Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ЛОКОМОТИВІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ПЕРИФЕРІЙНИХ ОБЧИСЛЕНЬ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МКРМЕ 410.12.01 ПЗ

Розробив студент групи 221-ЛЛГ-Д24
спеціальності 273 Залізничний транспорт
Освітня програма: «Локомотиви та локомотивне господарство»
(роботу виконано самостійно, відповідно до принципів академічної доброчесності)



_____ Єгор НЕСТЬОГІН
(підпис)

Керівник:
доцент кафедри ЕРРС, канд. техн. наук



_____ СергійМИХАЛКІВ
(підпис)

Рецензент:
професор кафедри ІВ та ЯП, докт. техн. наук
Василь РАВЛЮК

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність: 273 Залізничний транспорт
Освітньо-наукова програма: «Локомотиви та локомотивне господарство»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
В. Г. Пузир
«____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Нестьогіну Єгору Олексійовичу

1 Тема «Удосконалення технології діагностування вузлів локомотивів із використанням периферійних обчислень»
Керівник проєкту Михалків Сергій Васильович, к. т. н., доцент
Затверджені розпорядженням по механіко-енергетичному факультету від «24» лютого 2026 року № 50
2 Строк подання студентом закінченої роботи «15» червня 2026 р.
3 Вихідні дані до роботи Наказ Укрзалізниці №429-ЦЗ від 15.11.2015 р. «Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового рухомого складу (електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів)», «Конструкція тягового електричного двигуна електровоза ДЕ1»
4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань які потрібно розробити) 1 Визначення причин відмов підшипникових вузлів. 2 Особливості обробки сигналів і виділення інформативних ознак. 3 Вібраційне ліагностування й периферійні обчислення в системах моніторингу локомотивів. Визначення економічної ефективності впровадження віброаналізатора для тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1. Список використаних джерел
5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальна характеристика роботи. Розподіл несправностей основних вузлів електровозів. Види пошкоджень підшипників кочення. Класифікація функціональних параметрів упродовж діагностування ТЕД. Вібродіагностування ТЕД ЕД-141АУ1 вантажного електровоза ДЕ1. Характеристики інструментальних засобів для аналізу вібрації вузлів локомотивів. Концептуальні переваги парадигми периферійних обчислень. Алгоритм цифрової обробки та виділення

ознак на периферійному рівні. Часові форми вібрації підшипникових вузлів. Визначення інформативних складових технічного стану спектральними методами. Архітектура бортового мультисенсорного модуля діагностування. Висновки

6 Консультанти окремих розділів

Розділ проекту	Прізвище, ініціали, посада та науковий ступінь консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування	Калабухін Ю. Є., докт. техн. наук		

7 Дата видачі завдання «02» лютого 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів	Строк виконання етапів	Примітка
1. Збирання та обробка статистичної інформації	02.02-20.02.2026	Виконано
2. Розробка основних розділів пояснювальної записки	21.02-15.03.2026	Виконано
3. Розробка та написання проєктної частини роботи	16.03-09.04.2026	Виконано
4. Розробка графічного матеріалу роботи	10.04-14.04.2026	Виконано
5. Розробка дослідного розділу	15.04-04.05.2026	Виконано
6. Розробка економічної частини роботи. Підпис економічного розділу у консультанта	05.05-25.05.2026	Виконано
7. Комплектування пояснювальної записки	26.05-31.05.2026	Виконано
8. Нормоконтроль	01.06-15.06.2026	Виконано

Студент _____ Є. О. Нестьогін

Керівник _____ С. В. Михалків

Зміст

Анотація 6

Вступ 7

1 Визначення факторів, які спричиняють відмови підшипникових вузлів 9

1.1 Дефекти підшипникових вузлів локомотивів та специфіка їх прояву 9

1.2 Теоретичні засади технічного діагностування підшипників кочення 21

1.3 Нормативні критерії діагностування за вібраційними характеристиками 28

2 Особливості обробки сигналів і виділення інформативних ознак 33

2.1 Попередня обробка сигналу та видалення тренду 36

2.2 Фільтрація сигналу 39

2.3 Обробка сигналу в часовій області 45

2.3.1 Кореляційний аналіз сигналу 45

2.3.2 Автокореляційний аналіз сигналу 46

2.3.3 Взаємнокореляційний аналіз сигналу 49

3 Вібраційне діагностування й периферійні обчислення в системах моніторингу локомотивів 54

3.1 Діагностичні можливості частотного подання вібраційного сигналу 54

3.2 Виявлення інформативних складових технічного стану підшипників спектральними методами 63

3.3 Особливості концепції периферійних обчислень 65

3.4 Периферійні обчислення у бортових діагностичних комплексах локомотивів 68

3.4.1 Аналіз надлишковості віброакустичних даних та обмеження бездротових каналів зв'язку 70
3.4.2 Процеси попередньої обробки діагностичних ознак на борту локомотива 72
3.4.3 Зниження розмірності даних на основі спектральних методів 73
4 Визначення економічної ефективності впровадження діагностичних засобів для тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1 76
4.1 Коротка характеристика запропонованого заходу 76
4.2 Методика розрахунку економічного ефекту 76
4.3 Вихідні дані, що необхідні для розрахунку економічного ефекту 79
Висновки 85
Список використаних джерел 86

АНОТАЦІЯ

Дана магістерська кваліфікаційна робота містить 14 слайдів презентації, 87 аркушів пояснювальної записки формату А4, що включає 20 рисунків, 16 літературних джерел.

Ключові слова: ВІБРАЦІЯ, ДІАГНОСТУВАННЯ, ЕЛЕКТРОВОЗ, ПЕРИФЕРІЙНІ ОБЧИСЛЕННЯ, ПІДШИПНИК, СПЕКТР.

Об’єкт дослідження – підшипникові вузли електровозів ДЕ1.

Мета магістерської роботи спрямована на підвищення ефективності технології діагностування підшипникових вузлів електровозів ДЕ1.

У магістерській роботі проводиться комплексний аналіз факторів, які спричиняють відмови підшипникових вузлів локомотивів, зокрема розглядаються втомні пошкодження, зношування та корозійні процеси. Досліджено теоретичні засади та нормативні критерії віброакустичного діагностування технічного стану підшипників кочення без їхнього розбирання. Розглянуто математичні моделі формування вібраційного сигналу та особливості виявлення його інформативних складових на спектрі за допомогою спеціалізованих фільтрів та спектрального аналізу. Наголошено на проблемі перевантаження бездротових каналів зв'язку при передачі великих масивів сирих віброакустичних даних. Для оптимізації систем бортового моніторингу локомотивів запропоновано впровадження концепції периферійних обчислень, що забезпечує оперативну цифрову обробку сигналів, стиснення розмірності даних та екстракцію діагностичних ознак безпосередньо в режимі реального часу.

ABSTRACT

This master's thesis includes 14 presentation slides, 87 sheets of explanatory notes in A4 format, including 20 figures, 16 references.

Keywords: BEARING, DIAGNOSTICS, EDGE COMPUTING, ELECTRIC LOCOMOTIVE, SPECTRUM, VIBRATION.

Object of research – bearing assemblies of DE1 electric locomotives.

The aim of the master's thesis is to improve the efficiency of the diagnostic technology for the bearing assemblies of DE1 electric locomotives.

The master's thesis presents a comprehensive analysis of the factors causing failures in locomotive bearing units, specifically examining fatigue damage, wear, and corrosion processes. The theoretical principles and normative criteria for the vibroacoustic diagnostics of the technical condition of rolling bearings without disassembly are investigated. The study considers mathematical models of vibration signal formation and the specific features of detecting its informative components within the spectrum using specialized filters and spectral analysis. Emphasis is placed on the problem of overloading wireless communication channels when transmitting large volumes of raw vibroacoustic data. To optimize onboard locomotive monitoring systems, the implementation of the edge computing concept is proposed, which ensures operational digital signal processing, data dimensionality reduction, and the extraction of diagnostic features directly in real time.

