



ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА
ЕНЕРГЕТИКИ



КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

КВАЛІФІКАЦІЙНА ДИПЛОМНА РОБОТА

на тему:

«Дослідження шляхів оцінки технічного стану підшипників механічної трансмісії транспортних засобів методами віброакустичного діагностування у ДП «Кіровоградський облавтодор» ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» філія «Кіровоградська ДЕД» м. Кропивницький»

Виконав:

магістрант групи ТС-23М-2 Андрій ТИМОШЕНКО
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

канд. техн. наук, доц. Михайло КРАСОТА
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

канд. техн. наук, доц. Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Кропивницький – 2024 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський)

Галузь знань: 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

Освітньо-професійна програма: «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ ДИПЛОМНУ РОБОТУ**

_____ Тимошенку Андрію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Дослідження шляхів оцінки технічного стану підшипників механічної трансмісії транспортних засобів методами віброакустичного діагностування у ДП «Кіровоградський облавтодор» ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» філія «Кіровоградська ДЕД» м. Кропивницький»

керівник роботи Красота Михайло Віталійович, канд. техн. наук. доц.,

(прізвище, ім'я, по батькові)

(науковий ступінь)

(вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «__» _____ 20__ року
№ _____

2. Строк подання здобувачем роботи «__» _____ 20__ р.

3. Вихідні дані до роботи

матеріали переддипломної практики, літературні джерела наукової інформації, патенти, нормативні акти з технічного обслуговування автомобілів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____

4.1 Розділ 1 Аналіз виробничої діяльності бази дослідницької практики

4.2 Розділ 2 Дослідження стану питання за тематикою магістерської роботи

4.3 Розділ 3 Розробка методики та вибір обладнання для проведення досліджень

4.4. Розділ 4 Результати експериментальних досліджень

5. Перелік ілюстративного матеріалу комплект

1. Мета, об'єкт та задачі досліджень; 2. Аналіз дефектів агрегатів трансмісії та їх підшипників; 3. Відомі методи діагностування; 4. Засоби діагностування підшипників агрегатів трансмісії; 5. Результати експериментальних досліджень.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1	25.10.2024	
2	Розділ 2	15.11.2024	
3	Розділ 3	5.12.2024	
4	Оформлення ілюстративного матеріалу	15.12.2024	
5			

Магістрант _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис) (ім'я та прізвище)

Вступ

1. Аналіз виробничої діяльності бази дослідницької практики.....	
1.1 Характеристика виробничої структури ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» ДП «Кіровоградський облавтодор» філії «Кіровоградський райавтодор» м. Кропивницький.....	
1.2 Структура підприємства.....	
2. Аналіз стану питання за тематикою магістерської роботи.....	
2.1 Аналіз несправностей механічної трансмісії автомобілів.....	
2.2 Діагностичні ознаки несправностей механічних трансмісій та їх акустичні прояви.....	
2.3 Характеристика дефектів підшипників кочення.....	
2.4 Методи діагностування несправностей підшипників трансмісії.....	
2.5 Характеристика віброакустичного методу діагностування коробок ... передач.....	
3. Методика експериментальних досліджень.....	
4. Експериментальні дослідження віброакустичного сигналу досліджуваних коробок передач.....	
5. Список використаної літератури.....	

Реферат

Магістерська робота виконана на базі підприємства ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» ДП «Кіровоградський облавтодор» філії «Кіровоградський райавтодор» м. Кропивницький.

Робота складається з 64 аркушів пояснювальної записки.

В роботі наведений аналіз виробничої діяльності підприємства, розглянута структура підприємства та його характеристика рухомого складу автотракторного парку.

Виконано аналіз стану питання за тематикою роботи. Проведений аналіз основних несправностей агрегатів трансмісії автомобілів, частота виникнення несправностей. Встановлено діагностичні ознаки несправностей агрегатів трансмісії.

Проаналізовано дефекти підшипників агрегатів трансмісії та причини їх виникнення.

Розглянуто відомі методи діагностування граничного стану підшипників кочення.

Запропоновано в якості методу визначення технічного стану підшипників агрегатів трансмісії мето віброакустичного діагностування. Виконано експериментальні дослідження віброакустичних характеристик механічних трансмісій.

Вступ

Магістерську роботу присвячено розробці методики віброакустичного виявлення дефектів підшипників механічних коробок передач автомобілів. Суть роботи в дослідженні застосовуваності існуючих методів віброакустичного діагностики до оцінки технічного стану агрегатів трансмісії, а також в розробці методики такої оцінки з можливістю її подальшої реалізації при обслуговуванні та ремонті автомобілів.

Актуальність теми. Вузли трансмісії автомобіля є важливими агрегатами, що служать для передачі крутного моменту від двигуна до коліс. Агрегати трансмісії повинні функціонувати у всіх режимах експлуатації автомобіля. Втрата працездатності агрегатів призводить до втрати працездатності автомобіля в цілому. У зв'язку з цим, до технічного стану даного агрегату необхідно пред'являти підвищені вимоги, а також необхідно вести систематичний моніторинг, що дає чітке уявлення про поточний технічний стан агрегатів трансмісії і можливість прогнозування настання відмови даного агрегату трансмісії.

Оцінка технічного стану на підставі віброакустичних характеристик представляється кращою, тому що відноситься до неруйнуючих методів і дозволяє скоротити витрати часу і праці на її реалізацію. В основу пропонованої методики покладено очевидна залежність: зміни, що з'являються в процесі функціонування в рухомих з'єднаннях коробки передач, призводять до зміни їх віброакустичної навантаженості.

Встановивши з певним ступенем вірогідності зв'язок між змінами технічних параметрів і віброакустичними характеристиками агрегату, можливо здійснювати його діагностику, попереджати відмови, а також розробляти конструктивні заходи щодо його вдосконалення.

Головною проблемою, що обмежує масове застосування методів віброакустичного діагностування, є достовірність результатів діагностування - «діагнозів». Сформулювати ознаки достовірності в узагальненій формі при даному виді діагностування не представляється можливим, тому як рівень невизначеності реакції вібрації на експлуатаційні дефекти досить високий.

Сучасний рівень розвитку елементної бази дозволяє знизити рівень невизначеності вібруванням до прийняттого.

Специфічні умови роботи досліджуваних агрегатів потребують уточнення цілого ряду підходів і методів проектування, випробувань і доведення, особливо в галузі забезпечення оптимальної інформативності віброакустичних сигналів.

У роботі прийнята концепція складання індивідуальних словників значень віброакустичних діагностичних ознак з усіх класів станів об'єкта дослідження. Так, згідно з концепцією, спочатку за певною методикою складаються словники еталонного (справного) стану агрегату, з яким далі порівнюються поточні значення ознак фіксуються за аналогічною методикою. За допомогою цього відбувається постановка діагнозу про відповідність того чи іншого технічного стану.

Можливості апаратного забезпечення віброакустичного діагностування та обробки результатів цього процесу, що з'явилися в останні роки, створюють основу для реалізації запропонованої оцінки.

Метою роботи - є розробка методики віброакустичного діагностування дефектів підшипників агрегатів трансмісії автомобілів при їх експлуатації та ремонті.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі досліджень:

1. Виконати оцінку впливу дефектів і пошкоджень елементів конструкцій агрегатів трансмісії на їх віброакустичні характеристики;
2. Проаналізувати фактори, що визначають значення віброакустичних характеристик агрегатів трансмісії;
3. Оцінити ступінь інформативності віброакустичних сигналів при характерних дефектах;
4. Експериментально обґрунтувати залежність параметрів спектральних характеристик віброакустичного сигналу від наявності і характеру дефектів;
5. Розробити методику оцінки функціонального стану агрегату трансмісії.

Об'єкт дослідження – агрегати трансмісії автомобілів.

Предмет дослідження – коливальні процеси, породжувані дефектами деталей агрегатів трансмісії.

Наукова новизна магістерської роботи полягає в наступному:

1. Визначені інформативні віброакустичні ознаки прояву і розвитку дефектів в типових вузлах і елементах агрегатів трансмісії;
2. Розроблена методика оцінки дефектів і пошкоджень елементів агрегатів трансмісії на основі аналізу їх віброакустичних характеристик роботи;
3. Визначені взаємозв'язки спектральних характеристик віброакустичного сигналу з конструкційними і експлуатаційними дефектами агрегатів трансмісії.

Практична цінність роботи:

1. Методика віброакустичної оцінки дефектів коробок передач дозволить визначати працездатність коробок передач;
2. Методика оцінки технічного стану віброакустичним методом дозволить підвищити надійність коробок передач;

Розділ 1 Аналіз виробничої діяльності бази дослідницької практики

1.1 Характеристика виробничої структури ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» ДП «Кіровоградський облавтодор» філії «Кіровоградський райавтодор» м. Кропивницький

«Кіровоградська філія створена як відособлений структурний підрозділ дочірнього підприємства «Кіровоградський облавтодор» відкритого акціонерного товариства Державна акціонерна компанія «Автомобільні дороги України» відповідно до наказу Державної служби автомобільних доріг України від 17.08.2004р. № 114» [1].

«Кіровоградський райавтодор створена з метою забезпечення економічних інтересів та задоволення потреб держави, населення та оборони країни в удосконаленні і розвитку автомобільних доріг загального користування, розширення можливостей виробничого та соціального розвитку підприємства, підвищення ефективності використання матеріальних, фінансових та інших ресурсів на основі спільної діяльності, розподілу праці і кооперації» [1].

«В даний час, філія «Кіровоградський райавтодор» ДП «Кіровоградський облавтодор» ВАТ ДАК «Автомобільні дороги України» має такі основні напрямки діяльності:

- виконання робіт на замовлення Служби автомобільних доріг у Кіровоградській області, а саме: Експлуатаційне утримання та капітальний та поточний ремонт автомобільних доріг загального користування.

Мережа доріг які обслуговує філія, складає 190,1 кілометр. В тому числі:

- а/дорога Н-14 «Олександрівка-Кропивницький-Миколаїв» км 70+362 - км 153+196-82,8 кілометри;

- а/дорога Н-14-1 «Південний обхід» м. Кропивницький км 0+000 - км 25+580 – 25 кілометри;

- а/дорога Н-23 «Кропивницький-Кривий Ріг-Запоріжжя» км 0+000 - км 81+735 - 81,7 кілометри [1].

«На балансі філії знаходиться асфальтобетонний завод у с. Куцівка Новгородківського району Кіровоградської області.

Річний випуск асфальтобетону та чорного щебеню сягає близько 10000 тон.

З листопада 2008 року введено в експлуатацію пересувний ваговий комплекс (ППВК) для визначення ваги наднормативних транспортних засобів.

Вимірювання проводяться по території Кіровоградської області [1].

1.2. Структура підприємства.

«Основним структурним підрозділом підприємства є забезпечення економічних інтересів та задоволення потреб держави, населення та оборони країни в удосконаленні розвитку автомобільних доріг загального користування, розширення можливостей виробничого та соціального розвитку підприємства, підвищення ефективності використання матеріальних, фінансових та інших ресурсів на основі спільної діяльності, розподілу праці і кооперації. Для цього Філія: здійснює користування, виконання відповідних державних програм» [1].

«На даному етапі розвитку підприємства виробничі потужності використовуються лише на 70 %. Це пов'язано з економічним спадом в регіоні і зростаючою конкуренцією з боку малих підприємств, що спеціалізуються на виконанні окремих видів ТО і ремонту автомобілів. Керівництво «Кіровоградська ДЕД» проводить ряд заходів спрямованих на покращення якості обслуговування і ремонту автомобільних доріг індивідуальних користувачів і організацій міста» [1].

««Кіровоградська ДЕД» здійснює будівництво, ремонт та утримання автомобільних доріг загального користування, виконання відповідних державних програм.

Предметом діяльності є:

- виконання робіт з будівництва, реконструкції, ремонту та утримання автомобільних доріг, мостів, інших споруд та елементів обстановки доріг;

- забезпечення сталої роботи на автомобільних дорогах в умовах стихійного лиха, аварії катастроф і подолання їхніх наслідків;
- розвиток промисловості та виробництва будівельних, дорожньо-будівельних матеріалів і конструкцій, інших виробів, необхідних для будівництва та ремонту автомобільних доріг і споруд на них;
- розробка родовищ будівельних матеріалів, переробка гірничої маси, виробництво будівельних матеріалів;
- підготовка та виконання розкривних робіт, буріння;
- виробництво товарів народного споживання;
- закупівля, постачання та збут продукції, матеріалів і енергоносіїв;
- автомобільні перевезення вантажів і пасажирів як на території України, так і за її межами;
- створення і розвиток мережі закладів дорожнього сервісу;
- технічне обслуговування та ремонт дорожньої техніки і автотранспортних засобів;
- виготовлення дорожніх знаків, інформаційних та рекламних щитів, знаків з техніки безпеки, малих архітектурних форм;
- організація функціонування системи інформаційного забезпечення на автомобільних дорогах;
- виробництво і реалізація сільськогосподарської продукції;
- проведення бартерних, клірингових та лізингових операцій;
- надання правових, аудиторських та консультаційних послуг;
- надання послуг у галузі маркетингу, а також посередницьких, складських та транспортно-експедиційних послуг;
- впровадження та експлуатація комп'ютерних мереж, розподільних баз та банків даних і надання доступу до них на комерційній основі;
- інженерно-геологічні, топо-геодезичні та інженерно-гідрометеорологічні вишукування;
- проведення фінансової-економічного аналізу діяльності;

- складання проектно-кошторичної документації;
- виконання наукових і науково-дослідних, проектно-вишукування та дослідно-конструкторських робіт, надання інженерно та економіко-консультаційних послуг;
- зовнішньоекономічна діяльність;
- здійснення покриття і страхування ризику учасників будівництва і ремонту автомобільних доріг загального користування;
- будівництво об'єктів соціально-побутової сфери, надання житлово-комунальних послуг;
- забезпечення функціонування лікувальних та оздоровчих закладів, надання туристичних послуг, проведення спортивних, культурно-масових та інших заходів;
- здійснення природноохоронних заходів, спрямованих на зниження і компресію негативного впливу виробництва на природне середовище, здоров'я і майно людей;
- видання бюлетенів та інших засобів інформації;
- проведення ринкової оцінки об'єктів нерухомості, обладнання та транспортних засобів;
- охороні послуги перевізникам вантажів на автомобільних дорогах;
- виконання інших функцій, пов'язаних з реалізацією покладених на нього завдань, які не суперечать чинному законодавству» [1].

«До складу «Кіровоградська ДЕД» входять відділи, дільниці, підсобні виробництва, ремонтно-механічні та майстерні та інші підрозділи» [1].

