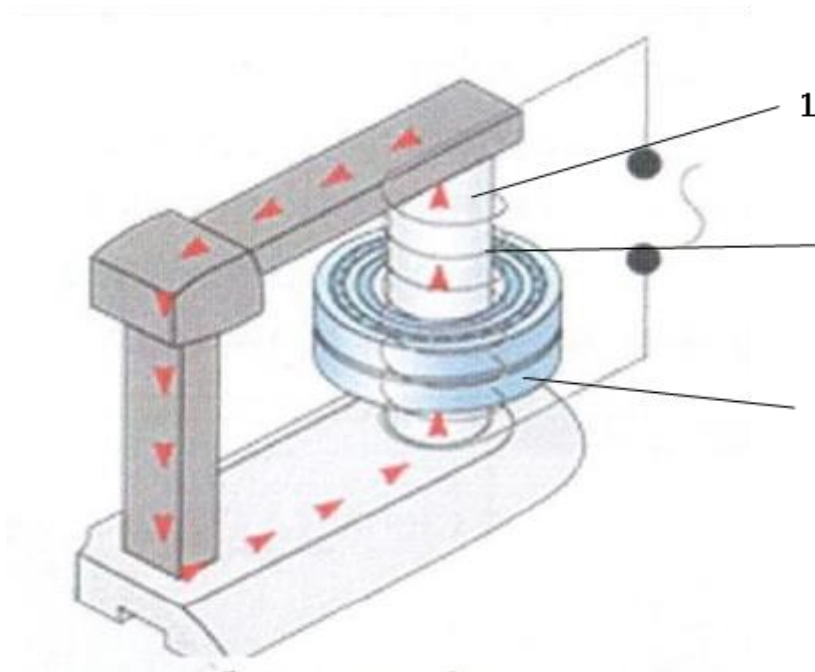


Рисунок 4.6 – Принцип дії індукційного нагрівача

Внаслідок електромагнітної індукції при індукційному нагріві підшипник намагнічується. Тому важливо забезпечити розмагнічування підшипника, щоб він не притягував металеві частини. Також для встановлення підшипника на вал з натягом можна застосовувати гідравлічну гайку (рис. 4.7, а). Гайка нагвинчується на вал, або при відсутності різі – кріпиться на валу за допомогою допоміжних деталей (рис. 4.7, б).

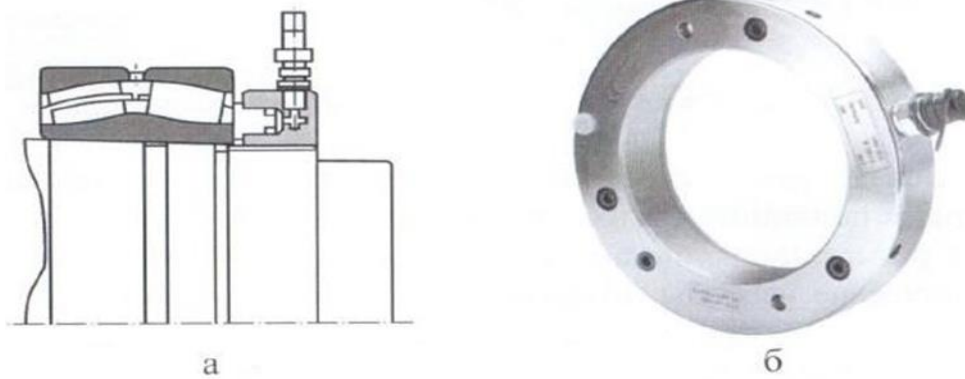


Рисунок 4.7 – Схема встановлення підшипника за допомогою гідравлічної гайки (а) та зовнішній вид гайки серії НМV (б)

При цьому поршень гайки встановлюється з упором в торець внутрішнього кільця підшипника. Подача мастила переміщує поршень відносно гайки, забезпечуючи посадку підшипника з натягом на вал, та відповідне зменшення зазору в підшипнику. Після цього гайку знімають та проводять стопоріння підшипника на валу.

Під час виконання технологічних операцій, пов'язаних з підшипниками, також є операція розбирання підшипникового вузла. Виконання цієї операції повинно відповідати наступним вимогам: якість посадкових поверхонь не повинна погіршуватися, трудомісткість розбирання повинна бути мінімальною.

Для виконання цих вимог слід застосовувати наступний інструмент: механічні та гідравлічні знімачі, слюсарний інструмент, ударні ключі, приладдя для гідравлічного розпресування.

Розбирання підшипників, які встановленні з натягом безпосередньо на вал або в корпус, краще за все проводити з використанням ручного або гідравлічного пресу (рис. 4.8).

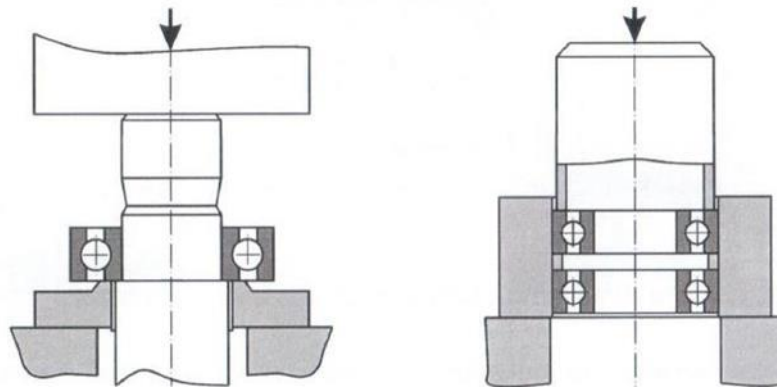


Рисунок 4.8 – Знімання підшипників, встановлених на вал або в корпус з натягом

Для знімання підшипників за допомогою гідравлічних або механічних знімачів на валу (рис.4.9 та 4.10) повинні бути передбачені канавки. Якщо захвати знімача не достають до борта внутрішнього кільця підшипника, можливо прикладання зусилля через суміжну деталь (рис. 4.11).