Вступ

Забезпечення надійної експлуатації підшипникових вузлів та зубчатих передач парку тягового рухомого складу мережі залізниць України, який в значній мірі вичерпав термін служби є однією з основних завдань системи обслуговування та ремонту [1, 10]. Несприятливі умови експлуатації підшипникових вузлів спричиняють значні осьові та радіальні навантаження, знакозмінні динамічні та ударні впливи, які можуть призвести до аварійних ситуацій. Зазначені обставини обумовлюють необхідність збереження підшипниковими вузлами своїх експлуатаційних параметрів відповідно до вимог.

Проте проведення періодичних розбирань для огляду, демонтаж блоків та машин для ревізії збільшує трудомісткість і вартість ремонту, збільшує час простою локомотива, в такий спосіб знижуючи його продуктивність. Упровадження нерозбірної діагностики дозволить уникати демонтажу та розкривання підшипникових вузлів під час періодичного контролю.

Протягом останніх двадцяти років в локомотивному господарстві різних країн з'явилася значна кількість апаратних засобів технічної діагностики, які раніше застосовувались в інших галузях промисловості. У них застосовуються методи цифрової обробки сигналів, які базуються на певному математичному апараті та поєднують одночасно детермінований та стохастичний підхід.

Отже, питання щодо обґрунтованого вибору та застосування діагностичних засобів, які здатні ідентифікувати ранні стадії несправностей і засновані на досконалих математичних методах є натепер актуальними для залізниць України.

Мета дослідження – підвищення ефективності технології діагностування підшипникових вузлів електровозів ДЕ1.

Об’єкт дослідження – підшипникові вузли електровозів ДЕ1.

Предмет дослідження – технологія вібродіагностування підшипникових вузлів електровозів ДЕ1.

У роботі поставлені такі завдання:

1 Здійснити аналіз відмов колісно-моторних блоків локомотивів.

2 Дослідити метод виділення обвідної високочастотного вібросигналу для ідентифікації локальних пошкоджень підшипникових вузлів.

3 Обґрунтувати перенесення процедур діагностування безпосередньо на бортові мікроконтролери локомотива шляхом упровадження архітектури периферійних обчислень.

4 Здійснити техніко-економічне обґрунтування використання вібродіагностування підшипникових вузлів електровозів ДЕ1.

1 Визначення факторів, які спричиняють відмови підшипникових вузлів

1.1 Дефекти підшипникових вузлів локомотивів та специфіка їх прояву

Вузли, оснащені підшипниками кочення, виконують критично важливу функцію у гарантуванні безперебійної та безпечної роботи буксового вузла тягового рухомого складу (ТРС). З огляду на це, оперативне діагностування та превентивні заходи щодо блокування прогресування дефектів у підшипниках виступають ключовим етапом у загальній системі технологічного процесу і планово-попереджувальної системи технічного обслуговування (ТО) й поточного ремонту (ПР) локомотивів.

Спираючись на специфіку зародження та подальшого поширення пошкоджень, відмови підшипникових вузлів прийнято систематизувати за такими основними категоріями [2]:

- пошкодження втомного характеру;

- руйнування, викликані корозійними процесами;

- дефекти, пов'язані з процесами тертя, зношування та контактної взаємодії деталей;

- порушення, спричинені недотриманням технології під час складальних та монтажних робіт.

Далі буде проведено детальний огляд найбільш типових пошкоджень підшипникових вузлів, проаналізовано фундаментальні першопричини їх утворення, а також оцінено потенційні негативні наслідки для загальної експлуатаційної надійності вузлів.

Явище контактної втоми являє собою поступове накопичення мікродефектів та подальше руйнування зовнішніх шарів металу, що відбувається внаслідок впливу циклічних контактних напружень. Саме ці напруження ініціюють появу мікротріщин та подальше викришування матеріалу. Зважаючи на локалізацію первинного осередку, розповсюдження

тріщини може ініціюватися як у підповерхневих шарах, так і безпосередньо на самій поверхні кочення. Коли така тріщина об'єднується з поруч розташованими мікродефектами, це неминуче спричиняє локальне відшарування частинок металу. Утворена внаслідок цього раковина суттєво знижує міцнісні характеристики прилеглої зони внутрішнього чи зовнішнього кільця або ж самого тіла кочення. Як наслідок, по краях цього заглиблення метал продовжує відколюватися, що призводить до невпинного збільшення площі викришування.

Головними концентраторами напружень, що стають джерелами зародження втомних тріщин, найчастіше виступають різноманітні неметалеві домішки в структурі сталі, сліди від абразивної обробки, мікроскопічні нерівності профілю, а також заглиблення, що виникли через потрапляння сторонніх механічних часток безпосередньо в зону контакту. Під час функціонування підшипника навколо таких дефектів формуються локальні ділянки пластичного деформування. Це зумовлює втрату металом своєї природної пластичності та провокує генерацію втомних мікротріщин. Під постійним впливом робочих циклічних навантажень та періодичних ударних імпульсів ці дефекти безперервно прогресують.

В умовах нормального режиму роботи деталі підшипника (кільця і тіла кочення) надійно відокремлені одна від одної пружногідродинамічним шаром мастила. Його товщина обов'язково перевищує параметри шорсткості контактуючих поверхонь, завдяки чому прямий механічний контакт повністю виключається. Проте, за наявності глибокої риски на кільці, під час проходження тіла кочення мастильний матеріал витискається через цей дефект. Відповідно, товщина захисного пружногідродинамічного шару критично зменшується, що провокує безпосередній контакт мікронерівностей з їх подальшою пластичною деформацією внаслідок проковзування. Присутність тертя ковзання різко знижує опірність матеріалу до пластичного деформування, через що навколо подряпин формуються зони інтенсивної деформації. З часом вони трансформуються у глибокі магістральні тріщини та

масштабні втомні раковини. У випадках, коли мастило має невідповідну в'язкість або його об'єм є недостатнім для утримання стабільного пружногідродинамічного шару, взаємодія шорсткостей робочих поверхонь стає інтенсивною. Це викликає їх стрімке пластичне зминання, яке має незворотні наслідки і візуально проявляється як поверхневе лущення металу.

Отже, серед ключових факторів, що провокують дострокову втрату працездатності підшипників поза межами розрахункового втомного руйнування, варто виділити: низьку якість металу та її невідповідність нормативним документам, експлуатацію в режимах перевантаження, механічні пошкодження робочих доріжок у процесі монтажу. Не менш вагомими чинниками є використання мастильних матеріалів, що не відповідають специфіці роботи вузла, їхнє засмічення, масляне голодування, а також геометричні спотворення посадочних поверхонь на валу чи всередині корпусу.

Важливою експлуатаційною особливістю втомних дефектів є їх здатність до надзвичайно швидкого прогресування. Як правило, вихід з ладу одного елемента неминуче тягне за собою пошкодження суміжних деталей. Деградація конструкції відбувається за лавиноподібним сценарієм, швидко залучаючи до руйнівного процесу інші компоненти підшипникових вузлів та супутні пристрої.