2. Аналіз стану питання за тематикою магістерської роботи

2.1 Аналіз несправностей механічної трансмісії автомобілів

Трансмісія – це одна з ключових систем автомобіля, яка відповідає за передачу потужності від двигуна до коліс, забезпечуючи рух транспортного засобу. Система трансмісії не тільки передає крутний момент, але й дозволяє змінювати швидкість та напрямок обертання коліс [2].

До складу трансмісії входять такі агрегати: зчеплення, коробка передач, карданні передачі, роздавальна коробка, головна передача, диференціал та кінцева передачі. Також, в сучасних автомобілях використовуються муфти для керуванням перерозподіленням крутного моменту між колесами та осями.

Вивчення виникнення відмов агрегатів трансмісії в процесі експлуатації автомобілів показало, що основною причиною їх появи в коробці передач є надмірне зношування і поломка зубів шестерень, внутрішнього і зовнішнього кілець і тіл кочення кулькових і роликів підшипників [2, 3].

Переважним дефектом шліцьових валів, що призводить до відмови агрегатів трансмісії, в основному, є знос зубів шліців по товщині, при цьому рідко трапляються випадки їх поломки. У задньому мосту і диференціалі найбільш часто спостерігається збільшений знос зубів по товщині і фарбування робочих поверхонь зубів пар конічних, циліндричних, підлозі осьових шестерень і сателітів.

Матеріали, опубліковані в літературних джерелах [3, 4, 5], також показують, що найбільш поширеними відмовами коробки передач, заднього моста і бортових передач є знос і ушкодження зубчастих коліс, валів, підшипників кочення і муфт перемикування передач.

Результати, отримані у табл. 2.1, говорять про те, що в автоколонії підприємства-бази практики, що мають у складі вантажні автомобілі, з вантажопідйомністю 6-8 тонн, спрямовані на усунення відмов, що виникли в агрегатах та вузлах протягом року, що становило 23745 годин, тобто. середньому на одного автомобіля припадає понад 337 годин. Якщо зважити на

середній час перебування в простої, то середньорічний простій становить 34 дні [2].

Таблиця 2.1 - Аналіз простоїв автомобілів бази практики через усунення відмов протягом одного року

Найменування агрегату чи вузла	Загальне простоювання через усунення відмов автомобіля, що виникали протягом року		Економічні втрати, пов'язані з усуненням відмов в агрегатах автомобіля, %	
	в годинах	в % від загального простою	Затрати на усунення відмов	Втрати доходів через простій на усунення відмов
Ремонт двигуна	6254	24	21	20
Ремонт муфти зчеплення	1709	4	5	4
Ремонт коробки передач	3554	13	19	17
Ремонт заднього мосту та диференціалу	3982	14	21	20
Ремонт переднього мосту	3272	10	11	9
Ремонт карданної передачі	1283	3	2	2
Ремонт електрообладнання та акумулятора	2845	9	3	7
Ремонт ходової частини та шинні роботи	191	7	5	6
Оббивальні роботи	655	2	1	2
Всього	23745	100	100	100

При підрахунку часу простою автомобілів та усунення відмов, що виникли, враховувалося: коефіцієнт технічної готовності парку автомобілів; кількість робочих днів на рік; тривалість робочої зміни слюсаря-ремонтника і кількість автотранспорту з даної вантажопідйомності початку року. Встановлено, що найбільший простій автомобілів відбувається через відмову

агрегатів трансмісії, при цьому простої через відмову коробки передач склали 13% і для заднього мосту 14% від загального часу простою по автомобільному парку.

Таблиця 2.2 - Розподілення дефектів в заміненіх деталях агрегатів трансмісії автомобілів протягом одного міжремонтного періоду експлуатації

Дефекти робочих поверхонь деталей	Замінені деталі агрегатів трансмісії за наявністю дефектів, %			
	зубчасті	шліцьові	підшипники	муфти
Знос граничний	47,6	9,8	40,5	9,3
Пластична деформація чи мікрорізання	8,1	40,9	13,5	68,7
Схоплення	18,5	-	8,8	-
Викришування – пітинг поверхні	12,1	2,5	23,3	-
Деформації при крученні	2,5	17,5	-	-
Ламке руйнування	4,2	12,0	11,4	22
Інші види виникнення відмов	7,0	17,3	2,5	-
всього	100	100	100	100

Дані, наведені у табл. 2.2 показують, що замінені через зношування підшипників у вантажних автомобілях в результаті попадання абразивного пилю в масла агрегатів в процесі експлуатації становлять 40,5%.

За міжремонтний період експлуатації автомобілів 47,6% шестерень замінюються в результаті виникнення схоплювання на головці і на ніжці зубів, де відбуваються найбільші прослизання. Це виникає особливо після стирання з поверхні зуба цементованого або загартованого струмом високої частоти шару. На початку експлуатації в зоні полюса зачеплення зубчастих коліс ймовірність втомного руйнування (утворення піттингу) підвищується, значення якого в

цілому для зубчастих коліс, що працюють в маслі, становить 12,1%. Щонайменше зубчасті колеса виходять з ладу через пластичну деформацію, тендітне руйнування та деформацію при крученні [5, 6, 7].

Дефекти на шліцевих сполуках виникають в основному внаслідок пластичної деформації чи мікрорізання – 40,9%; деформації при крученні – 17,5%; крихкого руйнування – 12% та зносу зубів – 9,8% [7].

Превалюючими відмовами підшипників кочення, у яких вони замінюються через знос кілець і тіл кочення - 40,5%; викришування - піттинг поверхні - 23,3% та пластичної деформації - 13,5% [8].

Переважає більшість муфт перемикачів замінюються в процесі експлуатації машин через пластичну деформацію - 68,7% і ламкого руйнування - 22% [2].

Таким чином, на основі аналізу несправностей, що виникають в агрегатах і вузлах машин в процесі їх експлуатації, можна зробити наступні висновки:

1. Агрегати трансмісії колісних машин працюють у найбільш важких умовах експлуатації, пов'язаних з високою запиленістю навколишнього середовища, що визначає технічного стану агрегатів.

2. У автомобілях і тракторах найбільш лімітуючими за надійністю є зубчасті колеса, підшипники кочення, шліцьові з'єднання і зубчасті муфти агрегатів трансмісії.

Типовим агрегатом трансмісії, що містить вали, підшипники та зубчасті колеса є механічна коробка передач.

Механічна коробка передач, яка встановлюється на сучасні автомобілі, має багато загальних елементів конструкції, таких як шестерні, вали, підшипники. Тому, можливо виділити загальні несправності механічної коробки передач, характерні для будь-якої конструкції чи моделі автомобіля.

Умовно їх можна розділити на несправності власне коробки передач і несправності механізму перемикачів передач. До загальних несправностей коробки передач відносяться:

- зношення муфт синхронізаторів;
- зношення шліцьових з'єднань муфт синхронізаторів;
- зношення шестерень;
- знижений рівень масла в коробці;
- зношення підшипників ведучого, веденого та проміжного валів;
- ослаблення різьбових з'єднань кріплення коробки передач;
- зношення сальників.

Основними причинами зазначених несправностей є [6, 7]:

- порушення правил експлуатації (використання неякісного масла, робота автомобіля з несправним зчепленням);
- низька якість комплектуючих;
- граничний термін служби коробки передач;
- некваліфіковане проведення робіт з технічного обслуговування і ремонту коробки передач.

Важливим завданням при експлуатації автомобілів є підтримання його надійності на оптимальному рівні, яка б забезпечувала безвідмовне виконання транспортної роботи та мінімізувала витрати на перевізний процес. Надійність автомобіля залежить від надійності його складових частин, і одними з таких частин є коробка передач (КП) автомобіля та механізм зчеплення.

Результати аналізу експлуатаційної надійності автомобілів на прикладі автомобіля КАМАЗ різних моделей показали, що середнє напрацювання на відмову елементів КП має значну варіацію від середнього значення. Так, для шестерень, зубчастих муфт та підшипників вона варіюється в межах від 900 до 70000 км. (рис. 2.1, а, б, в), причому можна стверджувати, що величини з сильним відхиленням від середнього не є випадковим явищем. Результати аналізу статистики відмов за рік експлуатації вантажних автомобілів підприємства (рис. 2.1, г) також підтверджують це положення.

Це означає, що технічне обслуговування КП та механізму зчеплення важко підвести до планового пробігу, а доцільніше обслуговування за фактичним станом з визначенням дефекту на стадії розвитку. Таким чином,

розвиток напрямку діагностування КП та механізму зчеплення автомобіля за фактичним станом є актуальним завданням.



а)



б)



в)

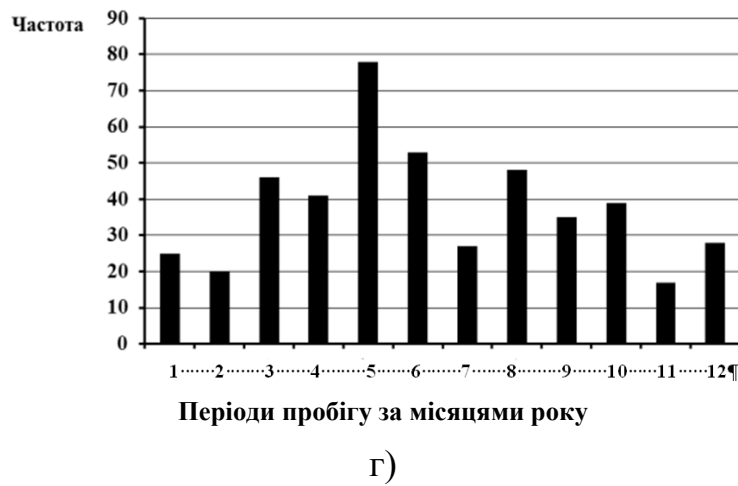


Рисунок 2.1 – Частота виникнення дефектів: а) шестерень КП автомобіля КАМАЗ; б) підшипників КП автомобіля КАМАЗ; в) зубчастої муфти КП автомобіля КАМАЗ; г) коробки передач протягом року експлуатації.

2.2 Діагностичні ознаки несправностей механічних трансмісій та їх акустичні прояви

Деякі несправності коробки передач можна встановити за зовнішніми ознаками (табл. 2.3) [4, 5]:

- шум коробки передач;
- ускладнене перемикання передач;
- мимовільне вимикання передач;
- підтікання масла.

Таблиця 2.3 - Зовнішні ознаки і відповідні їм несправності механічної коробки передач

Ознаки	Несправності
шум в нейтральному положенні	знос підшипника ведучого вала; низький рівень масла в коробці
шум при включенні передач	знос або деформація блокуючого пристрою; знос муфт синхронізаторів; ослаблення різьбових з'єднань кріплення коробки передач; неповне вимикання зчеплення
шум при роботі коробки	знос підшипників; знос муфт синхронізаторів; низький рівень масла в коробці
утруднене	знос муфт синхронізаторів;

включення передач	знос шестерень; низький рівень масла в коробці; знос або пошкодження штока перемикавання; ослаблення кріплення або пошкодження троса (тяги) приводу; неповне вимикання зчеплення
мимовільне вимикання передач	ослаблення різьбових з'єднань кріплення коробки передач; заїдання троса (тяги) приводу; знос муфт синхронізаторів; знос шліцьових з'єднань муфт синхронізаторів; знос шестерень; знос штока перемикавання; знос вилки перемикавання; знос підшипників веденого (проміжного) вала
підтікання масла	ослаблення різьбових з'єднань кріплення коробки передач; знос сальників

Шум в коробці передач може проявлятися в різних умовах - в в нейтральному положенні важеля перемикавання, при включенні деяких передач, при роботі коробки. Кожен з цих видів шумів говорить про певні несправності механічної трансмісії. Кожен з цих шумів свідчить про певні несправності механічної коробки передач.

При діагностуванні не завжди можливо поставити точний діагноз по зовнішнім ознакам, тому що одній і тій же зовнішній ознаці може відповідати декілька несправностей коробки передач. Тому, встановлення конкретної несправності проводиться, як правило, при демонтажі і розбиранні коробки. Однак, демонтаж та розбирання коробок передач дуже трудомісткий процес, що потребує спеціального обладнання та кваліфікованих виконавців. Тому, якісне діагностування коробок передач без демонтажу та розбирання з постановкою точного діагнозу є актуальним завданням сервісу автомобілів.

Зубчасті механічні передачі та підшипники кочення коробок передач – являються найбільш поширеними механізмами автомобілів і їх агрегатів, зважаючи на свою надійності і довговічності. В процесі роботи навіть справна

коробка виробляє шум і вібрацію, вимірявши які можна вирішувати питання визначення його технічного стану.

В процесі експлуатації неодмінно відбувається поява дефектів шестерень, надмірний розвиток яких може призвести до порушення роботи або поломки приводу [11, 12].

До дефектів багатовальних коробок передач відносяться як дефекти виготовлення і складання, так і дефекти, що з'являються в процесі експлуатації, що порушують умови функціонування зубчастого зачеплення. Дефекти виготовлення і складання визначають вихідні характеристики віброакустичних процесів для подальшого порівняння їх з поточними характеристиками в експлуатаційний період.

Дефекти, що з'являються в процесі експлуатації контактуючих поверхонь зубів є окремими збуджуючими чинниками, які викликають зміну властивостей віброакустичного сигналу зубчастої передачі. До таких дефектів відносять *абразивне зношування* робочої поверхні зубів, *викришування* зубів, *заїдання* робочих поверхонь, *тріщини* і *злам* зубів (рис. 2.2).

Найшвидшим і тому небезпечним видом пошкодження зубів є їх руйнування, що починається з появи тріщини і закінчується сколом або поломкою зубів. Крім того досить частим експлуатаційним дефектом є порушення режиму мащення контактуючих поверхонь, що приводить до шумового наповнення спектра вібрації. Зміни, що викликаються дефектами шестерень, відносяться до характеристик вібрації, зокрема і спектра коливань, внаслідок цього відбувається зміна енергетичної складової спектра сигналу.

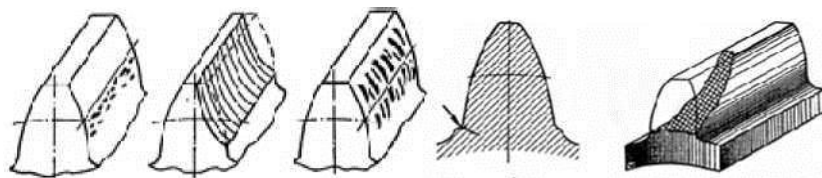


Рисунок 2.2 -. Види пошкоджень зубів: викришування, абразивний знос, заїдання, тріщина, поломка

Абразивне зношування зубчастого зачеплення відноситься до категорії розподіленого експлуатаційного дефекту [2, 3, 4]. Призводить до збільшення бічного зазору, до відривання профілів зубів в зачепленні і ударному режиму збудження коливань. Це приводить до збільшення енергії гармонійного ряду частот, кратних частоті зачеплення, і перерозподілення енергії між компонентами цього ряду на користь високочастотних компонент.