Рис.4.9 – Види гідравлічних знімачів



Рисунок 4.10 – Види механічних знімачів

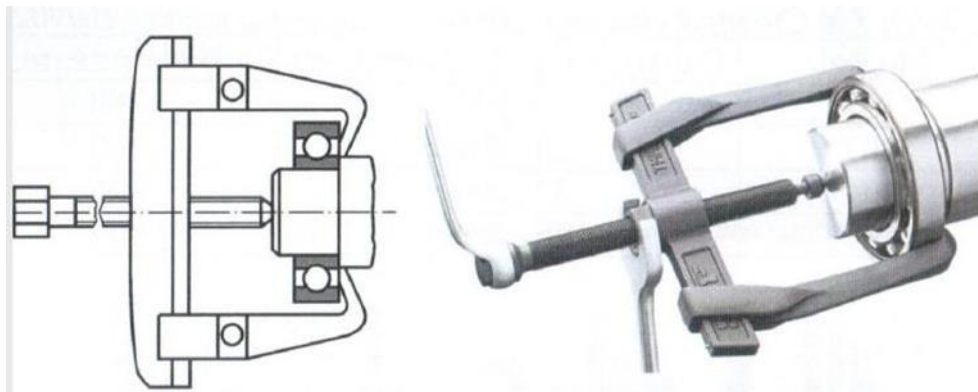


Рисунок 4.11 – Схема знімання підшипника з вала

Знімання підшипників кочення за допомогою індукційного нагріву найбільш зручне для внутрішніх кілець роликових циліндричних підшипників. Розміри нагрівача та форма його конструкції залежать від габаритних розмірів та конструкції підшипникового вузла.

Якісне складання та розбирання підшипникових вузлів зі збереженням цілісності деталей підшипників кочення та корпусних деталей вузлів неможливі без застосування відповідних сучасних технологій, інструментів та приладдя. Наявність відповідного інструмента та пристосувань скорочує час роботи по встановленню та зніманню підшипників кочення.

4.2.2 Заходи, щодо покращення умов змащення

На рис. 4.12 наведено діаграму причин виходу з ладу підшипників.



Рисунок 4.12 – Узагальнення причин передчасного виходу підшипників з ладу

Надійність роботи підшипників кочення напряму залежать від якості їх змащення. Мастило підшипників є найбільш ефективною операцією технічного обслуговування, яка необхідна для забезпечення довготривалої роботи як підшипникових вузлів, так і скребкових конвеєрів в цілому.

На основі побудованої діаграми (див. рис. 4.12) та результатів досліджень видно, що основними причинами появи пошкоджень, які пов'язані з мастилом, є:

- невідповідний змащувальний матеріал;
- надмірна або недостатня кількість мастила.

Для вирішення вказаної причини, яка залежить від кількості мастила, необхідно переглянути варіант конструкційного виконання підшипникового вузла та визначитись з найбільш діючим та оптимальним методом подачі мастила [11].

Існують два основні способи подачі мастила до підшипників. Перший – через систему струменевих форсунок, які подають струмені мастила на тіла кочення через зазор між внутрішнім кільцем та сепаратором. Другий – підвод

мастила через вал, коли на внутрішній поверхні вала утворюють мастильну ванну з підвищеним тиском та мастило на тіла кочення подається через отвори в стінках вала та внутрішньому кільці.

Границя оптимальності способів подачі мастила на тіла кочення підшипників визначається можливістю потрапляння мастила на тіла кочення. Це визначається коефіцієнтом швидкохідності $dm \cdot n$, де dm – середній діаметр підшипника по центрам тіл кочення в мм, n – частота обертання в об/хв (табл.4.1).

При $dm \cdot n > 2,2 \cdot 10^6$ мастило, яке подається через форсунки, не досягає усієї поверхні тіл кочення. При коефіцієнті швидкохідності більше ніж $3,5 \cdot 10^6$ можливо виконувати подачу мастила тільки через вал, так як при боковій подачі через форсунки будуть охолоджуватися лише бокові поверхні тіл кочення зі сторони подачі.

Таблиця 4.1 - Коефіцієнти швидкохідності та способи підводу мастила

	Коефіцієнт швидкохідності $dm \cdot n$	Спосіб підводу мастила
А	До $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2,2 \dots 3,5 \cdot 10^6$	змішаний підвід
В	більше $3,5 \cdot 10^6$	через вал

Для рівномірного охолодження нерухомого кільця підшипника кочення, щоб уникнути спотворення його геометрії, мастило на підшипник слід подавати через декілька форсунок ($z = 3 \dots 6$), які рівномірно розташовані по окружності. Потрібну витрату мастила через одну форсунку, виходячи з витрати мастила на підшипник, дорівнює qm :

$$q\phi = \frac{qm}{z}.$$

Геометричні параметри однієї форсунки визначаються з рівняння витрати:

$$q_{\phi} = \mu_{\phi} \cdot F_c \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_m \cdot \Delta P_{\phi}},$$

де ρ_m – щільність мастила;

ΔP_{ϕ} – перепад тиску на форсуні = 0,3 ... 0,35 МПа;

Коефіцієнт витрати форсунки (відношення дійсної витрати до теоретичної):

$$\mu_{\phi} = \frac{q_{\phi}}{q_{\phi m}}$$

Площа сопла форсунки, мм²:

$$F_c = \frac{\pi d_{\phi}^2}{4};$$

d_{ϕ} - діаметр сопла форсунок в опорах компресора для роликових підшипників дорівнює 1,2 ... 1,5 мм, для інших – 4 ... 5 мм.