За умови коректного монтажу, що виключає появу поверхневих пошкоджень чи перекосів, та за наявності ефективно функціонуючої системи змащування, інтенсивність зношування деталей підшипника залишається на мінімальному рівні. Проте ситуація кардинально змінюється у разі невідповідності трибологічних характеристик мастила реальним експлуатаційним режимам, або ж при порушенні герметичності вузла. Потрапляння до зони контакту таких сторонніх абразивних агентів, як пил, пісок чи інші тверді домішки, ініціює процеси прискореного зношування робочих доріжок кілець, самих тіл кочення та елементів сепаратора. Наслідком таких деградаційних процесів є неконтрольоване зростання радіального зазору

та суттєве спотворення початкової геометрії профілю доріжок кочення. Слід також зазначити, що підвищене зношування компонентів підшипника здатне прогресувати і через специфічний кінематичний режим: експлуатацію в умовах недостатнього радіального навантаження на тлі високих частот обертання. Окрему групу пошкоджень становлять вм’ятини на доріжках кочення. Їх утворення найчастіше провокується впливом значних вібраційних чи динамічних ударних імпульсів. Крім того, подібні заглиблення формуються під дією статичних зусиль, якщо їхня величина перевищує номінальний показник статичної вантажопідйомності конкретного виробу. Варто враховувати і явище утворення мікроскопічних вм'ятин на поверхнях підшипника, який перебуває у статичному стані під помірним навантаженням, але при цьому піддається інтенсивному вібраційному фону від суміжних агрегатів.

Досить поширеною категорією експлуатаційних пошкоджень є також різноманітні подряпини й задирки. Їхня поява безпосередньо пов'язана з аномальною взаємодією сполучених деталей, а також із відхиленнями від технологічних регламентів обслуговування. Наявність таких поверхневих дефектів є потужним концентратором напружень, що неминуче призводить до передчасного розвитку втомного викришування. В умовах комбінованої дії надмірних осьових навантажень та масляного голодування характерним є утворення специфічних циклоїдальних задирок і подряпин, які локалізуються на торцевих площинах роликів та напрямних бортах циліндричних кілець. Поруч із цим, місцеве зношування та глибокі риски на торцях кілець нерідко стають наслідком їхнього безпосереднього фрикційного контакту з допоміжними конструктивними елементами вузла, такими як торцеві кришки, розпірні втулки, проміжні кільця чи деталі приводних механізмів.

Отже, перманентною причиною дефектів зношування та взаємодії є комплекс негативних факторів: критичне погіршення умов змащування, втрата функціональності ущільнювальних пристроїв, помилковий підбір типу підшипника чи його вантажопідйомності без урахування реальної специфіки

роботи механізму, а також руйнівний вплив нерозрахункових ударно-вібраційних навантажень.

Вагома частка випадків дострокової втрати працездатності підшипникових вузлів пов’язана з ігноруванням або грубим порушенням технологічних регламентів під час складання як безпосередньо самого підшипника, так і супутніх компонентів вузла. У процесі запресовування чи встановлення нерідко виникають механічні пошкодження від ненормованих ударних навантажень такі як забоїни й заглиблення, які згодом виступають ініціаторами втомного руйнування металу. Окрім цього, критично важливою вимогою під час монтажних робіт є суворе забезпечення співвісності монтованих елементів у корпусі, а також точне просторове позиціювання торцевих кришок та ущільнювальних пристроїв. Будь-які перекоси неминуче провокують асиметричне та форсоване зношування бічних поверхонь кілець і напрямних частин сепаратора, що стрімко скорочує експлуатаційний ресурс механізму. Пошкодження герметизуючих систем або їх некоректна фіксація у вузлі спричиняють неконтрольований витік мастильного матеріалу за межі робочої порожнини. Одночасно з цим утворюється прямий доступ для вільного проникнення всередину абразивних часток, вологи та інших сторонніх домішок. Такий негативний розвиток подій різко інтенсифікує процеси тертя та зношування робочих поверхонь тіл кочення і кілець, що неминуче наближає повне фізичне руйнування виробу. Фундаментальною передумовою безвідмовної експлуатації підшипника є також дотримання нормативних параметрів його посадки на шийку вала, що передбачає забезпечення строго регламентованого посадкового натягу. Відхилення від цих вимог, зокрема створення надмірного натягу при напресовуванні внутрішнього кільця на вісь, здатне призвести до критичного зменшення, аж до повної ліквідації, внутрішнього радіального зазору. У таких обставинах під час обертання генерується надлишкова теплова енергія, різко зростають контактні напруження. Тіла кочення втрачають здатність до кінематично правильного перекочування й починають ковзати по доріжках, що швидко

завершується руйнуванням сепаратора та незворотним заклинюванням підшипника.

Окислювальні процеси (корозія) на металевих поверхнях підшипникових вузлів виступають одним із ключових факторів, що суттєво обмежують їхній експлуатаційний ресурс. Продукти окислення, опиняючись на доріжках кочення, починають функціонувати як жорсткі абразивні агенти, тим самим форсуючи процес фізичного зношування деталей. Поряд із цим, присутність оксидів призводить до відчутного зростання коефіцієнта тертя в зоні контакту, що, у свою чергу, стимулює значно швидше зародження та поширення втомних руйнувань матеріалу.

До переліку найбільш розповсюджених джерел ініціації корозійних процесів у підшипникових вузлах тягового рухомого складу слід віднести: проникнення вологи до мастильного середовища, потрапляння хімічно активних речовин внаслідок розгерметизації або дефекту лабіринтового ущільнення, природну деградацію (старіння та окислення) самого мастила, а також періодичне випадання конденсату, яке провокується різкими температурними коливаннями атмосферного повітря у процесі практичного використання техніки.

Специфічною та вкрай небезпечною формою пошкодження підшипників є фретинг-корозія. Вона являє собою локальне, проте надзвичайно інтенсивне окислення дотичних поверхонь, що активізується під впливом мікроскопічних, циклічно повторюваних коливальних зсувів деталей одна відносно одної. За таких умов захисна плівка мастила, покликана розділяти тіла кочення та доріжки кілець, повністю витісняється із зони безпосереднього контакту. Як наслідок, мікроскопічні виступи металу вступають у пряму фрикційну взаємодію. Через мізерну амплітуду зсуву дрібнодисперсні продукти зношування не здатні покинути зону тертя, накопичуючись безпосередньо в ній або на її периферії. Утворені металеві частинки (лусочки), маючи величезну сукупну площу поверхні, миттєво піддаються окисленню. Візуально цей процес проявляється у вигляді

характерних чорних або іржаво-червоних відбитків на робочих кільцях, причому інтервал між цими плямами чітко відповідає відстані між тілами кочення.

Зазвичай осередки фретинг-корозії формуються у випадках проковзування посадкових поверхонь кілець відносно шийки вала чи отвору корпусу. Крім того, це явище є типовим для підшипникових вузлів тих локомотивів, які перебувають у стані тривалого простою (холодного резерву) і не здійснюють робочих переміщень, піддаючись при цьому фоновим вібраціям.

Окремої уваги заслуговують корозійні деградації, що стимулюються протіканням електричного струму. Транзит струму крізь тіла кочення та кільця здатен викликати мікроскопічні іскрові розряди безпосередньо в площині контакту. Це ініціює локальні термічні та структурні трансформації сталі, призводить до миттєвого вигоряння і втрати властивостей мастильного матеріалу, а також створює потужні осередки для подальших втомних руйнувань.

Найбільш вразливими до явищ електрокорозії традиційно залишаються підшипники буксових вузлів локомотивів. Ця тенденція безпосередньо зумовлена систематичними збоями у функціонуванні штатних заземлюючих пристроїв, що є доволі поширеною проблемою в реальних умовах експлуатації залізничної техніки.

Поряд із цим, у практиці дефектоскопії неодноразово фіксувалися факти ураження електрокорозією підшипникових вузлів тягових електродвигунів. Головними першопричинами таких інцидентів виступають процеси фізичного старіння ізоляційних матеріалів або ж критичне зниження діелектричних характеристик в обмотках електричної машини.