Рисунок 2.3 - Зношення зубів шестерні коробки передач

Вплив на характер вібрації абразивного зношування контактуючих поверхонь виражається в зменшенні шумової компоненти і збільшенні амплітуд гармонійного ряду частот зубчастого зачеплення кінематичного вузла [8, 10, 13]. Рівномірне абразивне зношування завжди супроводжується зростанням загального рівня спектральних складових вібрації практично у всьому діапазоні вимірюваних частот.

Загальне збільшення рівнів спектральних компонентів, особливо в високочастотній області, визначає ступінь розвитку зношування поверхонь зубів, що при сильному зношуванні призводить до появи в спектрі широкосмугових областей з високим рівнем шуму, які можуть поглинати складові основних частот збудження. Однак, кожна зубчаста пара характеризується своїми частотами збудження: частотами обертання валів, зубцеву частотою і їх гармоніками [10].

Викришування зубів (підтіг) часто стає причиною вторинних руйнувань, тому важливо своєчасно діагностувати даний вид пошкодження. Розвиток локального пошкодження типу ямок викришування супроводжується зміною

віброакустичного сигналу як в діапазоні робочих частот, так і за його межами - в зоні високочастотних резонансів механічної системи, викликаними амплітудною модуляцією коливального процесу в зубчастій передачі періодичним відтворенням ударних імпульсів, що з'являються при потраплянні дефекту в зону взаємодії [8]. Зміни в віброакустичному сигналі зубчастої передачі при виникненні ямок викришування спостерігаються як на вимушених, так і на власних частотах [9].

У роботах [6, 7] зазначено, що вищерблення призводить до збільшення деформації зубів, а точніше - до зростання його контактної складової. З цієї причини жорсткість зубчатого зачеплення передачі в момент дотикання зуба, що має дефект, знижується, що здійснюється один раз за один оборот валу. Піттинг спричиняє також флуктуацію тиску в період контактування дефектного зуба, наслідком чого є підвищення глибини амплітудної модуляції - зростання амплітуд. При піттингу, що являє собою втомно-контактне руйнування, бічних поверхонь зубів шестерень спостерігається поява періодичних амплітуд вібрації, модулюючих основний процес появи коливань.

Заїдання контактуючих поверхонь шестерень - це найбільш розповсюджений вид руйнування при дії високих температур, який з часом певного напруцювання може отримувати лавинного характеру, в результаті чого передача виходить з ладу. Заїдання часто супроводжується нерегулярними викидами в тимчасовому сигналі, флуктуаціями амплітуд гармонік зубцевої частоти. Важливо, що перераховані ознаки можуть супроводжуватися появою і інших пошкоджень зубчастих коліс і не є характерними ознаками заїдання.

Однак досліджуючи модуляцію на зубцевих частотах, а точніше зміну рівнів (глибину модуляції) спектральних складових на частотах обертання валів, можна розпізнавати заїдання на початковому етапі [16].

Тріщини і злам зубів зубчастих коліс - найбільш небезпечний вид ушкодження зубчастих коліс, який може привести до відмови всього зубчастого механізму при попаданні продуктів руйнування в зачепленні,

підшипників або інших робочих органів механізму. При появі тріщини в основі зуба (або в іншому місці) жорсткість зубчатого зачеплення в момент здійснення контакту з цим зубом різко знижується. Це спричиняє передчасний вхід у контакт наступної пари зубів шестерні, при цьому відбувається удар [16, 17]. У віброакустичному сигналі з'являються імпульси, амплітуда яких буде рости зі збільшенням тріщини. Причому число імпульсів за один оборот колеса буде дорівнює числу пошкоджених зубів.



Рисунок 2.4– Викришування зубів шестерні вторинного валу

Крім коливань на вимушених частотах в діапазоні вібрації присутня яскраво виражена реакція механічної системи на власних частотах на вплив періодичної послідовності ударних імпульсів при попаданні локального дефекту в зону контакту зубів [18].



Рисунок 2.5 - Зношування посадочного місця під підшипник

До *дефектів підшипників* слід віднести овальність і гранування доріжок кочення, різнорозмірність тіл кочення, відхилення їх форм від розрахункових,

відхилення форми від сферичної (рис. 2.6). Можливе підвищення параметрів шорсткості поверхні тіл кочення підшипників також є істотним дефектом, що має вплив на величину сили тертя, підвищує рівень випадкових компонентів вібрації підшипника.



Рисунок 2.6 - Зношення підшипників коробки передач

Вплив вказаних дефектів підшипників кочення на вібрацію валів коробки передач автомобіля призводить до виникнення компонентів вібрації на окремих частотах, що є кратними частотам обертання валу коробки передач. Такий самий вплив надають неспіввісність валу коробки передач і внутрішнього кільця підшипника, їх овальність або гранність. Зношення тіл кочення, відхилення їх форми від номінальної призводять до появи вібрації на частотах, що є кратними частотам обертання сепараторів і частотам обертання тіл кочення.

Дефекти зносу поверхонь кочення підшипників впливають на низькочастотні і високочастотні складові вібрації коробок передач. Вплив на високочастотні складові полягає не тільки в тому, що в процесі зношування збільшується коефіцієнт тертя кочення і інтенсивність випадкової вібрації, створюваної силами тертя, але і в тому, що при взаємодії дефектних поверхонь кочення виникають періодичні удари, що супроводжуються зростанням інтенсивності сигналу, як на вищих гармоніках, так і на його випадкових складових [14].

Вплив зношування на низькочастотну вібрацію підшипників кочення, (і агрегату в цілому), проявляється на тлі інших дефектів не відразу, а лише після того, як величина зношування перевищить якесь граничного значення, тобто на одному з останніх етапів експлуатації підшипника, характеризується високою швидкістю зносу. Складний склад спектра збуджуючих сил може привести до того, що через резонанс окремих вузлів коробки передач інтенсивність гармонік вібрації, створюваних силами ударного збудження і збігаються з резонансними частотами, різко зростає і може бути визначальною в загальному рівні вібрацій [12].

У підшипниках зі збільшеним через зношування поверхонь кочення радіальним зазором можливе виникнення незатухаючих коливань валів коробки передач.

Сили тертя в підшипниках є причиною появи випадкових складових вібрації, що вносять помітний внесок у загальний рівень вібрації коробки передач [12]. У підшипниках кочення сили тертя і створювана ними вібрація залежать від сил нормального тиску на поверхні кочення і коефіцієнта тертя кочення. Цей параметр, а також рівень вібрації викликаний ним, залежать від ряду параметрів підшипника, в тому числі від чистоти обробки поверхонь кочення, від кількості та якості мастила, від наявності та характеру зносу поверхонь кочення. Тиск на одне тіло кочення, яке контактує одночасно з обома кільцями підшипника, яка надається валом коробки передач, залежить

від дефектів складання підшипникової опори, що супроводжуються збільшенням цих сил і числа тіл кочення, що контактують з обома кільцями [13]. У той же час сили тертя не залежать від швидкості відносного обертання кілець підшипника. Отже, створювана ними вібрація має досить складну залежність рівня від швидкості обертання валів коробки передач [14].

Частка енергії, що витрачається на подолання сил тертя, перетворюється в енергію вібрації [11]. Так як коефіцієнт тертя кочення, залежить від сили нормального тиску і числа тіл кочення, що контактують з обома кільцями, то випадкова вібрація, створювана силами тертя, матиме амплітудну модуляцію.

Сприяти вирішенню проблеми виявлення дефектів коробки передач може вдосконалення засобів діагностики, що припускає впровадження в коло розв'язуваних ними завдань алгоритмів обробки сигналу, що знижують суб'єктивність прийняття рішення [8, 9].

Діагностично значущі гармоніки спектра можуть перекриватися і накладатися один на одного, призводити до появи резонансних зон, що ускладнює процес діагностики.

При ускладненій ідентифікації дефектів в силу зазначеної причини ефективно себе показав метод синхронного накопичення, реалізація якого в функціональних можливостях засобів діагностики дозволяє розділити частотні складові від різних джерел. Крім того, слід провести вимірювання вібрації в декількох точках приводу і зіставити спектри; змінити величину навантаження, що передається приводом; в деяких випадках слід виконати вимірювання при здійсненні розгону ведучого вала.

Точність здійснення оцінки наявного технічного стану, а також достовірність діагностики дефектів коробок передач з використанням віброакустичного сигналу значно залежить від досвіду фахівця-діагноста, його інформації про внутрішню конструкцію вузла і характеру вібраційних процесів. Незважаючи на значне поширення численних методів обробки і аналізу вібрації, програмних і апаратних засобів діагностики, постановка

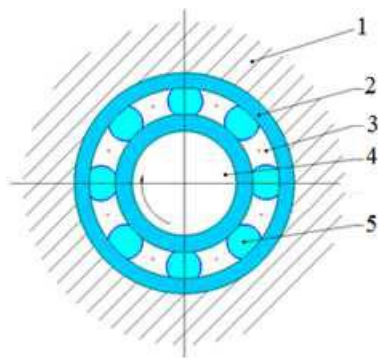
діагнозу містить велику частку суб'єктивності, процес діагностики тривалий і трудомісткий.

Наявність викладених проблем змушує продовжувати дослідження, спрямовані на розробку таких методів віброакустичного діагностики, які б дозволили підвищити її об'єктивність і ефективність, автоматизувати процес вимірювання, обробки і постановки діагнозу. Цьому сприяє розвиток обчислювальної техніки, систем програмування та комп'ютерної математики, що відкривають широкі можливості для реалізації поставлених цілей.

2.3 Характеристика дефектів підшипників кочення

В сучасності практично будь-яку машину неможливо уявити без підшипників будь-якого виду. Даний корисний винахід з'явився ще в давнину і знання про природу тертя ковзання та тертя кочення вдосконалювалися протягом не одної сотні років. Незважаючи на простоту цього винаходу, з першого погляду, він є дуже складним і тертя кочення є цілим комплексом явищ.

Підшипник є збірною одиницею, що є частиною опори будь-якого валу, створюючи тим самим рухому вісь (рис. 2.7).



3 – сепаратор; 4 – вал; 5-тіла кочення

Рисунок 2.7 - Схема підшипника кочення: 1 – корпус; 2 – зовнішнє кільце.

Кількість та положення тіл кочення в зоні зміни впливають на жорсткість підшипникового вузла. Зміна жорсткості, у свою чергою, впливає

на виникнення вібрацій, у свою чергу наявність дефекту викликає значне збільшення рівня вібрації. Дефекти підшипників кочення можна класифікувати в такий спосіб (рис. 2.8).

На даний момент накопичено великий досвід з конструювання, використання та діагностики підшипників кочення, проте зростання впровадження високоточних підшипникових вузлів у машинах великої продуктивності призводить до збільшення вимог до надійності та розробки нових методів діагностики для запобігання позаштатним ситуаціям у роботі агрегату.

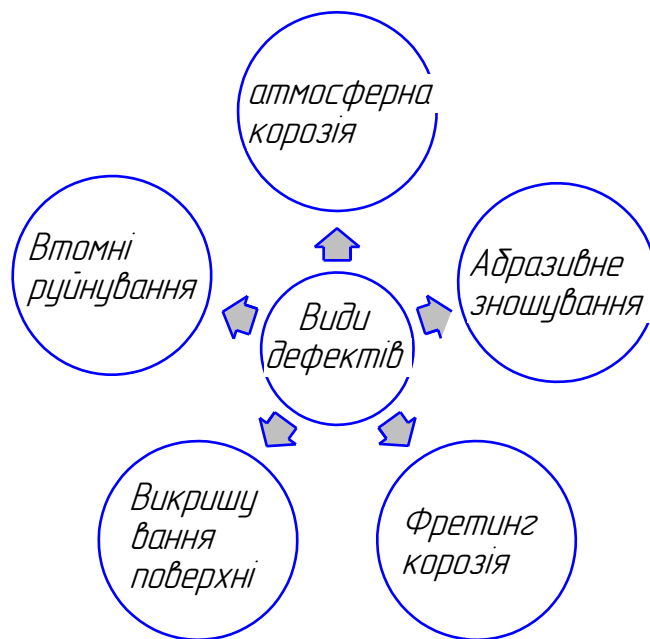


Рисунок 2.8 – Класифікація дефектів підшипників кочення

Забезпечення надійності машини, у тому числі підшипникових вузлів, є одним із найважливіших завдань машинобудування. До надійності прийнято відносити: безвідмовність, довговічність, ремонтопридатність, збереження.

Всі ці показники надійності позначаються на ресурсі машини та визначають тривалість експлуатації до граничного стану, а пошкодження та зношування окремих деталей призводять до появи додаткових навантажень, вібрацій тощо. Тому важливим завданням для надійної роботи машини є своєчасне проведення діагностичних робіт [5, 6], що дозволить підвищити ефективність використання устаткування. Дані методи застосовуються при

технічному обслуговуванні та проведенні планового та іншого виду ремонту. Діагностика дозволяє підвищити можливість безвідмовної роботи, знизити вартість експлуатаційних витрат і збільшити можливість ремонтпридатності обладнання, для цього широко використовують методи неруйнівного контролю (НМК). Ці методи дозволяють отримати достовірну інформацію про стан вузлів машини, причому без порушення їх працездатності. НМК [3] можна розділити за принципом роботи.

Вібрації можуть виникнути природно під час виготовлення деталей машини. При підвищенні рівня вібрацій вище за певний характеристики машини рівня може призвести до руйнування складових частин. Тобто крім того, що вібрації можуть бути причиною виникнення дефектів, вони можуть стати індикатором порушення роботи машини.

2.4 Методи діагностування несправностей підшипників трансмісії

Існує низка методів визначення технічного стану трансмісії. У роботі розглянуті методи, що дозволяють оцінити технічний стан вузла без розбору.

Найпростішим і найпоширенішим є органолептичний метод, його особливості розглянуті в роботі [17]. Певною мірою помилок суб'єктивної оцінки позбавляє логічний метод [18], але не достатньою мірою. Імовірність помилок першого та другого роду залишаються на високому рівні.

У роботі [19] розглянуто метод сумарного кутового люфту між вхідним та вихідним валами, що дозволяє визначати структурний параметр – знос профілю зуба. Автор стверджує, що виходячи з даного параметра, можна встановити несправності інших деталей КП. Недолік такого методу обумовлений складністю функціональних зв'язків між структурним параметром та технічним станом інших деталей КП, які явно не визначені.

Існує метод визначення технічного стану коробки передач по шуму, що випромінюється [20]. У роботі описаний метод, який дозволяє визначити зношування поверхонь зубів у зубчастому зачепленні коробки передач. Але цей метод не дає інформації про технічний стан інших елементів коробки передач,

та його використання утруднено складністю обробки даних та постановки діагнозу, що обмежує його застосування в умовах автотранспортних підприємств.