Для отримання найбільшого ефекту «прострілу» мастила між тілами кочення, щоб забезпечити подачу «холодного» свіжого мастила на тіла кочення, вісь сопла форсунки повинна бути орієнтована відносно площини обертання та спрямована в точку, яка розділяє навпіл зазор між внутрішнім кільцем та сепаратором.

Якщо виконується подача мастила через вал, тоді в основі такого вибору є ефект обертання сосуду з рідиною, коли вісь обертання розташована горизонтально, а кутова швидкість ω настільки велика, що силою тяжіння можна знехтувати у порівнянні з відцентровими силами.

Для того, щоб зменшити вплив зовнішніх факторів на появу пошкоджень, слід вибрати раціональну форму елементів підводу мастила до підшипника.

Тому при проектуванні опори найчастіше застосовують підвод мастила через внутрішнє кільце підшипника (рис. 4.12). Мастило через чотири форсунки безперервно потрапляє на спеціальне кільце з радіальними каналами, звідкіля

потрапляє в канавки, які виконані в підшипнику, та поступає всередину по осьовим каналам. Тривимірна модель підшипника з форсунками та мастильним кільцем зображена на рис. 4.13.

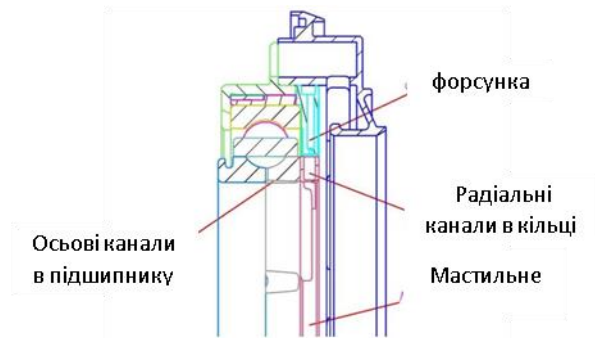


Рисунок 4.12 – Конструкція системи подачі мастила в підшипник

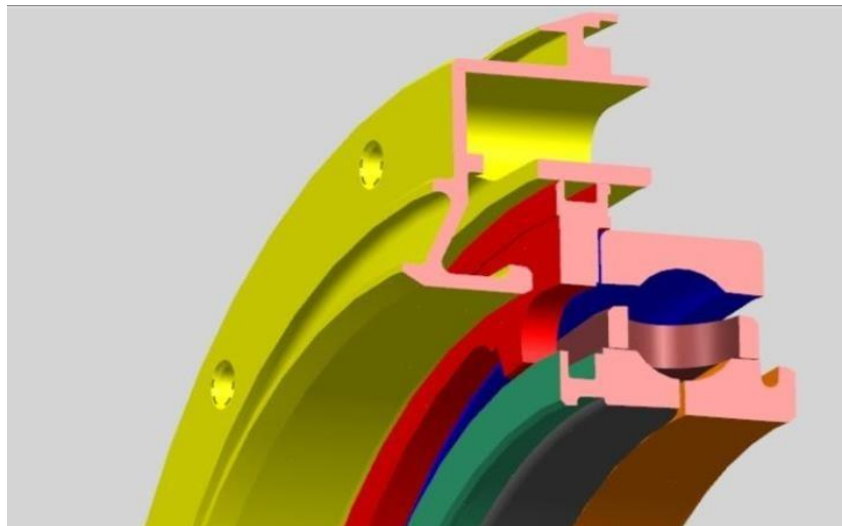
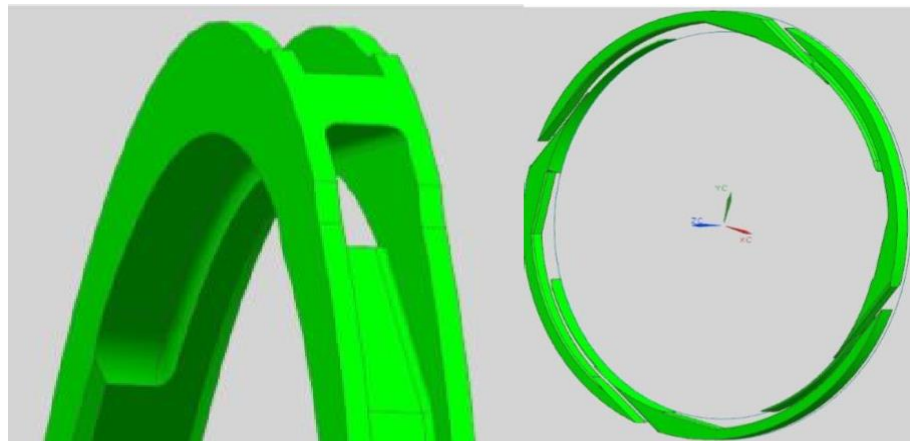


Рисунок 4.13 – Тривимірна модель з форсунками та мастильним кільцем

Розглянемо кільце з чотирма каналами (рис. 4.14). Форму каналу можна побачити на рис. 4.15,а. Для газодинамічного аналізу необхідно створити розрахункову область течії мастила. Отриману модель можна побачити на рис. 4.15, б.