Окислювальні процеси, а саме корозія на металевих поверхнях підшипникових вузлів виступають одним із ключових факторів, що суттєво обмежують їхній експлуатаційний ресурс. Продукти окислення, опиняючись на доріжках кочення, починають функціонувати як жорсткі абразивні агенти,

тим самим форсуючи процес фізичного зношування деталей. Поряд із цим, присутність оксидів призводить до відчутного зростання коефіцієнта тертя в зоні контакту, що, у свою чергу, стимулює значно швидше зародження та поширення втомних руйнувань матеріалу. До переліку найбільш розповсюджених джерел ініціації корозійних процесів у підшипникових вузлах тягового рухомого складу слід віднести: проникнення вологи до мастильного середовища, потрапляння хімічно активних речовин внаслідок розгерметизації або дефекту лабіринтового ущільнення, природну деградацію таку як старіння та окислення самого мастила, а також періодичне випадання конденсату, яке провокується різкими температурними коливаннями атмосферного повітря у процесі практичного використання техніки.

Специфічною та вкрай небезпечною формою пошкодження підшипників є фретинг-корозія. Вона являє собою локальне, проте надзвичайно інтенсивне окислення дотичних поверхонь, що активізується під впливом мікроскопічних, циклічно повторюваних коливальних зсувів деталей одна відносно одної. За таких умов захисна плівка мастила, покликана розділяти тіла кочення та доріжки кілець, повністю витісняється із зони безпосереднього контакту. Як наслідок, мікроскопічні виступи металу вступають у пряму фрикційну взаємодію. Через мізерну амплітуду зсуву дрібнодисперсні продукти зношування не здатні покинути зону тертя, накопичуючись безпосередньо в ній або на її периферії. Утворені металеві частинки, маючи величезну сукупну площу поверхні, миттєво піддаються окисленню. Візуально цей процес проявляється у вигляді характерних чорних або іржаво-червоних відбитків на робочих кільцях, причому інтервал між цими плямами чітко відповідає відстані між тілами кочення.

Зазвичай осередки фретинг-корозії формуються у випадках проковзування посадкових поверхонь кілець відносно шийки вала чи отвору корпусу. Крім того, це явище є типовим для підшипникових вузлів тих локомотивів, які перебувають у стані тривалого простою у холодному резерві

й не здійснюють робочих переміщень, піддаючись при цьому фоновим вібраціям.

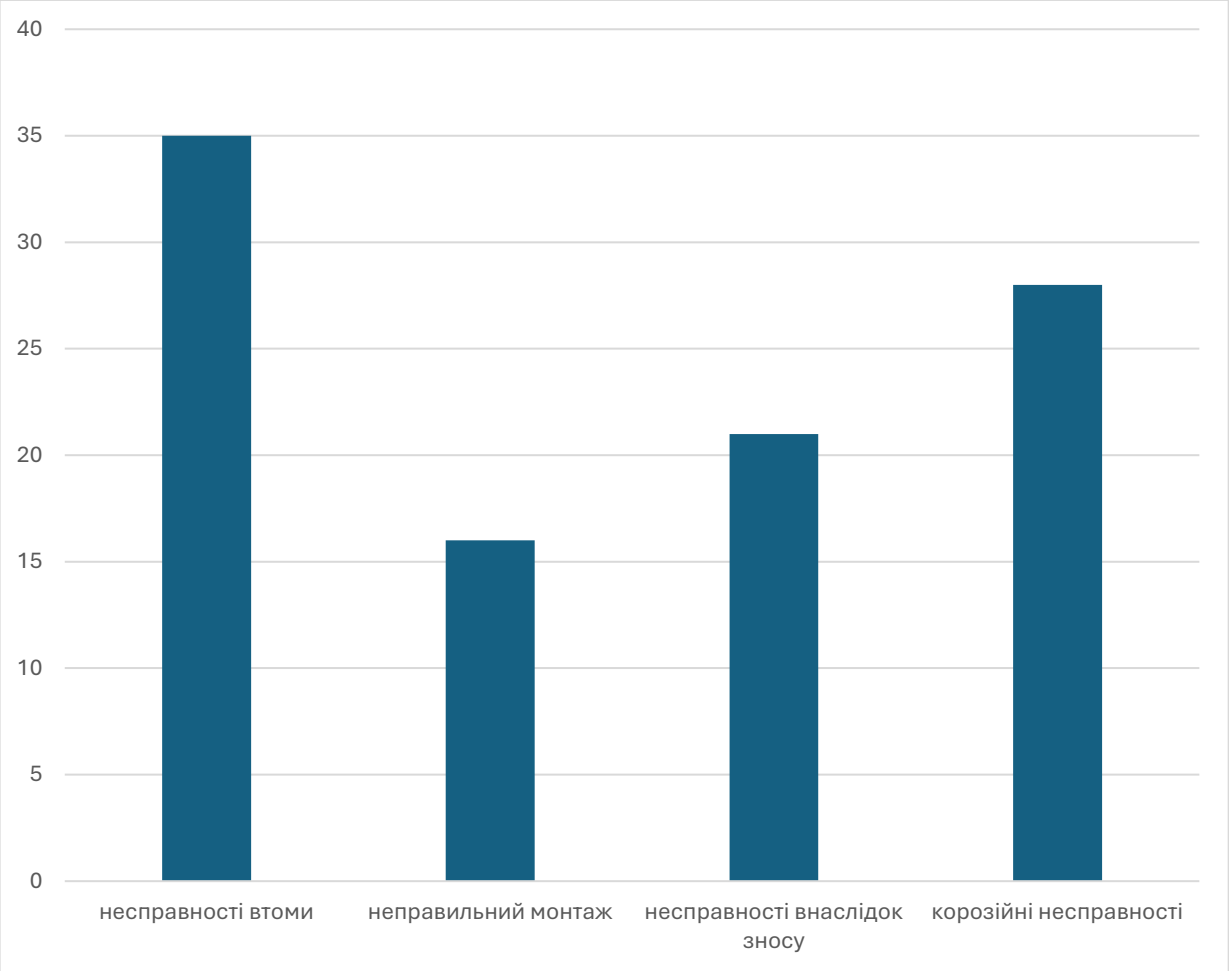
Окремої уваги заслуговують корозійні деградації, що стимулюються протіканням електричного струму. Транзит струму крізь тіла кочення та кільця здатен викликати мікроскопічні іскрові розряди безпосередньо в площині контакту. Це ініціює локальні термічні та структурні трансформації сталі, призводить до миттєвого вигоряння і втрати властивостей мастильного матеріалу, а також створює потужні осередки для подальших втомних руйнувань. Найбільш вразливими до явищ електрокорозії традиційно залишаються підшипники буксових вузлів локомотивів. Ця тенденція безпосередньо зумовлена систематичними збоями у функціонуванні штатних заземлюючих пристроїв, що є доволі поширеною проблемою в реальних умовах експлуатації залізничної техніки. Поряд із цим, у практиці дефектоскопії неодноразово фіксувалися факти ураження електрокорозією підшипникових вузлів тягових електродвигунів. Головними першопричинами таких інцидентів виступають процеси фізичного старіння ізоляційних матеріалів або ж критичне зниження діелектричних характеристик в обмотках електричної машини.

На рисунках 1.1 – 1.3 наведені діаграми розподілу несправностей підшипникових вузлів на 1 млн. км пробігу відповідно для вузлів електровозів ДЕ1 у локомотивному депо «Нижньодніпровськ-Вузол».