Аналіз робіт у галузі діагностування автомобільних агрегатів [21] показав, що віброакустичний метод оцінки наявності дефектів у механізмі є найточнішим серед розглянутих методів у цій галузі.

У роботі [22] представлені результати теоретичних та експериментальних досліджень у галузі діагностування коробки передач: встановлено наявність залежності між супутніми параметрами роботи коробки передач та наявністю дефектів у її елементах. Як супутній параметр прийнятий віброакустичний сигнал. Автором запропоновано "паспорт" несправностей коробки передач для автомобілів "ГАЗель" та "Соболь", де одинадцяти видам дефектів співвіднесені частоти в спектрі коливань. Причому кожній частоті, крім однієї, відповідає три дефекти. Ця обставина призводить до неоднозначного визначення виду дефекту при діагностуванні. Також помилкового діагнозу можуть призвести відсутність подальшої обробки сигналу, що дозволяє відокремити шуми у виміряному сигналі. Крім того, процес діагностування ускладнюється відсутністю спеціалізованого обладнання та узагальненого методу встановлення діагнозу.

Найбільш перспективним напрямком є комплексне діагностування, яке передбачає використання кількох методів діагностування щодо технічного стану об'єкта та його прогнозування. У роботі [23] розглянуто комплексний метод діагностування маточинних підшипників автомобіля на основі віброакустичного методу та вимірювання електричного опору у підшипнику.

Таким чином, існуючі засоби діагностування механізму зчеплення та КП автомобіля потребують вдосконалення.

Основна складність при використанні віброакустичного методу - обробка та аналіз отриманих сигналів, що передбачає виділення корисного сигналу з шумів. Сигнал, отриманий в результаті вимірювання датчиком прискорення, можна представити в наступному вигляді [21]:

$$s(t) = k(t)s_1(t) + m(t),$$

де $s_1(t)$ – корисна частина сигналу;

$k(t)$ і $m(t)$ – мультиплікативна та адитивна перешкоди.

Особливість діагностування трансмісії автомобіля за сигналами вібрації силового агрегату полягає в тому, що робочі процеси, що відбуваються в двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), вносять перешкоди, що в загальному обсягу перевищують у багато разів сигнали основних несправностей елементів трансмісії. Крім того, під час руху з боку коліс також надходять сигнали, які є на заваді. До мультиплікативної перешкоди в даному випадку можна віднести зміну режиму роботи ДВЗ, а до адитивних - коливання, що виникають в інших вузлах силового агрегату щодо вузла (коливання колінчастого валу, клапанів ГРМ, поршня при перекладці, форсунок в дизельному двигуні і т.д.). та процес згоряння в циліндрах.

Наявність особливостей під час діагностування трансмісії автомобіля вносить свої труднощі, наприклад: неможливо оцінити технічний стан за параметром середньоквадратичного значення величин, що характеризують вібрацію; утруднена установка датчика переміщення валу для оцінки його траєкторії руху або датчика синхронізації для синхронного усереднення за часом та ін.

Існує низка методів обробки сигналу вібрації. Для виявлення дефектів у підшипнику кочення або в зубчастому зачепленні на ранніх стадіях найбільш ефективним є метод аналізу спектра вібраційного сигналу, що оминає [23, 24]. Недоліком методу і те, що немає можливості досить повно автоматизувати алгоритми методу через складність вибору фільтра верхніх і нижніх частот під час попереднього аналізу [25]. Цей недолік може у тому числі усунути адаптивна обробка сигналів [26]. Досить ефективно позбавитися шумів дозволяє застосування методу автокореляції або емпіричного методу декомпозиції [26].

Зроблено висновок, що необхідно підібрати цифрові методи обробки сигналів, отриманих в умовах роботи автомобіля, а для зниження трудомісткості та складності процесу діагностування необхідно автоматизувати алгоритми методів обробки сигналів, що застосовуються.

Для підвищення точності діагностування складної системи необхідно знижувати ймовірність виникнення помилок першого та другого роду під час встановлення діагнозу. Цього дозволяє домогтися застосування кількох діагностичних параметрів різних процесів одного об'єкта, що веде до збільшення методів обробки отриманих сигналів.

Коробка передач і механізм зчеплення є складною діагностичною системою, для якої необхідний комплексний діагностичний параметр, що базується на трьох супутніх процесах: вібраціях на корпусах вузлів, шумі, що випромінюється, і температурі. Розроблена структурна схема комплексного діагностування вузлів трансмісії, представлена на рис. 2.9, умовно розбита на три напрями: підбір датчиків для формування сигналів, обробка сигналів та постановка діагнозу, взаємодія оператора (водія) із системою діагностики. Кожен напрямок містить ключові фрази, що характеризують відповідні їм напрямки.

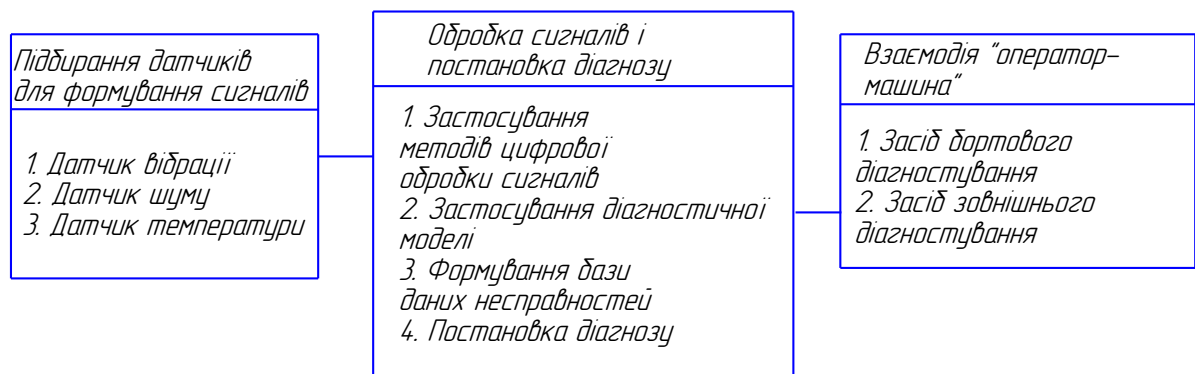


Рисунок 2.9 - Структурна схема комплексного діагностування вузлів трансмісії

Реалізація цієї схеми діагностування передбачає вирішення наступних приватних завдань:

- підбір датчиків;

- розробка апаратної складової для попередньої обробки отриманих сигналів;
- вибір методів цифрової обробки сигналів для усунення шумів та отримання інформативного сигналу;
- встановлення діагностичної моделі;
- розробка програмного забезпечення та алгоритмів його роботи для штатного та зовнішнього систем діагностування.

Вирішення наведених вище основних завдань дозволить підвищити ефективність діагностування вузлів трансмісії автомобіля, а також розвинути перспективну систему бортового діагностування.

Діагностування тепловим методом. Розвиток несправностей підшипників супроводжується зміною вібростану, підвищенням тепловиділенням і зміною в оливі концентрації металів [28].

У даній статті було розглянуто [28] питання створення методики контролю та діагностування підшипників за штатно вимірюваним функціональним параметрами, пов'язаним з температурним станом підшипників, запис яких здійснюється в систему реєстрації весь час роботи двигуна.

Перелік вимірюваних параметрів, що відображають тепловий стан підшипників різних агрегатів і, як правило, включає температури оливи на вході і виході з агрегату і в деяких випадках - безпосередньо вимірювання температур підшипників (зовнішніх обойм). Такий замір, зокрема, реалізований для найбільш навантажених кулькових підшипників на електродвигунах і ряді інших типів агрегатів [29]. По досвіду експлуатації безпосередньо виміряна температура підшипника є дуже чутливою до зміни технічного стану.

У системах контролю та діагностування застосовується допусковий контроль температур, проте він дозволяє виявити зміну стану лише на пізній стадії розвитку несправності. У ряді систем діагностування [30] застосовуються алгоритми трендового аналізу температурних параметрів.

Однак, застосування алгоритмів трендового аналізу ускладнене через досить суттєві коливання температури підшипника при змінах режиму та умов роботи (тобто не викликаних зміною технічного стану).

Якщо врахувати якимось чином вплив на температуру режиму та умов роботи, що вимірюється, то зміна температури може бути пояснена зміною технічного стану. А за величиною відхилення виміряної температури від деякого еталона справного стану, з урахуванням накопиченої статистики та досвіду експлуатації конкретного двигуна можна судити про фактичний стан підшипника.

Розглянемо вплив режиму та умов роботи на температуру підшипників.

Найбільш повно питання температурного стану підшипників розглянуто у роботі [31]. Температура підшипників залежить від кількох основних факторів:

- споживаної потужності, інакше кажучи, тепловиділення у підшипнику;
- зовнішнього підведення тепла (через елементи конструкції опори або через обдування підшипника гарячим повітрям);
- прокачування оливи та температури оливи на вході в агрегат.

На рис. 2.10 наведемо приклад зміни температури підшипника одного з агрегатів у ході розвитку несправності. Можна відзначити дві ділянки на графіку - ділянка плавного зростання температури перед аварією (з 120°C до $\approx 160^{\circ}\text{C}$, початок плавного зростання за 14 хвилин до руйнування) і ділянка стрибкоподібного збільшення температури при руйнуванні підшипника (з $\approx 160^{\circ}\text{C}$ до 310°C). З рис. 2.10 добре видно суттєва зміна скоригованого значення температури при розвитку несправності. Також, змінювалося і виміряне значення температури, проте за цією зміною не можна було однозначно судити про розвиток аварії на ділянці плавного зростання температур, так як температура залишалася в межах допуску. Введення контролю скоригованої температури дозволяє надійно визначити початковий момент руйнування підшипника шляхом використання тренд аналізу або введенням більш жорсткого допуску.

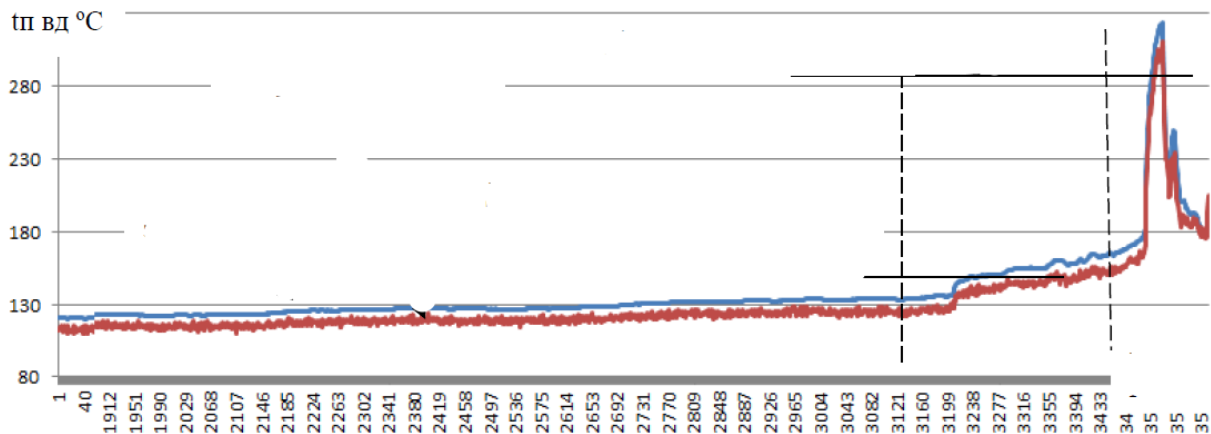


Рисунок 2.10 – Зміна температури підшипника ротора в ході розвитку його зношування

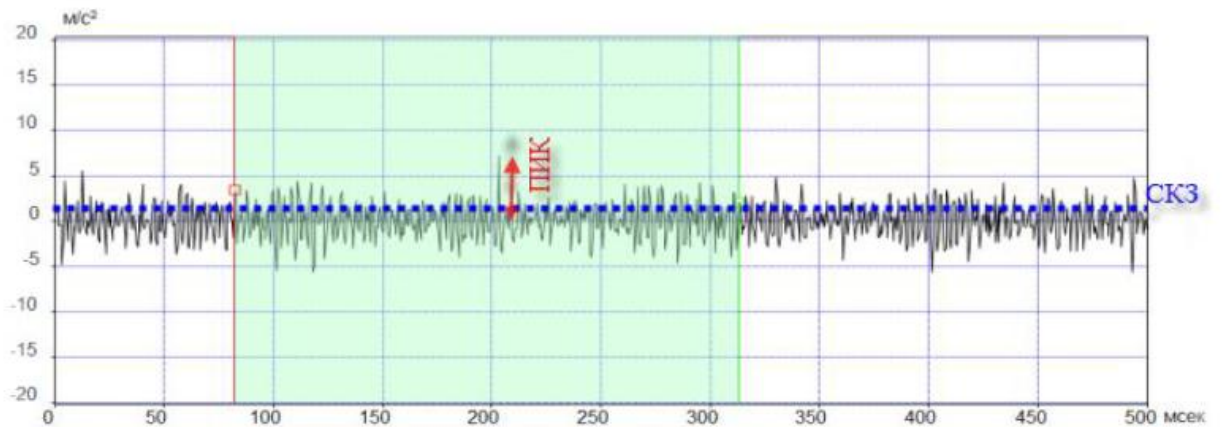
Метод ПІК-ФАКТОРУ. Суть методу Пік-Фактора (ПФ) полягає в тому, що у випадку появи дефектів, що лише починають розвиватися в підшипнику відбувається появи високочастотних ударних імпульсів і, отже, підвищується рівень піків амплітуд коливань у високочастотному сигналі вібрації, при цьому значення його середньоквадратичного рівня, як правило, може бути незмінним. Зростання значення ПФ, що перевищує деякий пороговий рівень, свідчить про виникнення одиничних ударних імпульсів (наприклад: мікроудари тіл кочення про раковину на внутрішній кільці підшипника), а подальше зниження рівня ПФ говорить про появу великої кількості ударних імпульсів, небезпечних подальшої експлуатації підшипника.