Рисунок 4.14 – Мазильне кільце з чотирма каналами



а)

б)

Рисунок 4.15 – Канал в мазильному кільці (а) та розрахункова область течії всередині каналу (б)

Вихідними даними для розрахунку є: властивості мастила, витрати мастила на вході в форсунки $TG_{\text{вх}}$, тиск на виході з підшипника $P_{\text{вих}}$, кутова швидкість обертання підшипника з кільцем $\omega_{\text{підш}}$ та тиск зовні області повітряного прошарку. Значення параметрів:

$TG_{\text{вх}} = 18$ г/с – витрати мастила на вході в одну форсунку;

$P_{\text{вих}} = 100000$ Па – тиск зовні підшипника;

$\omega_{\text{підш}} = 1200$ рад/с;

$D_{\text{форсунки}} = 1,3$ мм – діаметр вихідного отвору форсунки.

Течія є двофазною: суцільною фазою є повітря всередині підшипника, дисперсною – мастило ИПМ10 з діаметром капель 0,013 мм. Сумарна витрата мастила через форсунку становить 72 г/с.

Вектор швидкості мастила перед входом в канал кільця зображений на рис. 4.16. Розподіл мастильної фази всередині розрахункової області показаний на рис. 4.17.

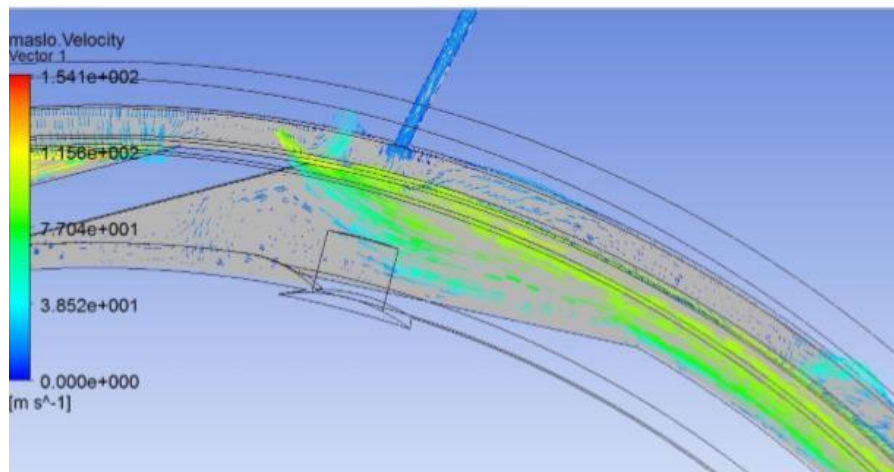


Рисунок 4.16 – Вектори швидкості мастила перед входом в канал кільця

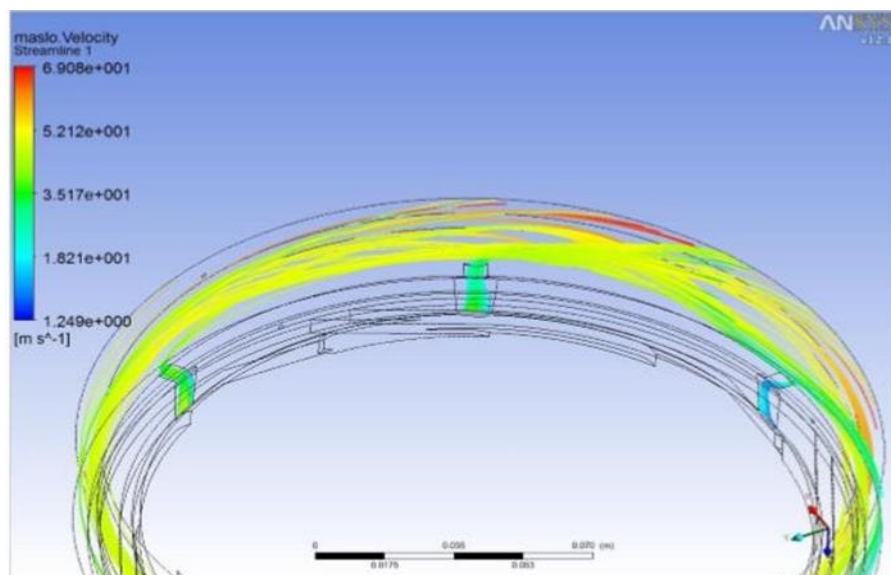


Рисунок 4.17 - Розподіл фази мастила всередині розрахункової області

При виборі відповідного мастила для підшипника кочення слід враховувати декілька факторів:

- перепади тиску;

- частоту обертання валу;
- величину конусності;
- глибину та кількість канавок;
- величину зазорів.

Значення масової витрати рідини зростають зі збільшенням перепаду тиску, чим більший зазор, тим вище величина втрати рідини. Потужність тертя від перепаду тиску практично не залежить.

Тому при проектуванні ущільнення для герметизації порожнин з високим перепадом тиску параметри ущільнення потрібно обирати таким чином, щоб отриманий робочий зазор забезпечував оптимальні значення витрати та потужності тертя при достатній жорсткості шару.