Як наочно ілюструють рисунки 1.1 – 1.3, переважна більшість дефектів у кінцевому підсумку трансформується саме у втомні пошкодження. Це пояснюється тим, що корозійні процеси, експлуатаційне зношування та монтажні хиби, виникаючи в процесі функціонування механізму, виступають потужними ініціаторами та каталізаторами подальшого втомного руйнування металу.

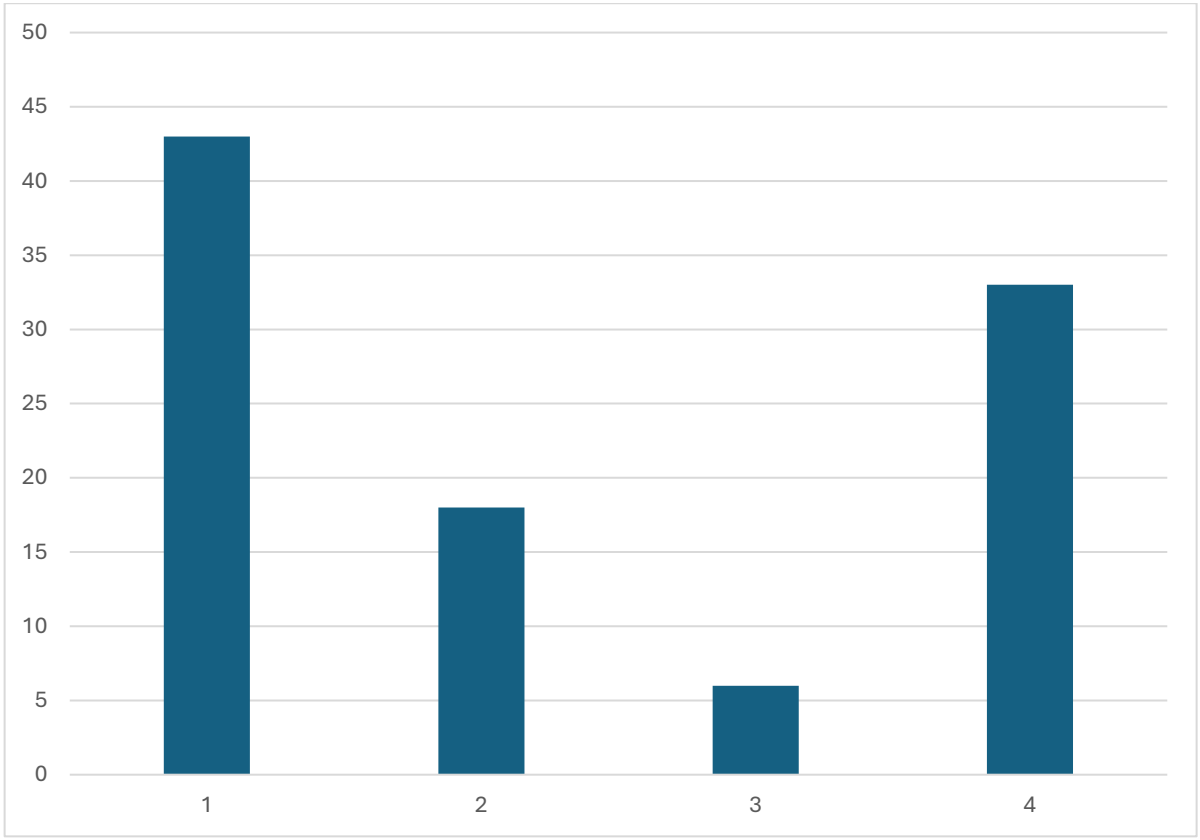
Значний масив відмов та експлуатаційних пошкоджень генерується і прогресує безпосередньо через недотримання трибологічних режимів та зниження ефективності мастильного середовища. Забезпечення

підшипникового вузла адекватним змащуванням є критично значущим і, великою мірою, вирішальним критерієм його довговічної та стабільної експлуатації. З метою гарантування безперебійного надходження мастильного матеріалу до підшипників буксових вузлів тягового рухомого складу, їхня конструкція передбачає наявність спеціалізованих мастильних камер. Вони оснащуються комплексною системою лабіринтових ущільнень та мають конструктивну можливість для порційного поповнення об’єму мастила безпосередньо під час сервісного обслуговування.



1 – несправності втоми; 2 – неправильний монтаж; 3 – несправності внаслідок зносу; 4 – корозійні несправності

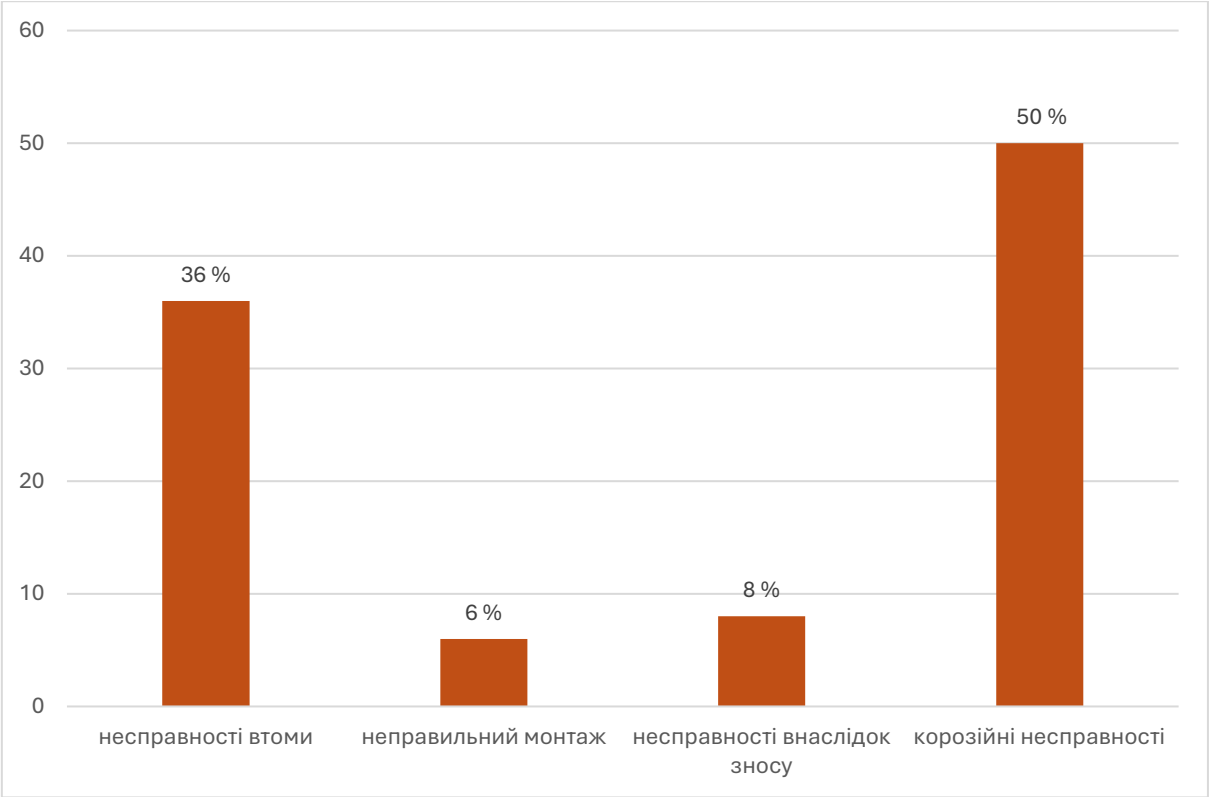
Рисунок 1.1 – Діаграма розподілу несправностей буксових вузлів електровозів ДЕ1



1 – несправності втоми; 2 – неправильний монтаж; 3 – несправності внаслідок зносу; 4 – корозійні несправності

Рисунок 1.2 – Діаграма розподілу несправностей підшипникових вузлів тягових редукторів електровозів ДЕ1

Як свідчить практика, фізичне руйнування працюючого підшипникового вузла переважно відбувається не миттєво, а є наслідком тривалого, поступового еволюціонування певного первинного дефекту. Відповідно, оперативна ідентифікація пошкоджень або ознак деградації мастильного середовища на стадії їхнього зародження, разом із вжиттям адекватних профілактичних дій, дає змогу радикально оптимізувати експлуатаційні витрати. Такий підхід також мінімізує відсоток неробочого парку локомотивів, суттєво зменшує кількість позапланових ремонтних втручань та ефективно запобігає виникненню критичних аварійних ситуацій на магістралях.