Для оцінки технічного стану підшипника за допомогою даного методу використовують найпростіший віброметр, що дозволяє вимірювати два параметри вібрації:

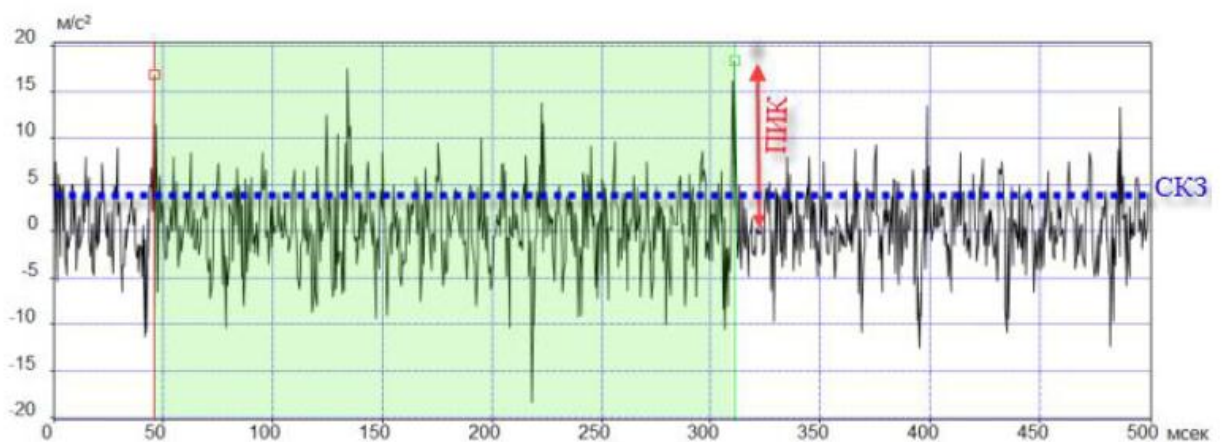
1. Середньоквадратичне значення (СКЗ) амплітуди віброприскорення, тобто енергію вібрації;
2. Пікове значення (ПІК) амплітуди віброприскорення (позитивну, негативну або розмах значення не має).

Відношення двох параметрів ПІК до СКЗ має назву Пік-Фактору. У разі коли немає ударних імпульсів значення пік-фактора високочастотної вібрації поверхонь підшипника кочення нижче 3-5, а коли мають місце ударні

імпульси значення цього показника може бути навіть більше 10. Принцип дії методу Пік-фактору заснований на ударних імпульсах, і його можливо проілюструвати на прикладі високочастотних часових сигналів вібрації (рис. 2.11). Слід запам'ятати, що на величину ПФ впливає вибір часового інтервалу форми сигналу для її аналізу. Як правило, він не повинен бути меншим за 10 повних оборотів валу машини або механізму. На рис. 2.11 досліджуваний часовий інтервал виділено зеленим кольором, вище графіка видно, яке значення в цьому інтервалі набуває ПФ і СКЗ. Якщо під час вибору інтервалу значення $\text{ПФ} < 3$, то інтервал слід збільшити. Механізм зміни контрольованих параметрів вібрації з розвитком дефекту в підшипнику показаний на рис. 2.11. Спочатку в міру появи та розвитку дефекту в підшипнику наростає параметр ПІК а СКЗ змінюється дуже мало, оскільки окремі дуже короткі амплітудні піки практично не змінюють енергетичні характеристики сигналу.



а)



б)

а – нормальний стан підшипника; б – підшипник зношений до граничного стану.

Рисунок 2.11 - Часова форма вібросигнала.

Далі, по мірі збільшення амплітуди та кількості піків, починає збільшуватись енергія сигналу, зростає СКЗ вібросигналу. Через тимчасовий зсуву між ПК значенням амплітуди і СКЗ ПК-Фактор матиме явно виражений максимум на часовій осі. На цьому базується метод ПФ.

Віброакустичний метод. Для перевірки технічного стану підшипників трансмісії кочення велику роль із існуючих методів грає саме вібродіагностика.

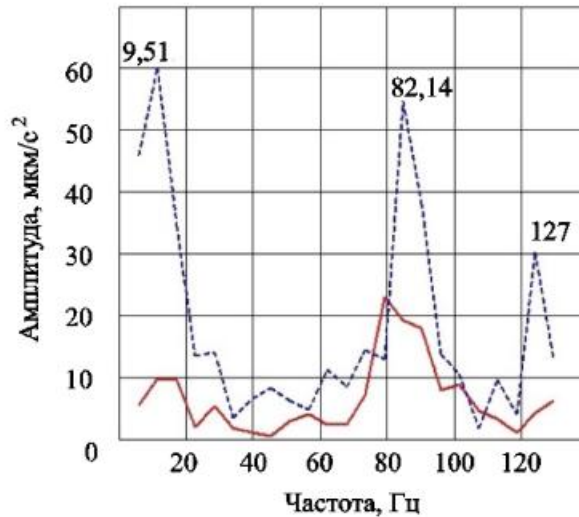
Даний метод заснований на аналізі комбінації параметрів вібрацій, за якими можливо визначити стан обладнання, місце та причини виникнення вібрацій для їх подальшого усунення, ряд дефектів: дисбаланс - характеризує невірноваженість деталей машини, що обертаються; неспіввісність валів – випадки, коли збігаються осі валів; непаралельність валів – усунення валів один щодо одного не паралельно; ослаблення опор валів - впливає на врівноваженість валу, а також такі дефекти, як порушення геометрії лінії валу, різні пошкодження вузлів підшипникових.

Згідно з нормативними документами, пошкодження підшипників можна визначити за допомогою вимірювання вібрацій за характерними для частин підшипника частотами пошкоджень. Пошкоджений підшипник створює вібраційні складові, які не кратні оборотній частоті обертання валу. Такі компоненти є сигналом несправності підшипника.

Однією із причин вібрації при роботі підшипників кочення під час функціонування вузла є сили тертя в елементах підшипників. Дефекти зносу викликають періодичну зміну коефіцієнта тертя, що призводить до модуляції рівня вібрації різними частотами.

Більшість дефектів зношування підшипників кочення призводить до модуляції випадкової високочастотної вібрації підшипникового вузла частотами, пов'язаними певними співвідношеннями з частотою обертання одного з кілець підшипника [32] (рис. 2.12).

Внаслідок нерівномірного зношування поверхні кочення у місцях найбільшого відхилення від первісної форми вона має підвищену шорсткість.



суцільна лінія – новий підшипник; пунктирна лінія – зношений в низькому діапазоні.

Рисунок 2.12 - Спектр віброприскорень підшипників.

При прокочуванні такою поверхні тіл кочення змінюється сила тертя і, отже, з'являється модуляція високочастотної випадкової вібрації підшипника тими самими частотами, у яких зростає низькочастотна вібрація при плавному зміні форми поверхонь кочення, т. е. межах поля допуску [27]. Крім того, у зв'язку з потраплянням в мастильний матеріал продуктів зношування його якість погіршується, що призводить до зміни характеристик високочастотної вібрації підшипника.

На рис. 2.12 показаний спектр вібропереміщень нових та зношених підшипників (діапазон частот понад 3 кГц). Потужність спектра у зношених підшипників значно вища.

Нерівномірне зношування поверхонь кочення кілець і тіл кочення веде до зростання моменту тертя в підшипнику, низькочастотної підшипникової вібрації та збудження високочастотної вібрації за рахунок модуляції сил тертя.

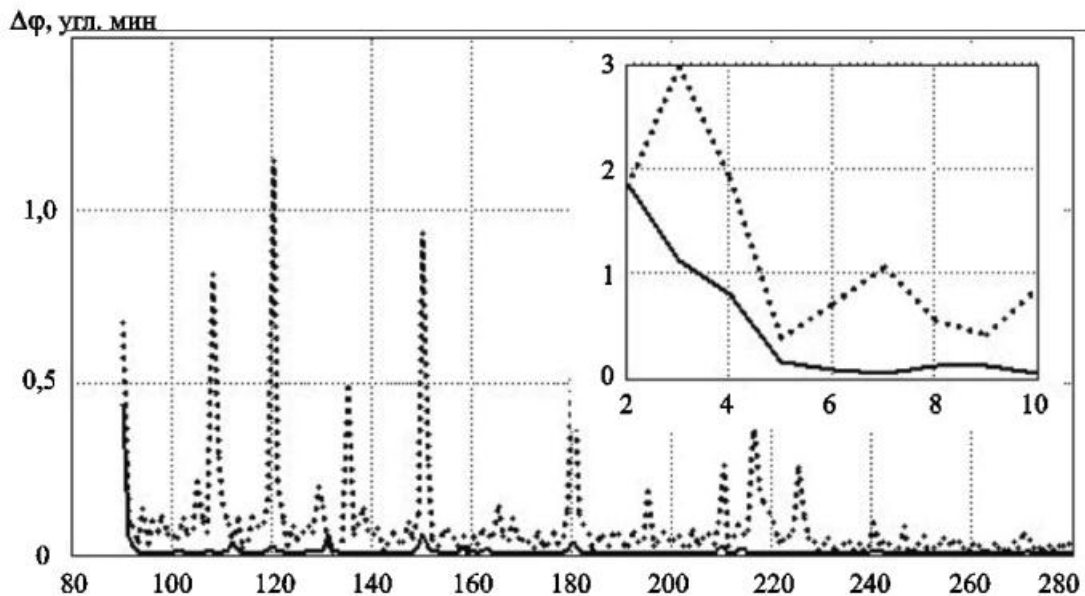
У більшості методів діагностування передбачена установка вібродатчиків поперечних коливань на зовнішній обоймі підшипника або у безпосередній близькості від неї. Однак встановити такий датчик безпосередньо на зовнішній обоймі підшипника практично неможливо, його встановлюють на корпусі механізму. У зв'язку з цим датчик сприймає сумарний сигнал від усіх джерел, у тому числі й тих, що не належать до вібродіагностики.

У роботі [20] розглянуто питання виявлення зношування підшипників кочення з використанням різних методів аналізу вібросигналів із датчика поперечних коливань (акселерометра).

Зазначено, що такий сигнал містить велику шумову складову, спричинену причинами, не пов'язаними з зношуванням підшипника. Такими причинами є кутове та осьове зміщення, дисбаланс валу, електричні перешкоди, похибка установки датчика, коливання моменту, що крутить [20].

У цій роботі пропонується для діагностики підшипникових вузлів механізмів роторного типу використовувати інформацію про крутильну складову вібрації, що знімається датчиком кутових переміщень (ДКП) [20]. ДКП з'єднується з валом, встановленим у підшипниках, що випробовуються, наприклад з валом редуктора. Такий вібросигнал практично не містить шумової складової, оскільки ДКП не реагує на вібрації корпусу та інших сторонніх механізмів, встановлених поблизу.

На рис. 2.13 показаний вібросигнал, знятий із ДКП, з'єданого з тихохідним валом черв'ячного редуктора [20]. У вібросигналі присутні гармоніки підшипникових частот: низькообертових підшипників валу черв'ячного колеса та високообертових підшипників валу черв'яка. Видно, що амплітуда вібросигналу $\Delta\varphi$ зношених підшипників практично у всьому діапазоні частот вища.



Суцільна лінія – для валів на нових підшипниках; пунктирна лінія – для валів на зношених підшипниках

Рисунок 2.13 - Вібросигнал з датчика кутових переміщень.

Таким чином, в роботі показано, що для діагностики технічного стану підшипників кочення в роторних механізмах типу можна використовувати вібросигнали з датчика кутових переміщень.

Такий сигнал практично не має шумової компоненти, що значно спрощує його аналіз.

2.5 Характеристика віброакустичного методу діагностування коробок передач

Відомі на сьогоднішній день методи віброакустичної оцінки технічного стану силових машинних агрегатів можна розділити на суб'єктивні і об'єктивні. Найбільш поширеним є суб'єктивний метод. Його суть в прослуховуванні функціонування агрегату без використання спеціальних приладів, або з використанням нескладних пристроїв. Точність постановки діагнозу залежить від досвіду діагноста, який виконує перевірку технічного стану. Тому можливість помилки велика. Крім того, відчутні неозбресним вухом оператора зміни параметрів віброакустичних параметрів

роботи агрегатів трансмісії часто свідчать про критичні величини зносу і поломки. Результати діагностування таким методом неможливо документувати. У зв'язку з цим застосування такого методу вкрай обмежене. Хороший ефект від його застосування можна отримати лише доповнюючи його методами об'єктивної діагностики.

Віброакустичний метод діагностування дає можливість виконувати безрозбірну перевірку, при якій зменшуються витрати трудових ресурсів і часу на проведення операції. Технічний стан будь-якої зубчастої пари шестерень може бути оцінений за допомогою аналізу вібросигналів [19]. Таке положення доцільне як для одиначної зубчастої пари шестерень, так і для складних багатовальних зубчастих передач (редукторів, мультиплікаторів). Віброакустичний сигнал має складну структуру, що залежить від динаміки механізму і набору комплектуючих його вузлів, містить корисну складову і перешкоди, які перешкоджають точній розшифровуванні інформації, що міститься в сигналі. По-перше, енергія, що виділяється в процесі зубчатого зачеплення не дуже велика; по-друге, зони встановлення вібродатчиків, які через особливості конструкції приводів, сильно віддалені від місця зубчатого зачеплення.

Тому траєкторія передачі енергії коливань зубчатого зачеплення істотна і сигнали в ньому занадто згасають. Таким чином, для підвищення інформативності слід застосовувати профільні програмні і електронні засоби, висококваліфікованих фахівців, а також враховувати конструктивні і силові особливості конкретного об'єкта діагностування при розробці методів контролю.

На даний час накопичено достатньо суттєвий набір методів ефективною віброакустичної діагностики та аналізу елементів механічних зубчастих приводів. Вони засновані на Фур'є-перетвореннях і дають узагальнену картину віброактивності досліджуваної системи і дозволяють в ряді випадків успішно виявити і локалізувати дефект. Однак, в реальних умовах експлуатації

механізмів, коли режим їх роботи непостійний, чутливість і достовірність цих методів знижується.

Найбільшого поширення набули методи спектрального, кепстральних і синхронного аналізу вібрації, а останнім часом - вейвлетного аналізу.

Найпростішим з об'єктивних методів віброакустичного діагностики є енергетичний метод, заснований на вимірюванні потужності або амплітуди одержуваного сигналу. Метод будується на вимірюванні величин віброакустичних сигналів в контрольно-діагностичних точках і порівнянні їх з еталонними значеннями [13]. Розвитком енергетичного методу є частотний метод, який передбачає виділення з вимірюваного сигналу складових у певних частотних діапазонах і подальший аналіз виділених складових. Метод частотного аналізу використовується не тільки для контролю і діагностики машин, але і для їх аварійного захисту.

Фазо-часовий метод, заснований на порівнянні форми сигналів, виміряних через фіксовані проміжки часу, найбільш ефективний для діагностики машин зворотно-поступальної дії, навантажувати послідовно, через однакові інтервали часу. Цей метод успішно використовується для контролю стану машин зворотно-поступальної дії з декількома однаковими вузлами (циліндрами і поршнями), що навантажують послідовно через однакові інтервали часу [13].