4.2.3 Заходи, які спрямовані на підвищення якості виявлення дефектів підшипників

При виконанні контролю підшипників візуальним методом можна виділити такі недоліки, як:

- низька точність;
- неможливість виявлення усіх існуючих дефектів через людський фактор;
- велика трудомісткість;
- похибка вимірювальних приладів під час геометричних замірів частин підшипників.

Тому задля виключення впливу вказаних факторів при виконанні дефектації необхідно вдосконалити процес виявлення дефектів [13].

Одним із основних рішень проблеми діагностики розвитку дефектів на частинах підшипника є застосування стенду з вібродіагностики. В результаті вібраційного аналізу підшипників стає можливим виявити: пошкодження внутрішньої та зовнішньої доріжок кочення, пошкодження елементів кочення

та сепаратора, послаблення посадки, збільшення внутрішнього зазору, повертання внутрішнього кільця на валу, перекіс підшипника [14].

Стенди контролю підшипників кочення складаються з датчиків виміру вібрації, обертів та температури (рис. 4.18). Результати вібродіагностики надаються в документальному вигляді з рекомендаціями по усуненню виявлених дефектів.

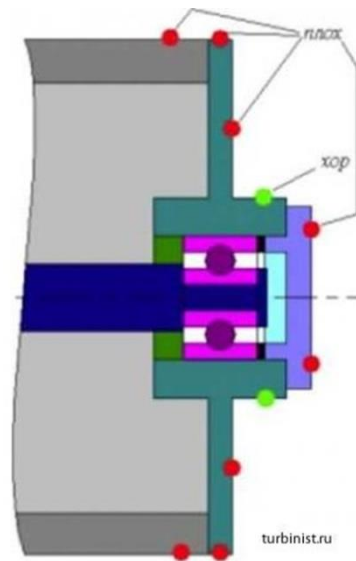


Рисунок 4.18 – Місця встановлення датчиків. «зелений» - добре, «червоний»-незадовільне місце

Найбільш оптимальним методом по всім показникам є метод огинаючої високочастотної. На рис. 4.19 зображено етапи перетворення високочастотного сигналу в спектр огинаючої [15].

Очевидні переваги методу:

- перешкодозахищеність;
- інформативність;
- можливість виявлення дефектів на самій ранній стадії їх розвитку.

Високочастотна (ВЧ) частина спектра справного підшипника (рис. 4.20) представлена деяким шумом, зумовленим силами тертя. У випадку виявлення

якогось пошкодження підшипника високочастотна складова вібрації почне модулюватися низькочастотною вібрацією, яка збуджена дефектом.