1 – несправності втоми; 2 – неправильний монтаж; 3 – несправності внаслідок зносу; 4 – корозійні несправності

Рисунок 1.3 – Діаграма розподілу несправностей підшипникових вузлів тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1

Зазвичай прогресування дефектів у підшипникових вузлах супроводжується такими зовнішніми проявами, як посилення акустичного випромінювання, зростання вібраційного фону та локальне підвищення температури. Проте варто наголосити, що ці симптоми є індикаторами вже глибоко розвиненої стадії руйнування. Вони виконують суто констатуючу функцію, фіксуючи факт наявності серйозної проблеми, і абсолютно не придатні для превентивного виявлення дефектів, що лише починають формуватися.

З огляду на це, ключовим завданням сучасних методів та інструментальних засобів технічної діагностики є саме ідентифікація аномалій на найраніших етапах їхнього виникнення. Це передбачає пильний безперервний моніторинг динаміки та фаз розвитку пошкоджень, а також

формування достовірних прогнозів щодо подальшого технічного стану буксових вузлів ТРС.

1.2 Теоретичні засади технічного діагностування підшипників кочення

Загальноприйнято, що в межах класичної теорії ймовірностей надійність прогнозування працездатності будь-якого технічного об'єкта прямо пропорційна обсягу статистичної вибірки щодо зафіксованих відмов та процесів зношування. Відповідно, спроба застосувати суто статистичний підхід для достовірної оцінки та передбачення технічного стану однієї окремо взятої машини виявляється практично неефективною і не дає гарантованого результату. Однак, реальна експлуатаційна практика вимагає від фахівців чіткого розуміння фактичного стану (величини радіальних зазорів, посадкового натягу, геометричних деформацій компонентів тощо) кожної індивідуальної одиниці обладнання чи механізму ТРС.

Візуально втрата працездатності будь-якого вузла локомотива завжди здається раптовою, проте фактичне формування передумов до цієї відмови є прихованим і розтягнутим у часі процесом. Протягом певного експлуатаційного періоду відбувається поступове фрикційне зношування робочих поверхонь, ініціюються та розростаються мікротріщини, деградують фізико-хімічні параметри мастильного середовища, а також розгортаються інші деструктивні явища, інтенсивність яких безпосередньо корелює з поточними режимами експлуатації та пройденим кілометражем.

Запровадження систем технічного діагностування для машин та механізмів ТРС надає можливість здійснювати об'єктивний контроль їхнього поточного стану в будь-який момент часу. Крім того, це дозволяє екстраполювати динаміку погіршення робочих характеристик для предиктивного визначення ймовірного моменту настання критичної відмови,

паралельно формуючи базові критерії та алгоритми проведення самих діагностичних процедур.

Фундаментальна мета технічної діагностики полягає у безпомилковій ідентифікації дійсного експлуатаційного стану конкретного досліджуваного об'єкта. Отримані дані слугують основою для своєчасного планування та реалізації комплексу сервісних заходів, спрямованих на збереження працездатності вузла в межах регламентованого рівня надійності. Такий підхід дає змогу науково обґрунтувати міжремонтні ресурси та оптимізувати графік планово-попереджувальних ремонтів. До того ж, сучасні діагностичні методи комплексно вирішують проблему: вони не лише фіксують факт наявності дефекту в механізмі, а й дозволяють ретроспективно встановити першопричини та супутні фактори, що спровокували його появу.

Слід зауважити, що серед усього спектра агрегатів обертального типу саме підшипникові вузли ТРС характеризуються найменшим експлуатаційним ресурсом та найбільшою варіативністю строків служби. Зазвичай їхній нормативний робочий цикл розраховується, виходячи з критерію 90-відсоткової імовірності безвідмовної роботи. Проте, на практиці точне прогнозування залишкового ресурсу підшипників кочення є вкрай складним завданням. Це зумовлено суттєвими розбіжностями між розрахунковою та реальною межею контактної витривалості, впливом накопичених похибок під час монтажу, непередбачуваністю динаміки втомних руйнувань, а також складністю комплексного врахування всіх нюансів виробництва металу, якості складання та важких умов колійної експлуатації [3].

Комплексна діагностика локомотивів у цілому, як і вузлова перевірка окремих їхніх систем, базується на глибокому аналізі специфічних маркерів дефектних станів. Вона охоплює розробку та застосування відповідної методології, апаратно-програмних засобів та аналітичних принципів, сукупність яких дає змогу формувати обґрунтовані висновки щодо поточного стану об'єкта методами неруйнівного контролю без демонтажу та розбирання вузла із подальшим прогнозуванням залишкового ресурсу безпечної роботи.

Буксовий вузол колісної пари, аналогічно до інших складних агрегатів локомотива, підлягає дослідженню через призму двох фундаментальних аспектів: структурної побудови та функціонального призначення.

Кожен із цих підходів характеризується власною термінологічною базою та специфічними особливостями. Власне, конструктивна структура буксового вузла безпосередньо диктується тими експлуатаційними завданнями, які на нього покладені. Застосовуючи структурний критерій, дослідники аналізують просторову конфігурацію та розміри деталей, величини зазорів у кінематичних з'єднаннях, а також інші фізико-механічні характеристики складових елементів вузла, бездоганна взаємодія яких гарантує нормальне функціонування всього механізму.

Основним поняттям діагностики, пов'язаним із структурним аспектом, є технічний стан структури букси в деякий момент часу t, який може бути охарактеризований сукупністю n незалежними структурними параметрами x_1, x_2, x_3, … , x_n. Параметри x_i – змінні величини. Задача визначення технічного стану букси може бути вирішена, якщо x_i будуть виражені через величини L_1, L_2, L_3,…, L_m, які відомі або їх можна визначити без розбирання букси. Такий непрямий процес визначення технічного стану буксового вузла
називається діагностикою. Він зводиться до вимірювання параметрів діагностичного сигналу L_1, L_2, L_3,…, L_m, тобто

$$L_i = f(X_1, X_2, ..., X_n) \tag{1.1}$$

Таким чином, для опису технічного стану буксових підшипників є дві системи параметрів

$$\underbrace{X_1, X_2, X_3, ..., X_n}_{\text{I}} \text{ та } \underbrace{L_1, L_2, L_3, ..., L_n}_{\text{II}} \tag{1.2}$$

Параметри першої системи I неприступні для безпосереднього вимірювання, а параметри другої системи II можуть бути визначені чутливим датчиком вимірювального приладу.

Таким чином, технічним станом буксового вузла називають повну мінімальну сукупність параметрів структури $x_1, x_2, x_3, \ldots, x_n$, що характеризують відхилення структури вузла від структури його ідеального прототипу. Тоді під ідеальним прототипом буксового вузла будемо мати на увазі систему, структура якої з абсолютною точністю відповідає проекту.