Порівняння форми сигналів з еталонною можна зробити за допомогою спектрального методу, заснованого на вимірюванні амплітуд віброакустичних сигналів в обмежених діапазонах частот. При використанні такого виду аналізу сигналів діагностична інформація міститься в співвідношенні амплітуд основною складовою і кожної з кратних їй по частоті складових. Такий метод застосовується для аналізу сигналів з датчиків тиску, вібрації, шуму, а також датчиків струму і напруги в електричних машинах і апаратах [13].

Всі ці методи мають загальний недолік при використанні в задачах діагностики коли потрібно виявити зароджувані дефекти різних вузлів. Це

пояснюється тим, що розкид значень вимірюваних параметрів навіть у групі типових бездефектних механізмів, часто перевищує зміни, притаманні для появи дефектів, що зароджуються. Дефекти в початковій стадії розвитку можуть мати набагато менший вплив, змінюючи характерні для цих дефектів величини параметрів вібрації всього в 2-3 рази [14].

Розвиток засобів вимірювань і обчислювальної техніки дозволив частково вирішити проблеми контролю і діагностики шляхом створення систем контролю машин і механізмів на базі розглянутих методів. Такі системи, спрямовані на безперервний контроль діагностичних параметрів певної машини або механізму, мають специфічні режими адаптації на первинному етапі функціонування, коли дефекти найчастіше не з'являються. На цьому ж етапі виявляються і враховуються особливості впливу режимів роботи машин і зміни зовнішніх умов, таких як температура, якість електроживлення і т.д. на діагностичні параметри. Це знижує ймовірність помилкового спрацювання системи контролю при зміні режимів або зовнішніх умов [13].

Для оцінки стану підшипникового вузла використовується датчик віброприскорень, що встановлюється безпосередньо на корпусі підшипника.

3. Методика експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися шляхом реєстрації сигналів агрегатів конструкційні елементи, яких перебувають, як в справному, так і в несправному технічному стані. Як об'єкт експериментальних досліджень була вибрана 5-и ступенева коробка передач автомобіля «ГАЗель».

При проведенні і підготовці експериментальних досліджень застосовувалося спеціалізоване обладнання, призначене для знімання, обробки, реєстрації та зберігання отриманої інформації. Дане обладнання було пристосоване для реєстрації віброакустичного сигналу. На фото представлено зображення аналізатора сигналів (рис. 3.1), а також датчиків віброприскорень, що кріпляться до картера коробки передач.



Рисунок 3.1 - Аналізатор сигналів (осцилограф)

В якості первинного перетворювача механічних коливань в електричний сигнал були обрані п'єзоелектричні датчики віброприскорень, (рис. 3.2). Дані датчики забезпечують лінійну залежність вихідного сигналу від рівня віброприскорень з точністю 1...4%. Використані в даному вимірювальному комплексі мають такі технічні характеристики (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики датчика

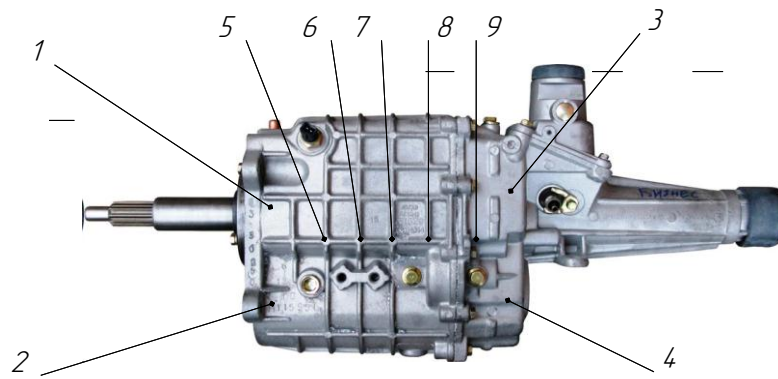
Тип датчика	Резонансна частота, кГц	Максимальне вимірюване віброприскорення м / с ²	коефіцієнт перетворення по напрузі, мВ * с ² / м	Відносна чутливість 4%)	Робочий температурний діапазон ° С	Максимальна похибка перетворення, %	Маса без кабелю, г	Розміри, мм
440	46	30000	6,4	4	0 ... 260	2,4	20	15x12

Отриманий в первинному перетворювачі електричний сигнал необхідно нормалізувати і подати на плату АЦП. Після чого проводиться його обробка і аналіз. У вимірювальному комплексі використовується аналізатор сигналу СМ-3001. У ньому об'єднані передпідсилювач, плата АЦП і плата аналізу сигналу. Для запису первинної інформації в цифровій формі на жорсткий диск використовувався ноутбук.



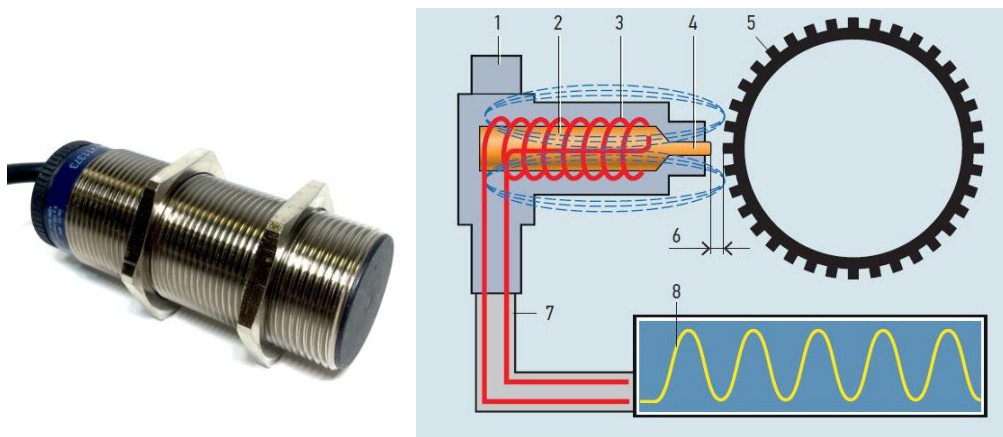
Рисунок -3.2 Індуктивний датчик віброприскорень

Зони встановлення датчиків представлені на рис. 3.3.



- 1 – підшипник первинного валу;
 2 – підшипник передній проміжного валу;
 3 – підшипник вторинного валу;
 4 – підшипник задній проміжного валу;
 5 – шестерні третьої передачі;
 6 – шестерні другої передачі;
 7 – шестерні першої передачі;
 8 – шестерні п'ятої передачі

Рисунок 3.3 – Зони встановлення індукційних датчиків (акселерометрів)



- 1 - індуктивний датчик; 2 – постійний магніт; 3 – катушка; 4 – залізна серцевина; 5 – імпульсний ротор; 6 – повітряний зазор; 7 – підключення до аналізатора; 8 – сигнал датчика

Рисунок 3.4 - Індуктивний датчик обертів

Індуктивний датчик обертів призначений для вимірювання частот обертання вихідних валів досліджуваних коробок передач. Він складається з постійного магніту і магнітної головки (рис. 3.4). Датчик кріпиться за допомогою болтового з'єднання до спеціального кронштейну на хвостовик коробки передач. В один з болтів фланця карданного з'єднання вставляється металевий «прапорець». Обертаючись разом з фланцем «прапорець» індукує в голівці електричні імпульси, які сприймаються аналізатором сигналу і

записуються в пам'яті ноутбука. За кількістю цих імпульсів в одиницю часу визначається частота обертання вихідного вала коробки передач.

Випробувальний руховий стенд. В якості випробувального устаткування був використаний навантажувальний стенд зображення якого наведено на рис. 3.5. Стенд складається з двигуна ЗМЗ-406, і гідродинамічного навантажувального пристрою зі стрілочним циферблатним індикатором. Зовнішній фланець картера зчеплення є приєднувальною посадочною поверхнею для кріплення коробок передач. Гідродинамічне гальмо з'єднується з вихідним валом за допомогою карданної передачі.

Карданна передача кріпиться болтами до фланців вихідного вала коробки передач і вала гальма. Таким чином, будова стенду дозволяє змінювати досліджувані коробки передач в складі силового агрегату.

Двигун ЗМЗ-406, що входить в конструкцію стенду дозволяє розвивати максимальний крутний момент на вхідному валу коробки передач рівний 200 Н м. Електричне гальмо дозволяє забезпечити навантаження на силовий агрегат від 0 до 250 Нм. Габаритні розміри стенду: 4360 x 1630 x 1540 мм. Маса: 980 кг.



Рисунок 3.5 - Випробувальний навантажувальний стенд

Стенд такої конструкції дозволяє моделювати навантаження досліджуваної коробки передач крутний момент за допомогою електродвигуна

і моментом опору, еквівалентним моменту опору при русі по реальним дорогам. Дослідження віброакустичних характеристик роботи коробок передач, проведені на стенді, забезпечують отримання максимально інформативних сигналів. Перешкоди, що викликаються при русі автомобіля в дорожніх умовах, в такому разі не будуть накладатися на діагностичні сигнали. Це дозволить знизити ступінь впливу таких характерних недоліків віброакустичного методу, як низька стійкість перед перешкодами і інформативність одержуваних сигналів.

При експериментальних дослідженнях визначалися такі параметри як: частота, форма і вид власних коливань, амплітудна характеристика системи.

Алгоритм, за яким буде виконуватися діагностування може бути представлений в такій послідовності (рис. 3.6).

На етапі отримання спектра, згідно алгоритму, відбувається отримання віброакустичного сигналу за допомогою датчиків віброприскорень (акселерометрів), встановлених на об'єкті діагностування за допомогою магніту, з'єднувальних кабелів та АЦП. Далі оцифрований і посилений сигнал надходить в ПК, де відбувається його попередній перегляд (органолептично), аналіз на наявність різких відхилень, що може свідчити про помилки отримання сигналу. Далі за допомогою спеціального програмного забезпечення сигнал модифікується в зручну для порівняння форму (частотне подання сигналу). Результати цих процесів виводяться на екран.

Процес визначення технічного стану заснований на порівнянні поточного спектра з еталонним, що зберігаються в пам'яті системи. При перевищенні відхилення амплітуди поточного спектра більш ніж на 4 дБ, починається процес локалізації дефекту.

Процес ідентифікації дефекту ґрунтується на залежності між структурними параметрами агрегату і інформативними параметрами віброакустичного сигналу, розкритою для об'єкта дослідження. Діагноз видається в текстовому вигляді: «справний» або «несправний». Діагноз

записується в пам'ять комп'ютера з прив'язкою до часу, дати і номеру експерименту/об'єкта діагностування.

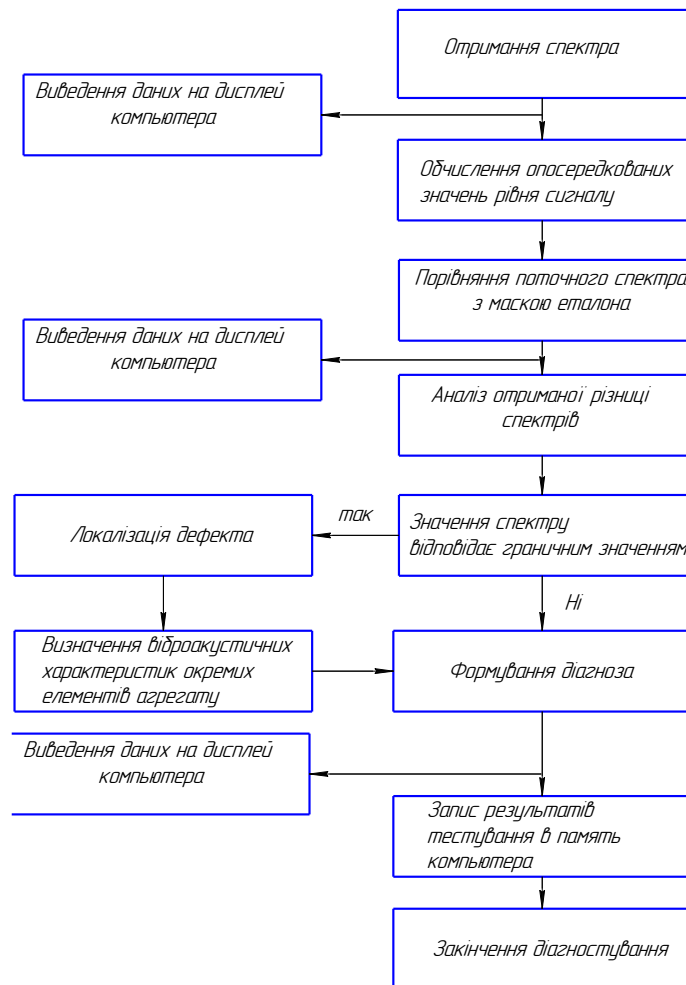


Рисунок 3.6 - Алгоритм проведення віброакустического діагностування коробки передач.

4. Експериментальні дослідження віброакустичного сигналу досліджуваних коробок передач

Характер зміни форми кривих визначається наявністю і ступенем впливу досліджуваних конструкційних і технологічних дефектів і пошкоджень, а також факторів, що визначають зміну технічного стану коробки передач. Наведемо графіки спектру віброакустичних сигналів роботи досліджуваного агрегату трансмісії, отримані експериментальним шляхом.

Аналізуючи представлений на рис. 4.1 графік, можна зробити висновок, що наявність радіального зазору в підшипниках навіть в штатних межах обумовлює виникнення віброакустичного сигналу певного рівня.