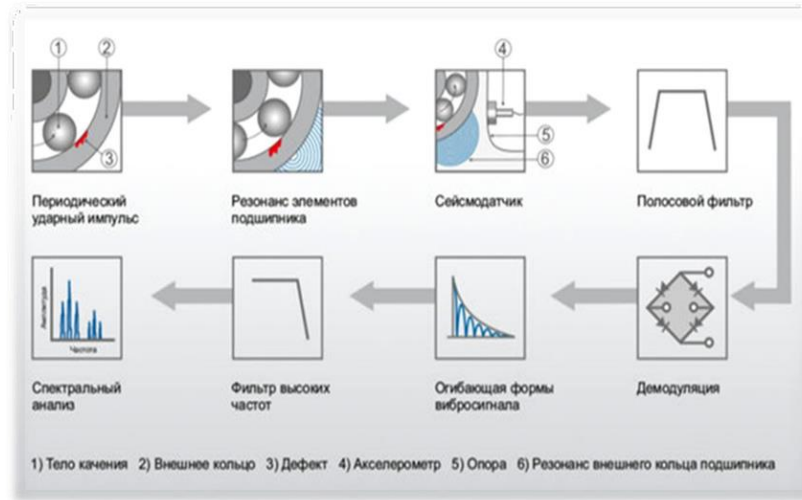


Рисунок 4.19 – Етапи перетворення високочастотного сигналу в спектр огибающей

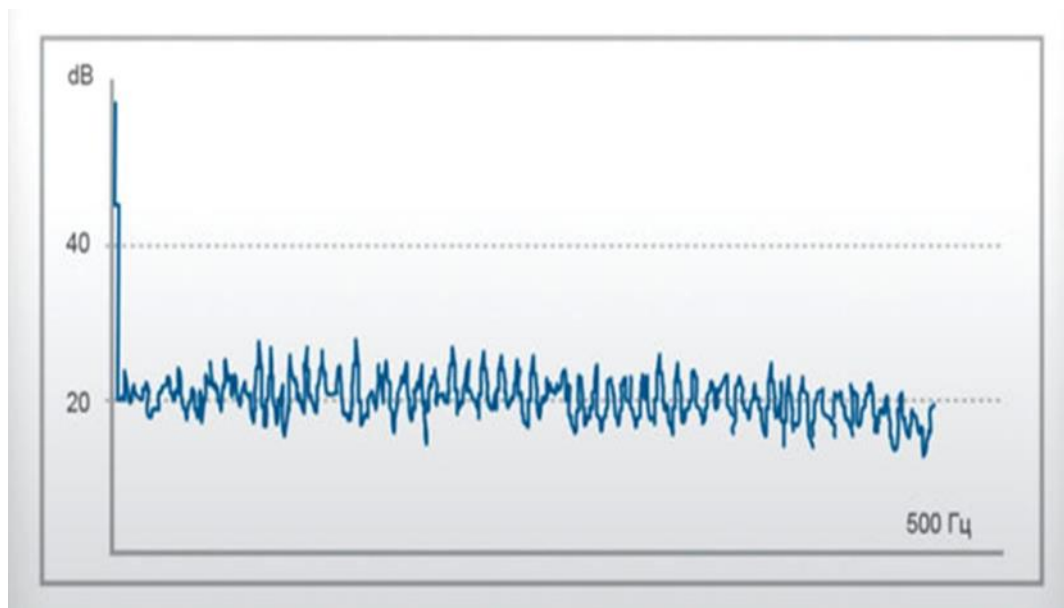


Рисунок 4.20 – Спектр огибающей исправного подшипника

Таким чином, якщо виділити із загального модульованого високочастотного сигналу його низькочастотну складову, то по частотному

розташуванню амплітудних піків у спектрі огинаючої можна однозначно говорити про місце виникнення пошкодження, а по величині амплітуди – о глибині розвитку дефекту.

Наприклад, на підшипнику, який за візуальним контролем відповідав нормам, після проведення вібродіагностування виявили тріщини на внутрішньому кільці (рис. 4.21).

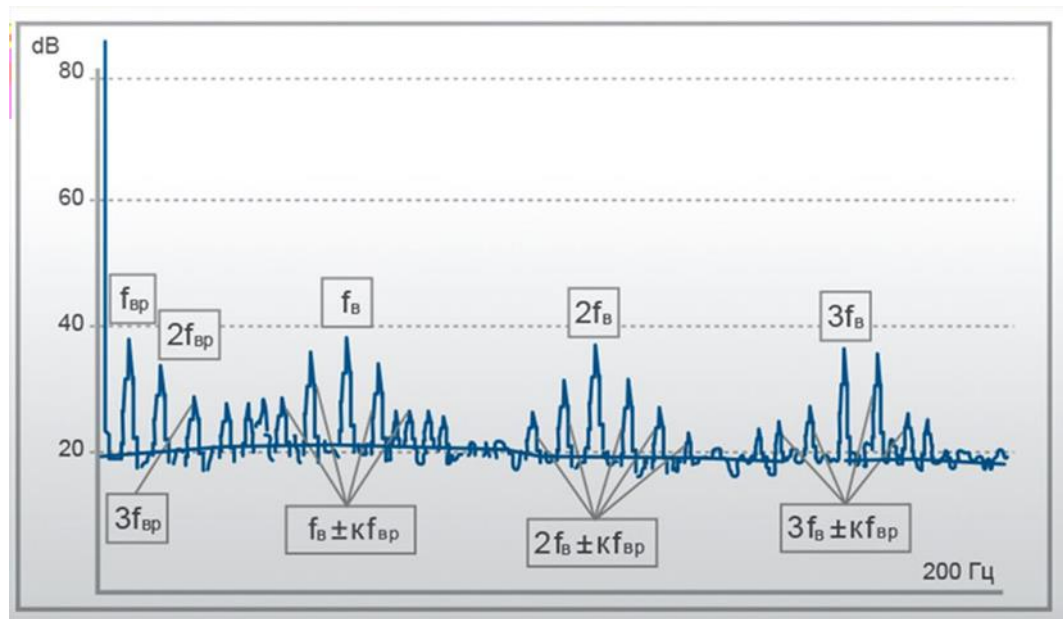


Рисунок 4.21 – Спектр огинаючої при наявності тріщини на внутрішньому кільці

Впровадження вібродіагностування підшипників кочення у виробництво АД супроводжується такими результатами:

- 1) запобігання додаткових вібраційних впливів на двигун шляхом забракування підшипника за вібраційними показниками;
- 2) запобігання похибки вимірювальних приладів;
- 3) можливість виявлення дефектів на самій ранній стадії;
- 4) прогнозування стану підшипника на основі метода ідентифікації вібраційних моделей розвитку кожного дефекту.

4.3 Розрахунок довговічності підшипника кочення

Для підтвердження ефективності системи діагностування на ТОВ «ЗФСВ» було впроваджено службу діагностики підшипникових вузлів. Після впровадження системи діагностування виконан розрахунок довговічності підшипників.

Під довговічністю (ресурсом) окремого підшипника кочення мається на увазі кількість оборотів, яку одне з кілець підшипника здійснює щодо іншого кільця до появи перших ознак контактної втоми металу на будь-якому з кілець або тіл кочення.

Оцінка ресурсу роботи підшипника кочення при використанні пластичного мастильного матеріалу використовується як критерій працездатності та описується формулою [45]

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{Q} \right)^p,$$

де a_1 - коефіцієнт надійності, $a_1 = 1$;

a_{23} – коефіцієнт мастила та матеріалу, що визначається за номограмами та графіками; C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

Q – еквівалентне навантаження на підшипник;

p – статичний коефіцієнт (для роликових підшипників кочення $p=3,33$).

Еквівалентне навантаження розраховується за такою формулою

$$Q = (X \cdot F_r \cdot K_k + Y \cdot F_a) \cdot K_\beta \cdot K_m,$$

де X і Y – коефіцієнти радіального то осьового навантаження відповідно: $X = 0,4$; $Y = 1,882$; F_r, F_a – навантаження радіальне та осьове відповідно, $F_r = 7,4$ кН, $F_a = 0,8$ кН ; $K_\sigma = 1$; $K_m = 1$; $K_k = 1$.