При функціональному підході буксовий вузол з підшипниками кочення розглядається як єдина система, що породжує різні процеси, які віддають механічну енергію, випромінюють тепло та віброакустичні коливання та ін. Всі ці процеси можна охарактеризувати кількісно сукупністю $L_1, L_2, L_3, \ldots, L_m$.

Величини указаних параметрів залежать від технічного стану буксових підшипників і від його режиму роботи, а також від діаметра колісної пари.

Режим роботи буксового вузла при діагностиці суворо регламентується, тому будь-яка зміна величин зазначених параметрів повинно бути віднесеним до зміни форми розмірів або взаємного розташування деталей підшипника, тобто зміні технічного стані буксового підшипника.

На підставі вищевикладеного параметри вихідних процесів буксових підшипників можна розглядати як функції стану

$$L_m = L_m(x_1, x_2, x_3, \ldots x_n) \qquad ()$$

Параметри діагностичних сигналів, виступаючи своєрідними математичними функціями поточного технічного стану, охоплюють низку кількісних показників різноманітних фізичних процесів. Ці процеси невіддільно супроводжують штатну експлуатацію буксового вузла та є цілком доступними для прямої інструментальної реєстрації й вимірювання.

За своєю фізичною природою ці супутні явища, які безпосередньо формують базис діагностичного сигналу, зазвичай не чинять критичного впливу на загальну працездатність, тримкість чи функціональність буксового вузла. Саме з цієї причини в рамках класичного машинознавства їх глибоке та системне дослідження здебільшого не проводиться, за винятком вузькоспеціалізованої сфери технічної діагностики та неруйнівного контролю.

Проте в самій діагностичній галузі фундаментальне значення цих процесів є надзвичайно вагомим. Вони виступають ключовим, а часто і єдино можливим джерелом об'єктивних інформативних даних щодо реального ступеня зношеності та фактичного експлуатаційного стану конкретного агрегату чи буксового вузла в цілому. Зрештою, генеровані під час роботи вихідні процеси та динамічні коливання їхніх базових характеристик залишаються єдиними зовнішньо фіксованими маркерами, які дозволяють без втручання в конструкцію ідентифікувати її прихований технічний стан.

Технічний стан об'єкта, що діагностується, визначається одним найвагомішим або декількома структурними параметрами. Навчитися ставити діагноз – це значить відділяти корисний сигнал від завади

$$A[L(t)] = A[S(t) + m(t)] \rightarrow S(t), \qquad (1.4)$$

де оператор А перетворює власні корпусні коливання в корисний сигнал S(t), що містить інформацію про технічний стан буксових підшипників.

Щоб завдання технічного діагностування мала коректне практичне розв'язання, кожному конкретному експлуатаційному стану компонентів буксових підшипників має відповідати специфічний, чітко диференційований діагностичний сигнал. При цьому взаємозв'язок між фізичним станом та формованим сигналом повинен обов'язково задовольняти низку фундаментальних критеріїв: забезпечення абсолютної однозначності ідентифікації, достатня широта діапазону вимірювань, технологічна

доступність і зручність апаратної фіксації даних, а також висока інформативна місткість самого сигналу.

У межах застосування методів віброакустичної діагностики до підшипників буксових вузлів ТРС, ключовий масив інформативних даних щодо їхнього поточного технічного стану екстрагується з характеристик пружних коливальних хвиль. Ці хвилі генеруються в зоні контакту елементів кочення і безперешкодно поширюються масивом корпусу букси безпосередньо в режимі її штатного функціонування. Базовим критерієм оцінки тут виступає структурний параметр - комплексна фізична величина, що може мати різноманітну природу. До спектра таких індикаторів належать: просторово-геометричні характеристики, наприклад, величини зазорів, механічні показники, такі як частота обертання ротора, крутні моменти на валу, зусилля різьбових затягувань; віброакустичні критерії зокрема, розмах або подвійна амплітуда вібропереміщень корпусних деталей, а також термодинамічні величини.

Оцінювання дійсного технічного стану будь-якої машини чи окремого її агрегату здійснюється виключно через призму кількісних вимірів згаданих структурних параметрів. У діагностичній практиці їх заведено класифікувати на три ключові категорії: номінальні, допустимі та граничні. Номінальний, або ж вихідний, показник структурного параметра відображає його еталонне числове значення, яке обґрунтоване теоретичними розрахунками та жорстко зафіксоване в робочих кресленнях заводу-виробника відповідно до чинних регламентів та технічних умов. Варто зауважити, що номінальних значень параметри набувають виключно у нових або ж капітально відновлених вузлах, і лише після успішного завершення регламентованого періоду технологічного припрацювання поверхонь.

Упродовж довготривалої експлуатації компоненти буксових вузлів тягового рухомого складу неминуче зазнають трансформації своїх структурних параметрів. Як правило, зі зростанням експлуатаційного пробігу колісної пари фіксується кількісне збільшення цих показників, що

беззаперечно свідчить про поступову деградацію загального технічного стану як окремого агрегату, так і локомотива в цілому. Ззовні такі процеси зношування фізично проявляються у формі аномальних акустичних імпульсів, інтенсифікації корпусної вібрації, посиленні аеродинамічного шуму, а також локальному термічному перегріві. Ці вторинні явища на даному етапі ще не спричиняють остаточної втрати працездатності механізму, проте вони виступають надійними індикаторами – тривожними сигналами про зародження і прогресування дефектів. Натомість досягнення структурним параметром свого граничного значення символізує повне та безповоротне вичерпання ресурсу, тобто абсолютну втрату буксовим вузлом працездатності і фізичну нездатність надалі виконувати покладені на нього експлуатаційні функції.

Справний технічний стан буксового вузла ТРС ідентифікується в тому випадку, коли кількісні показники його структурних параметрів перебувають нижче встановленого допустимого порогу. Іншими словами, їхнє відхилення від базових величин не перевершує заздалегідь регламентованих допустимих меж.

Натомість, наявність дефектного стану компонента або всього буксового вузла фіксується тоді, коли числові виміри структурних індикаторів перевищують допустимий бар'єр. Це чітко свідчить про зародження та розвиток певних експлуатаційних пошкоджень. Що стосується критичної відмови у підшипнику буксового вузла, то вона класифікується станом, за якого діагностовані структурні параметри досягають своїх граничних значень. За таких умов подальше використання підшипника категорично забороняється через повну втрату ним роботоздатності.

З огляду на це, причини виникнення відмов в елементах буксового вузла можуть бути доволі різноманітними: від інтенсивного фрикційного зношування до незворотних деформацій деталей підшипників. Вкрай важливо фундаментально розмежовувати поняття «несправність» та «відмова». Наявність несправності не завжди тотожна абсолютній втраті працездатності;

вона може дозволяти вузлу або агрегату функціонувати, але з певними відхиленнями та порушеннями робочого процесу. Однак, ігнорування несправності та невчасне її усунення неминуче провокує остаточну відмову.

1.3 Нормативні критерії діагностування за вібраційними характеристиками

Для здійснення об'єктивної кількісної оцінки фактичного технічного стану підшипників буксових вузлів ТРС, що базується на фіксації поточних загальних рівнів віброприскорень корпусу, виникає гостра потреба у застосуванні спеціалізованих діагностичних нормативів: вихідної величини віброакустичного параметра, його граничного значення, а також експлуатаційно допустимого рівня. Ці показники розраховуються з обов'язковим урахуванням чітко регламентованої періодичності проведення діагностики та специфічних режимів роботи буксового вузла.