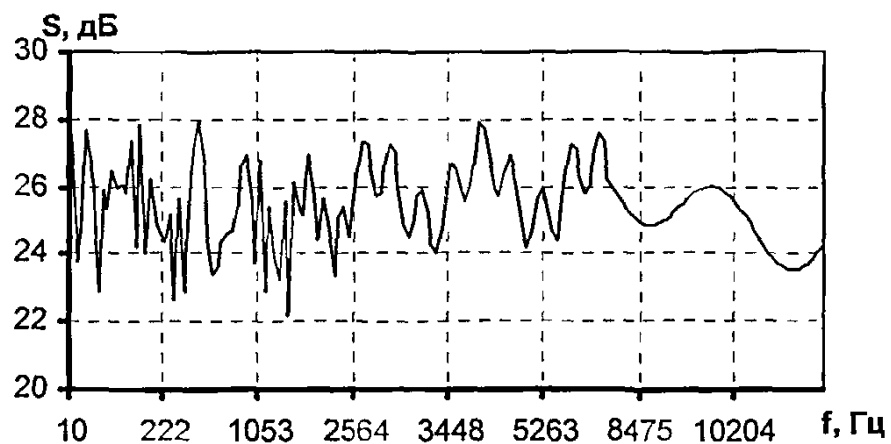
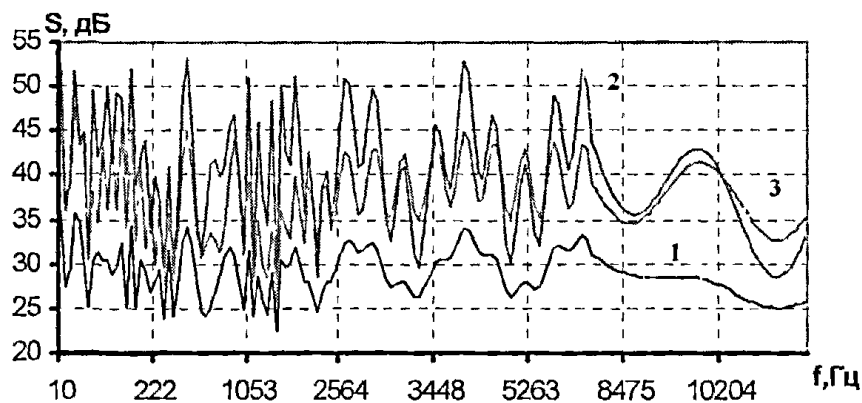


Рисунок 4.1 Графік спектру віброакустичного сигналу роботи переднього підшипника проміжного валу коробки передач автомобіля ГАЗель при відсутності пошкоджень

Наведемо графіки залежностей віброакустичного сигналу при наявності дефектів надмірного зношування підшипників (рис. 4.2). Дефекти, пов'язані із зношуванням тіл кочення, доріжок кочення ведуть до підвищення сил тертя в з'єднувальних поверхнях безпосередньо в підшипниках, і також до перекосу осей валів, збільшення бічного зазору в зачепленні.



1 – знос 10%; 2 – знос 20%; 3 – знос 30%.

Рисунок 4.2 - Графік спектру віброакустичного сигналу коробок передач автомобілів ГАЗель викликаного різним ступенем зносу поверхонь кочення підшипників валів.

Опосередковані значення рівня акустичного сигналу залежно від ступеня зношування підшипників будуть мати вигляд (рис. 4.3).

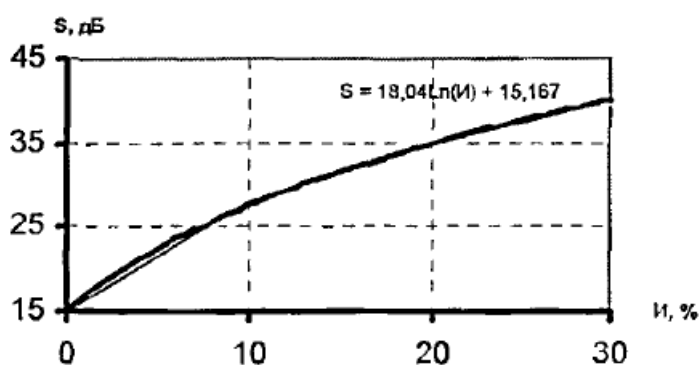


Рисунок 4.3 – Графік залежності опосередкованих значень віброакустичного сигналу від ступеня зношування підшипників

На первинному і вторинному валах коробки передач на підшипниках ковзання встановлюються зубчасті колеса, призначені для зміни і передачі крутного моменту. Проміжний вал виконується за типом «вал - шестерня». На нього напресовують шестерні приводу вала, третьої та п'ятої ступені.

Взаємодіючі зубчасті колеса також є джерелами віброакустичних сигналів. Їх причинами є виникаючі коливальні процеси, обумовлені періодичною зміною жорсткості зубчастих коліс по фазі зачеплення, а також

похибками виготовлення та монтажу. Навіть, нормально функціонуюча коробка передач має є досить високу віброактивність. У зубчастій передачі, що має якийсь експлуатаційний дефект, (знос, викришування, тріщина, зкол, поломка), показники віброактивності змінюються.

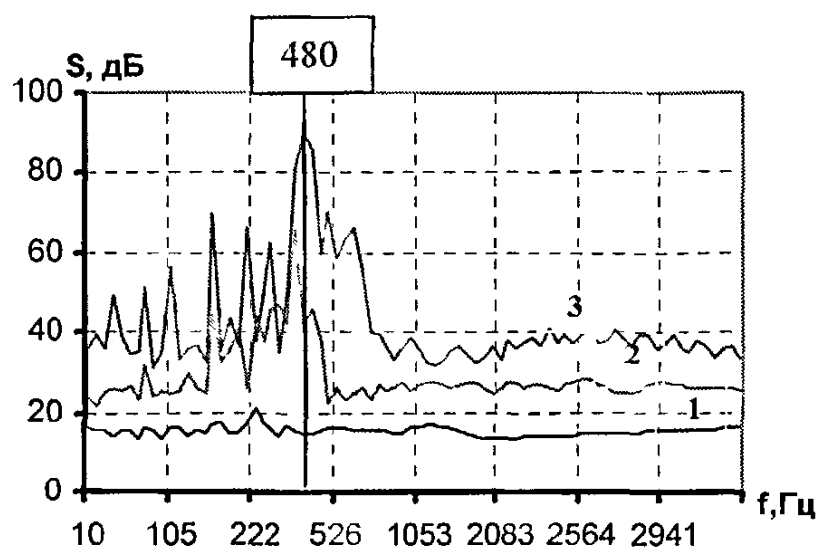
Найбільш характерним з експлуатаційних дефектів є абразивне зношування бічних поверхонь зубів. Цей процес відбувається безперервно в ході роботи зубчастих коліс. На інтенсивність його протікання впливає багато прямих і непрямих факторів. Наприклад, конструкційні фактори: ступінь точності зубчастої передачі, що визначає початкові значення бокового та торцевого зазорів, коефіцієнта осьового перекриття, якість обробки з'єднаних поверхонь, допуск на міжцентрову відстань, ступінь точності підшипників; технологічні чинники: дефекти зборки і установки валів в підшипникових опорах, що визначають зміну коефіцієнта осьового перекриття, перекосу осей; експлуатаційні фактори: зношування поверхонь кочення підшипників, порушення масляної плівки в зоні контакту, збільшення навантаження в плямі контакту і ін.

Ці, а також ще багато інших чинників, визначають ступінь інтенсивності наростання розглянутого дефекту. Більш того, зміна швидкості зношування зубів шестерень в свою чергу впливає на збільшення ймовірності появи таких дефектів, як тріщина, викришування, поломка або заїдання. Зазначені дефекти критичні і своєчасне попередження їх виникнення є однією з основних і найбільш складних завдань віброакустичної діагностики. Отже, абразивне зношування бічних поверхонь є найбільш прийнятним для діагностування технічного стану зубчастих коліс за віброакустичними характеристикам роботи. Для досягнення цієї мети, необхідно визначити загальний характер залежності наростання спектральної амплітуди віброакустичного сигналу від ступеня зносу зубів.

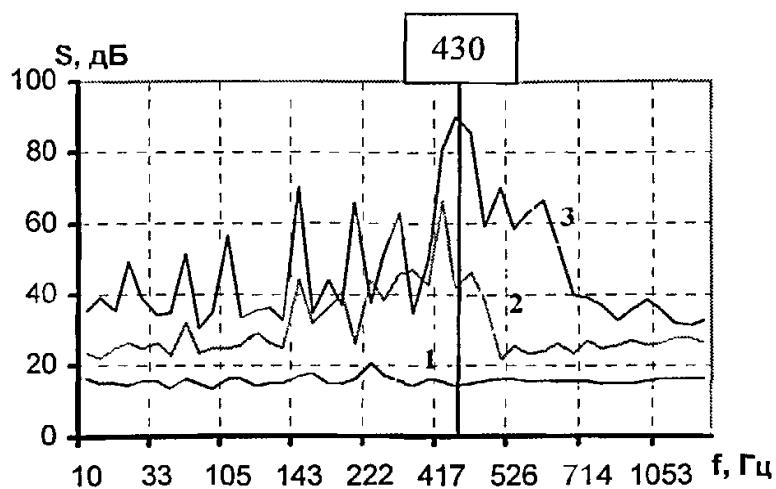
Оскільки основна ідея методу полягає в тому, щоб попередити виникнення критичних дефектів, які можуть призвести до катастрофічних

наслідків, за початковими передумовами, які з'являтимуться при певному вібросигналі. Ця особливість може бути використана як діагностична ознака.

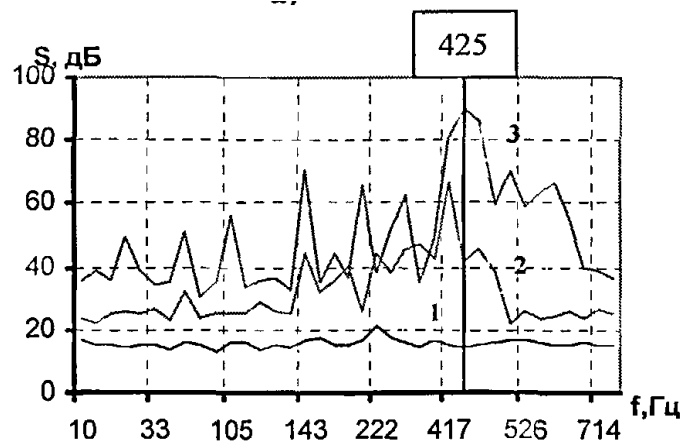
Для пар з новими шестернями для всіх ступенів в середньому рівень віброакустичного сигналу складає 55 дБ, для пар з граничним зносом - вже 128 дБ (рис. 4.4). Це дозволяє зробити висновок про те, що збільшення зношування бічних поверхонь зубів веде до збільшення акустичної емісії в середньому в 2,3 рази на характерних для кожної пари частотах (для даної коробки передач).



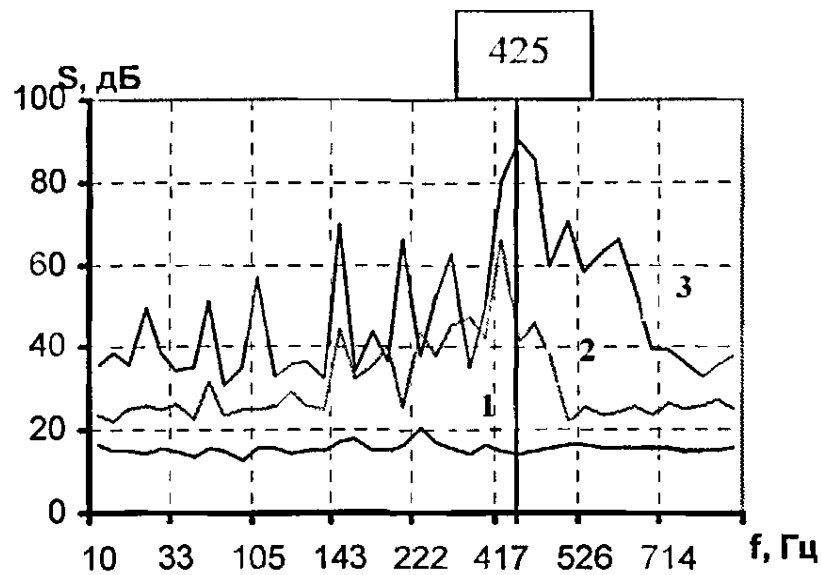
а)



б)



в)



г)

а – першої; б – другої; в – третьої; г – п'ятої передачі автомобіля ГАЗель; 1 – нова коробка; 2 – зношення бокових поверхонь зубів 50% від граничного; 3 – гранично допустимий знос бокових поверхонь.

Рисунок 4.4 - Спектральні характеристики шуму шестерень різних ступеней коробки передач

На рис. 4.5 наведено графік усередненої залежності посилення потужності вібрації по спектру частот в залежності від ступеня наростання зносу шестерень досліджуваної коробки передач. Слід зазначити, що дана залежність отримана при обробці розрахункових спектральних характеристик.

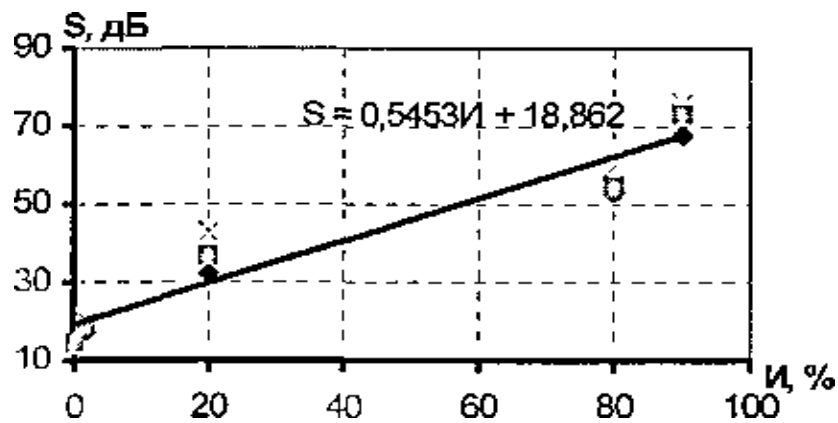


Рисунок 4.5. Графік усередненої залежності збільшення спектральної потужності амплітуди вібрації коробки передач від ступеня зносу бічних поверхонь зубчастих коліс

Вид даної кривої підтверджує правильність висновків про збільшення акустичної емісії в міру зносу, зроблених нами раніше. Більш того, дозволяє встановити, що для розглянутого сімейства коробок передач після настання 80 - 82% зношування теоретично повинно спостерігатися різке збільшення акустичної емісії, що характеризується на графіку, на рис. 4.5 перегином кривої. Це пояснюється тим, що в такому випадку катастрофічно порушується геометрія контактуючих поверхонь, суттєво збільшується тертя в зоні контакту, падає жорсткість зачеплення, спостерігається відрив профілів зубів, а режим віброакустичного збудження наближається до ударного.

Таким чином, за допомогою графіка залежності, наведеного на рис. 4.5, встановлюється значення порогу спектральної потужності амплітуд вібрації, що характеризує перехід від допустимого зносу зубчастого зачеплення коробки передач «ГАЗель» до неприпустимого: близько 80%. Подальша експлуатація буде пов'язана підвищеною шумністю і вібронавантаженістю трансмісії, а також ймовірністю появи більш критичних дефектів. Часто таким може стати вищерблення контактуючих поверхонь зубів, як один з найбільш поширених дефектів. Несвоєчасне виявлення його зародження призводить до появи відмов коробок передач: частки зубів, що відокремилися, можуть потрапити в зачеплення інших шестерень і викликати тріщини в них, або навіть їх поломку. При появі ямки виникає нерівномірність розподілу тиску по

площі плями контакту, що в свою чергу веде до зменшення запасу контактної міцності зачеплення.