Підставивши чисельні значення параметрів у формулу, отримаємо еквівалентне навантаження рівне 44,7 кН.

Зв'язок між мастильною композицією, працездатністю підшипника визначається параметром K , що враховує вихідну в'язкість мастильної композиції. K визначається як відношення кінематичних в'язкостей

$$K = \frac{\nu}{\nu_1} ,$$

де ν – в'язкість мастильного матеріалу, необхідна для створення режиму гідродинамічного тертя;

ν_1 – фактична в'язкість мастильного матеріалу у підшипнику.

$$\nu = \exp \left[2,3 \cdot \frac{A \cdot \ln \nu_{50} + B - t^{1/3}}{C - D \cdot \ln \nu_{50}} \right]; \quad \nu_1 = \frac{41690}{d_m^{0,5} \cdot n^{0,824}},$$

де d_m – середній діаметр підшипника;

n – частота обертання підшипника;

ν_{50} - вихідна кінематична в'язкість при 50 °С;

t – температура підшипника;

A, B, C, D – емпіричні постійні.

Для пластичного мастильного матеріалу методика передбачає застосування у розрахунках в'язкість дисперсійної фази.

Беремо вихідну в'язкість олії I-50А, як основного компонента дисперсійної фази при 50 °С

$$v_{50}=32-35 \text{ мм}^2/\text{с} .$$

Емпіричні постійні знаходяться за таблицею, залежно від в'язкості мастильного матеріалу при 50 °С. Для $v_{50} = 32-35 \text{ мм}^2/\text{с}$ $A = 0,114$; $B = 5644$; $C = 3602$; $D = 0,507$.

Температуру підшипника приймемо рівну 60°С

$$v = \exp \left[2,3 \cdot \frac{0,114 \cdot \ln(35) + 5,644 - 60^{1/3}}{3,602 - 0,507 \cdot \ln(35)} \right] = 15,373 \text{ мм}^2/\text{с}$$

$$v_1 = \frac{41690}{280^{0,5} \cdot 600^{0,824}} = 12,802 \text{ мм}^2/\text{с}$$

$$K = \frac{15,373}{12,802} = 1,2$$

Коефіцієнт мастила та матеріалу a_{23} визначається за емпіричною формулою:

$$a_{23} = (a \cdot K^b + c \cdot K^d) \cdot K_{кн} \cdot K_{пр} \cdot K_{mn},$$

де a, b, c, d – емпіричні постійні,

приймаємо $a = 0,869$; $b = 0,57$; $c = 0,375$; $d = 0,888$;

K – відношення в'язкостей за формулою (24);

$K_{кн}$ - коефіцієнт конструкції, $K_{кн} = 1$;

$K_{пр}$ – коефіцієнт впливу присадки до мастильного матеріалу, визначається за даними фірми SKF і при $K = 1$, $K_{пр} = 1$;

K_{mn} - коефіцієнт класу точності, $K_{mn} = 1$.

$$a_{23} = (0,869 \cdot 1,2^{0,57} + 0,375 \cdot 1,2^{0,888}) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,4$$

Ресурс роботи підшипника кочення, що розглядається в роботі з пластичним мастильним матеріалом Літол-24, як критерій працездатності, розраховується за наступною формулою:

$$L = 1,1,4 \cdot \left(\frac{770 \cdot 10^3}{44,7 \cdot 10^3} \right)^{3,33} = 1,83 \cdot 10^4 \text{ годин}$$

При застосуванні нових мастильних матеріалів та технологічних методів підвищення терміну служби деталей важливим є прогнозування їх ресурсу.

Правильно розрахований термін служби дозволить спланувати регламентні роботи, необхідну кількість запасних частин та робітників, зайнятих технічним обслуговуванням та ремонтом техніки.

Підсумок

Термін служби підшипників, після впровадження системи діагностування, виріс з 15 тис. годин до 18 тис. годин.

4.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження служби діагностики підшипників на підприємстві ПАТ «Запоріжсталь»

Розрахуємо економічний ефект від впровадження системи діагностування підшипників скребкового конвейера, за умови, що середня вартість підшипника (C_n) в Україні становить 3500 грн.

Витрати праці (Z_m) ремонтних робітників (чол-годину) на розбирання, заміну підшипників, регулювання: 16 чол-годину. На основі вище перерахованих даних економія (E) на одному конвейері складе:

$$E = (K \times C_n + C_{сч} \times Z_m) \times P$$

де, K - кількість підшипників, шт.;

C_n - вартість одного підшипника;

$C_{сч}$ - вартість слюсар-години по ТОВ «ЗФСВ» (35,07) грн.;

Z_m - кількість чол./год.

P - кількість замін підшипників за розрахунковий період.

Підставивши відповідні значення в формулу, отримаємо розрахунковий економічний ефект:

$$E = (4 \times 3500 + 35,07 \times 16) \times 4 = 58244 \text{ грн.}$$

На підставі отриманої економії можна вважати, що впровадження системи діагностики підшипників кочення на скребкових конвейерах є доцільною і економічно обгрунтованою.

Даний метод можливий до застосування на більшості обладнання ТОВ «ЗФСВ».