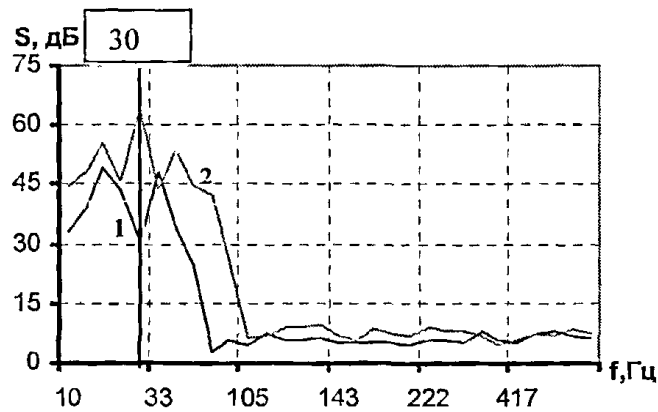
Виходячи з цього, можна зробити висновок: для діагностування локального викришування шестерень коробок передач досліджуваних автотранспортних засобів в якості інформативної ознаки слід вибирати виникнення миттєвих сплесків амплітуд вібрації, що перевищують його загальний рівень на 20 - 35%, на смузі частот від 0 до 3 кГц. Оскільки даний дефект є досить критичним, то при появі ознак його зародження необхідне розбирання коробки передач з обов'язковою заміною несправної шестерні.

Шестерні коробок передач автомобілів працюють в умовах рідинного тертя в зачепленні. Трансмісійне масло, (як правило, це - масла групи GL-4), рекомендоване до застосування в них, забезпечує наявність стійкої масляної плівки з урахуванням штатних експлуатаційних силових навантажень. Це має важливе значення для забезпечення довговічності зубчастої передачі.

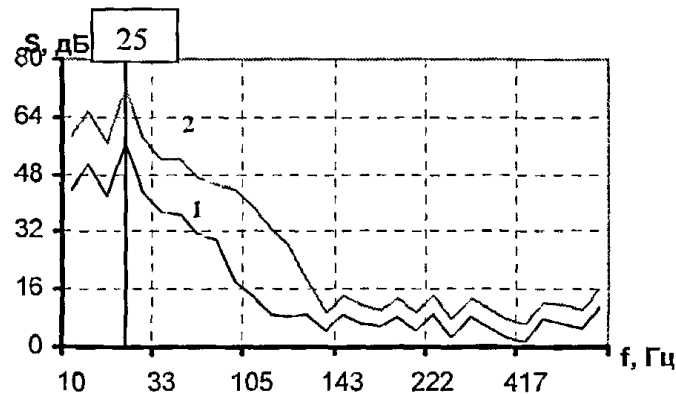
Як видно з рис. 4.6 для шестерень коробок передач, порушення масляної плівки приводить до зростання вібрації в зоні низьких частот. Це пояснюється тим, що на низьких частотах обертання порушення масляного шару в зоні контакту приводить до більш сильних ударів зубів при вході в контакт. Крім того, збільшується частотний діапазон віброакустичного сигналу, тому що при порушенні мащення збільшується ще й загальне акустичне наповнення спектра.

Даний параметр залежить від навантаження в зоні контакту, яке визначається збуджуючим моментом, що діє в зачепленні.

З рис. 4.6 видно, що збільшення навантажувального моменту безпосередньо впливає на прискорення розвитку дефекту порушення мащення. Відбувається з'єднання молекул контактуючих поверхонь зубів під дією високого тиску при розриві масляної плівки. Починається процес заїдання зубчастих коліс, що носить на відміну від викришування практично миттєвий характер, що ускладнює його діагностування.



а)



б)

а – нормальне мащення; б - недостатній рівень мащення; 1 - $0,25 T_{max}$; 2 - T_{max} .

Рисунок 4.6 – Графік амплітуд спектру віброакустичного сигналу зубів шестерень при різних варіантах мащення та навантаженнях

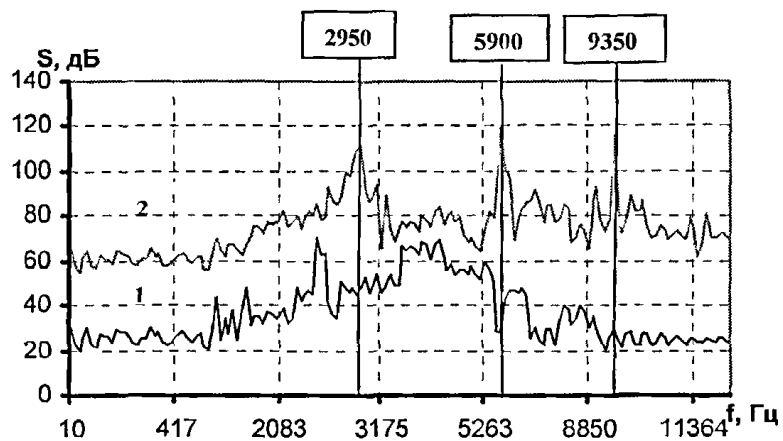
Зкол або поломка зуба, як правило, є кінцевою стадією розвитку тріщини. Слід зазначити, що її виникнення може бути обумовлене не тільки розглянутими в цьому розділі експлуатаційними причинами, а й технологічними, пов'язаними з неякісним виготовленням зубчатих коліс: брак при відливанні, недостатня термічна обробка і т.п. У цьому випадку зазначені несправності можуть з'явитися навіть і при штатних навантаженнях. Недоліком методу віброакустичної діагностики є неможливість виявити, якими причинами обумовлена поява тріщини або зколу. Однак метод дозволяє виявити число пошкоджених зубів.

На рис. 4.7 в показано отриманий віброакустичний сигнал роботи третьої ступені коробки передач «ГАЗель» з одним зламаним зубом. Як видно з цього рисунка, поломка зуба викликає сплески вібрацій в області власної частоти

зачеплення дефектної пари, що багаторазово перевищують за амплітудою загальний фон.

В результаті поломки жорсткість зачеплення багаторазово знижується і це призводить до передчасного входження в контакт наступної зубчастої пари. Процес проходить з зіткненням, яке на слух сприймається як дзвінкі металеві удари, кратні частоті обертання дефектної пари зубів. Тому частота появи акустичних імпульсів є власною частотою зачеплення пари коліс.

На підставі графіку рис. 4.7 можемо зробити висновок, що наявність поломки буде проявлятися на спектральній характеристиці як збільшення амплітуд гармонійного ряду зубцевих частот і зростання загального рівня вібрації. Для розглянутого агрегату при такій несправності збільшення спостерігається на власних частотах 2950, 5900 і 9350 Гц.



1 – нормальний стан; 2 - поломка підшипника.

Рисунок 4.7 - Графік спектру віброакустичного сигналу на корпусі коробки передач автомобіля ГАЗель для третьої передачі

Таким чином, виділення і реєстрація віброакустичного сигналу в районі власної частоти несправної пари зубів є надійним і адекватним методом виявлення тріщин відколів і поломок. Для цих цілей в рівній мірі можна використовувати як тимчасову реалізацію сигналу, так і його спектральну характеристику.

Отже, були визначені спектральні характеристики найбільш характерних для досліджуваних коробок передач пошкоджень і дефектів, що впливають на їх технічний стан і працездатність.

5. Висновки

1. В результаті аналізу літературних джерел виділено найбільш значущі фактори, що впливають на рівень віброакустичного сигналу коробок передач, це зношення підшипників, зношування поверхонь зубів, порушення мащення в зачепленні, заїдання зубів, викришування, зколи, тріщини і поломки зубів. Більшість інших факторів є пов'язаними з ними причинно-наслідковими залежностями, це обумовлено особливостями функціонування коробок передач.

2. На основі проведених експериментальних досліджень визначені інформативні спектральні ознаки прояву основних типів пошкоджень і дефектів, використання яких дозволить спростити їх розпізнавання.

3. Встановлено, що для виявлення пошкоджень елементів коробок передач інформативними є спектральні характеристики віброакустичного сигналу. Для дефектів підшипників це - прирощення амплітуд спектра на 25-30 % від номінального значення в діапазоні частот від 0 до 13 кГц. Дефекти і пошкодження зубчатих коліс проявляються в наступному:

- порушення мащення в плямі контакту проявляється поступовим прирощенням амплітуд спектра сигналу на 10-15 дБ в діапазоні від 0 до 140 Гц;
- зколи і викришування робочих поверхонь проявляються збільшенням амплітуд спектра віброакустичного сигналу на 10...12%;
- абразивне зношування проявляється збільшенням спектральних амплітуд в 2,5-3,6 раз по мірі розвитку дефекту в частотному діапазоні від 200 до 600 Гц;
- тріщини і поломки проявляються різким прирощенням амплітуд спектра сигналу в 2,5-3 рази на частотах, кратних входженню в зачеплення пошкодженої зубчатої пари.

4. В результаті експериментальних досліджень коробок передач розроблена методика оцінки дефектів і пошкоджень підшипників коробок передач, що сприяє також ефективному удосконаленню їх конструкції.

5. Список використаної літератури

1. → <https://kirovogrded.at.ua/>
2. → Основи діагностики автомобіля: Навчально-методичний посібник до практичних та самостійних робіт студентів вищих навчальних закладів України / Укладачі: Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є., Клімов О.М. — Чернігів: ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. — 188 с.
3. → Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація управління [підручник] / О.А. Лудченко. — К.: Знання, 2004. — 478 с.
4. → Біліченко В. В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів. — Вінниця: ВІТУ, 2012. — 118 с.
5. → Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підручник / О.А. Лудченко. — К.: Знання-Прес, 2003. — 511 с.
6. → Канарчук В.Є. Система забезпечення робото здатності автотранспортних засобів: навчальний посібник / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко. — К.: НМК ВО, 1991. — 216 с.
7. → Канарчук В.Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: підручник [У 2 Ч., 4 Кн.] / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. — К.: Вища школа, 2000. — Ч.1: кн.1. — 609 с., кн.2. — 458 с.; Ч.2: кн.3. — 321 с., кн.4. — 552 с.
8. → Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. / А.В. Гайдамака. — Х.: НТУ «ХП», 2009. — 248 с.
9. → 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.
10. → Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники кочення [електронний ресурс] — Режим доступу: <https://studfile.net/preview/5403529/page:69/>
11. → Термін «Надійність» [електронний ресурс] — Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/term/16335>

12. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. — Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. — 322 с. ¶
13. Гуров, А.П. Вібродіагностика: навчальний посібник / А.П. Гуров, Д.Ю. Шарейко. — Миколаїв: УДМТУ, 2003. — 116 с. ¶
14. Сенюк, О.В. Діагностування технічного стану підшипників кочення на основі аналізу сигналів акустичної емісії [Текст]: робота на здобуття кваліфікаційного рівня бакалавр; спец.: 131 Прикладна механіка / О.В. Сенюк; наук. керівник Є.М. Савченко. — Суми: СумДУ, 2021. — 68 с. ¶
15. Закалов, О.В. Триботехніка і підвищення надійності машин [Текст]: О.В. Закалов. — Тернопіль: ТДТУ, 2000. — 354 с. ¶
16. Komorska I. Diagnostic-oriented Vibroacoustic Model of the Reciprocating Engine // I. Komorska // SolidStat. — 2012. — № 180. — P. 214-221. — Available at: <https://www.scientific.net/>. ¶
17. Patidar S. An overview on vibration analysis techniques for the diagnosis of rolling element bearing faults / S. Patidar, P.K. Soni // International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT). — 2013. — № 4 (5). — P. 1804–1809. ¶
18. Harmouche J. Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals / J. Harmouche, C. Delpha, D. Diallo // IEEE Transactions on Energy Conversion. — 2014. — Vol. 30 (1). — P. 376–383. ¶
19. Методи вібраційної діагностики початкових стадій пошкодження обертових систем / І.М. Яворський, П.П. Драбич, І.Б. Кравець, І.Й. Мацько // Фізико-хімічна механіка матеріалів. — Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України. — 2011. — № 2. — С. 134–140. ¶
20. Howard I. A review of rolling element bearing vibration detection, diagnosis and prognosis / I. Howard // DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory. — 1994. — 94 p. ¶
21. Борисюк Д.В. Особливості вібродіагностики низькообертових підшипників кочення / Д.В. Борисюк, І.В. Твердохліб, Ю.А. Полевода // Вібрації в техніці

- та технологіях. — Вінницький Національний аграрний університет. — 2013. — № 4 (72). — С. 56–60. ¶
22. Tandon N. Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings — a review / N.Tandon, B.C. Nakra // The Shock and Vibration Digest. — 1992. — Vol. 24, № 3. — P. 3–11. ¶
23. McFadden P. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique — a review / P.McFadden, J.Smith // Tribology International. — 1984. — Vol. 17, № 1. — P. 3–10. ¶
24. Ball bearing damage detection using traditional signal processing algorithms / I.Bediaga, X.Mendizabal, A.Arnaiz, J.Munoa // IEEE Instrumentation and Measurement Magazine. — 2013. — Vol. 16, № 2. — P. 20–25. ¶
25. A probabilistic fault detection approach: Application to bearing fault detection / B.Zhang, C.Sconyers, C.Byington and other // IEEE Transactions on Industry Applications. — 2011. — Vol. 58, № 5. — P. 2011–2018. ¶
26. Li Y. Dynamic Prognostic Prediction of Defect Propagation on Rolling Element Bearing / Y.Li, C.Zhang // Journal of Vibration and Acoustics, Trans of ASME. — 2004. — July, Vol. 85, № 1. — P. 214–220. ¶
27. ДСТУ ISO 13373-1:2015 Моніторинг і діагностика стану машин. Моніторинг вібраційного стану. Ч. 1. Загальні методики. Чинний від 2016-01-01. — Київ: Вид. офіц., 2015. ¶
28. Lebold, M. Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics / M. Lebold, K. McClintic, R. Campbell, C. Byington, K. Maynard // Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, Virginia Beach, VA. — 2000. — P. 623–634. ¶
29. Guan, L. Gearbox Fault Diagnosis under Different Operating Conditions Based on Time Synchronous Average and Ensemble Empirical Mode Decomposition / L. Guan, Y. Shao, F. Gu, B. Fazenda, A. Ball // IEEE Conference Publications. — 2009. — P. 383–388. ¶

30. Li, H. Gear Crack Level Classification Based on EMD and EDT // H. Li, J. Zhao, X. Zhang, H. Teng // Mathematical Problems in Engineering, Volume 2015, Article ID 137274.¶
31. Purification and feature extraction of shaft orbits for diagnosing large rotating machinery // D.F. Shi, W.J. Wang, P.J. Unsworth, L.S. Qu. Journal of Sound and Vibration. 2005. P. 581–600. ¶
32. Shabaneh N.H., Jean Zu W. Dynamic analysis of rotor–shaft systems with viscoelastically supported bearing. Mech. and Mach. Theory. 2000. Vol. 35. № 9. P. 1313–1330. ¶