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. <http://www.ukr.vipreshebnik.ru/entsiklopediya/56-k/1501-koefitsient-korelyatsiji.html>
2. SKF. Повреждения подшипников качения и их причины / SKF // reasons damage bearings. – Санкт-Петербург, 2002.
3. А.В. Якимов. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. / А.В. Якимов, В.Н Царюк, А.А. Якимов и др. – Одесса.: Астропринт, 2001. – 608 с.
4. Бабак В., Берегун В., Красильников А. Методы и средства вибродиагностики узлов когенерационных установок // Научни известия на НТСМ. – 2017. – № 1 (216). – С. 141–145.
5. Бабак С.В., Мыслович М.В., Сысак Р.М. Статистическая диагностика электротехнического оборудования. – К.: Ин-т электродинамики НАН Ук-раины, 2015. – 456 с.
6. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа: Пер. с англ.. – М.: Мир, 1983. – 312 с., ил.
7. Берегун В.С., Красильников О.І. Дослідження чутливості коефіцієнта ексцесу діагностичних сигналів для контролю стану електротехнічного обладнання // Технічна електродинаміка. – 2017. – № 4. – С. 79–85.
8. Вибродиагностика подшипников качения и входной контроль подшипников [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.dynamics.ru/products/compacs-rpp/>
9. Вибродиагностика: Моногр. / Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.; Под ред. Г.Ш. Розенберга. – СПб.: ПЭИПК, 2003. – 284 с.
10. Выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.vibration.ru/v_defekt.shtml
11. Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. / А.В.Гайдамака. – Х.:НТУ

«ХП», 2009. – 248 с.

12. Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. / А.В. Гайдамака. – Х.: НТУ «ХП», 2009. – 248 с. 4. Вибродіагностика для починаючих і спеціалістів: обнаружение дефектов подшипников качения [Електронний ресурс] / Перевод материалов

13. ГОСТ 24346-80 Вибрация. Термины и определения. – М.:Стандартинформ, 2010. – 25 с.

14. Даниэль Линн. Вибродіагностика для починаючих і спеціалістів: выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Електронний ресурс] / Пер. с англ. И.Р. Шейняк, под ред. В.А. Смирнова. – Режим доступа: <http://www.vibration.ru>, свободный.

15. Деталі машин. Методи розрахунків, задачі та проблемні завдання, автоматизоване проектування: навч. посіб. Для студ. ВНЗ / В.Г. Нечепаяев, В.П. Блескун, В.П. Оніщенко та ін.; ред.: В.Г. Нечепаяев; ДВНЗ «Донец. нац. техн. ун-т». – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2012. – 404 с.

16. Диагностика неполадок подшипников [электронный ресурс] - Режим доступа:
<http://1podшипник.ru/upload/iblock/b24/b240f94b77fbd2146fb0f9fed2bcd452.pdf>

17. Дисперсія випадкової величини [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Дисперсія_випадкової_величини

18. Заходи щодо захисту робітників і службовців промислового об'єкта та непрацюючого населення у випадку аварії на радіаційно-небезпечному об'єкті [електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.dsns.gov.ua/files/2018/2/1/osoblivosti.pdf>

19. Коефіцієнт асиметрії [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт_асиметрії

20. Коефіцієнт ексцесу [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт_ексцесу
21. Коефіцієнт кореляції [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу:
22. Костюков В.Н., Науменко А.П. Учебное пособие. – Омск: Научно- производственный центр «Диагностика, надежность машин и комплексная автоматизация», 2007. – 286 с.
23. Метод огибающей [электронный ресурс] – Режим доступу: <http://vibropoint.ru/metod-ogibayuschey/>
24. МЕТОДЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <http://vibropoint.ru/metody-vibrodiagnostiki/>
25. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. Ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 1: В.И. Иванов, И.Э. Власов. Метод акустической эмиссии / Кн.2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. – М.:Машиностроение, 2005. – 829 с.: ил.
26. Новиков Д.К., Фалалеев С.В. Опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок: электр.учеб.пособие / Д. Новиков, С. Фалалеев. – Самара: СГАУ, 2011. – 124 с.
27. Опоры роторов ГТД [электронный ресурс] – Режим доступу: http://flightcollege.com.ua/library/4-4-Opory_rotorov_GTD.pdf
28. Передерій В.С. Вібродіагностика підшипників кочення // Теорія і практика актуальних наукових досліджень. Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції (м. Одеса, 28-29 квітня 2018 року). – Херсон: Видавництво «Молодий вчений», 2018. – С. 161–163.
29. Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения: ГОСТ 3395-89. – М.: Государственный стандарт союза ССР, 1990. – 53 с.
30. Равлюк В.Г. Вібродіагностика та методи діагностування

підшипників кочення буксових вузлів вагонів [Текст] / В.Г. Равлюк // 36. наук. праць ДонІЗТ. – Донецьк, 2010. - Вип. 21. –258 с.

31. Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення. [електронний ресурс] – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/5403529/page:69/>

32. Сеньо П.С. Теорія ймовірностей та математична статистика: Підручник. – 2-ге вид., перероб. і доп. – К.: Знання, 2007. – 556 с.

33. Сидоров В.А., Сотников А.Л. Эксплуатация подшипников качения. / В.А. Сидоров, А.Л. Сотников. – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2014. – 175 с.

34. Скуратовський А.К. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники: навч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; А.К. Скуратовський. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

35. Термін «Надійність» [електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/term/16335>

36. Т-розподіл Стьюдента [Електронний ресурс] // Вікіпедія - вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Т-розподіл_Стьюдента

37. фирмы IRD– Режим доступа: <http://www.vibration.ru>, свободный.