Головна функціональна мета запровадження таких діагностичних нормативів зводиться до визначення міри експлуатаційної придатності досліджуваного об'єкта в конкретний момент часу. Це реалізується через безпосереднє зіставлення виміряної поточної величини діагностичного параметра із граничним порогом. Крім того, такий підхід забезпечує можливість точного прогнозування працездатності на період майбутнього напрацювання шляхом екстраполяції та порівняння динаміки зміни цих параметрів.

Аби гарантувати об'єктивність та умови порівнянності результатів, встановлені діагностичні нормативи суворо прив'язуються до певних швидкісних діапазонів та спектрів силових навантажень. Відповідно до конструктивних особливостей підшипників буксових вузлів, усю сукупність нормативних показників доцільно класифікувати на дві базові підгрупи: ті, що

жорстко регламентуються державними стандартами, та ті, які рекомендовані безпосередньо підприємствами-виробниками.

Перша класифікаційна група діагностичних нормативів стосується насамперед тих конструктивних елементів, від яких безпосередньо залежить генерація власної корпусної вібрації букси. Що стосується другої групи нормативів, то вона переважно спирається на технологічні допуски структурних параметрів для компонентів підшипників буксових вузлів. З іншого боку, сюди ж відносяться величини структурних параметрів, які закладаються інженерами ще на етапі проектування і підлягають остаточному коригуванню за результатами натурних експлуатаційних випробувань ТРС. Характерними прикладами таких нормативних структурних індикаторів можуть слугувати: зафіксовані в технічній документації розміри радіальних зазорів у підшипниках, розрахункові величини посадкових натягів тощо. Варто підкреслити, що окрема категорія структурних параметрів використовується спеціалістами безпосередньо як прямий інструмент для поточного контролю та діагностування технічного стану елементів букси.

Обчислення нормативних критеріїв здійснюється із залученням статистичного апарату, який бере до уваги закономірності деградації технічного стану буксового вузла. Додатково, оперування масивами статистичних даних дає змогу коректно врахувати технологічні та виробничі похибки. Отже, саме статистичне обґрунтування діагностичних нормативів для підшипників буксових вузлів ТРС виступає фундаментальною базою для побудови оптимальної системи контролю.

У конструктивному та кінематичному плані буксовий вузол колісної пари локомотива доцільно розглядати як багатокомпонентну активну коливальну систему. Це пояснюється тим, що переважна більшість робочих фізичних процесів, які відбуваються всередині механізму під час експлуатації, невідворотно генерують пружні хвильові коливання, причому спектр причин їх виникнення є надзвичайно широким.

Під час руху роликові підшипники піддаються комплексному впливу радіальних та осьових навантажень. Останні генеруються відцентровими силами, аеродинамічним тиском та іншими векторами горизонтальних зусиль, що діють паралельно осі обертання підшипникової опори. У свою чергу, радіальні напруження на роликах формуються переважно внаслідок передачі вертикального вагового навантаження. Окрім силового сприйняття, підшипники буксових вузлів виконують функцію жорсткого просторового обмеження зміщень колісної пари під час руху локомотива.

Пружні коливальні збурення на корпусі буксового вузла ініціюються силами тертя кочення, динамічними імпульсами від зіткнення твердих металевих компонентів, а також впливом незрівноважених силових векторів та моментів. Поява незрівноваженості тісно корелює з особливостями кінематичної схеми, що особливо характерно для роторних механізмів. Додатковими першоджерелами таких аномалій виступають асиметричний розподіл мас відносно осі обертання та недостатня точність центрування спряжених деталей агрегату [4].

Сила ударного імпульсу в момент контакту елементів кінематичної пари знаходиться у прямій математичній залежності від величини геометричного зазору. Будь-яке спряження деталей під час співвдаряння генерує специфічну корпусну вібрацію, яка переважно має імпульсну природу з характерною частотою заповнення, тобто власною резонансною частотою коливань. Відповідно, спектральна картина ударних віброприскорень формується як функція пікових прискорень, що спирається на власні частоти контактуючих поверхонь. Володіючи інформацією про частоту зіткнень шийки осі з тілами кочення, можна точно ідентифікувати часові моменти генерації віброімпульсів. Енергія цих імпульсів є пропорційною силі удару і, як наслідок, розміру радіального зазору. Зростання зазору у підшипнику призводить до того, що віброімпульси зазнають більшого просторово-часового зсуву відносно опорної точки.

Базуючись на вищезазначених фізичних явищах, можна констатувати, що в спектральній структурі пружних корпусних коливань буксового вузла чітко виділяються дві категорії складових:

– гармоніки, частота яких дорівнює або є кратною до частоти обертання осі колісної пари. Ці складові класифікуються як вимушені коливання, або ж власна корпусна вібрація букси;

– складові, що відповідають частотам вільних коливань самого корпусу букси та її внутрішніх деталей. Важливо підкреслити, що вільні коливання не виступають гармоніками ударів. Ті вільні коливання, які здатні безперешкодно поширюватися у пружному середовищі, ідентифікуються як віброакустичні коливання корпусу букси.

Значення частот вимушених коливань (Гц) піддаються попередньому аналітичному розрахунку за допомогою відомих математичних формул. Натомість частоти вільних коливань, що збуджуються ударними імпульсами, абсолютно не залежать від швидкісного режиму роботи підшипника. Їхні параметри детермінуються виключно геометрією та габаритами контактуючих деталей, а також показниками пружності та внутрішнього тертя самого матеріалу. При цьому амплітудний розмах таких коливань є прямо пропорційним швидкості зближення деталей під час удару. Саме тому первинний перетворювач для реєстрації пружних хвиль монтується безпосередньо на зовнішній поверхні корпусу букси.

Для виведення розрахункових залежностей, необхідних для теоретичного визначення частот вільних коливань, складну конфігурацію деталей букси традиційно апроксимують до еквівалентних простих геометричних тіл. Здійснюючи порівняльний аналіз між вимушеними та вільними коливаннями деталей буксового вузла, слід зазначити: вимушені коливання вирізняються низькочастотним спектром, значними амплітудами просторових переміщень, але водночас мізерними значеннями прискорень. З огляду на це, одним із фундаментальних завдань віброакустичної діагностики підшипників буксових вузлів є коректне обґрунтування робочого частотного

діапазону. Спектральний аналіз корпусної вібрації має здійснюватися у смузі частот від 16 Гц до 20 кГц.

2 Особливості обробки сигналів і виділення інформативних ознак

Сигнал зазвичай визначається як знак або повідомлення, яке сприймається зором або слухом, особливо з метою передачі попередження, вказівки або інформації [5]. Для цілей опису та аналізу сигнал також можна просто визначити як математичну функцію, пов'язану з часом, частотою тощо. Відповідно до статистичних властивостей самого сигналу, сигнал можна поділити на різні категорії. Зазвичай сигнали поділяють на стаціонарні та нестаціонарні, де стаціонарність означає, що статистичні властивості сигналу є інваріантними у часі. Для детермінованих сигналів це в основному означає, що вони повністю складаються з деяких синусоїд з дискретними частотами, і тому їх частотні спектри складаються з дискретних ліній на частотах цих синусоїд. Як тільки частоти, амплітуди та початкові фази цих синусоїд стають відомими, значення сигналу може бути визначене в будь-який час. Тому їх називають детермінованими сигналами. Випадкові сигнали є дещо складнішими, оскільки їх значення неможливо передбачити в будь-який час. Однак для стаціонарних випадкових сигналів їх статистичні властивості не змінюються з часом. Зокрема, типовим представником є гауссівський білий шум. Нестаціонарність означає все, що не задовольняє умови стаціонарності, і знову ж таки її можна поділити на дві основні категорії: безперервні та перехідні. Не існує жорсткого правила для їх розрізнення, але для їх розрізнення зазвичай використовуються терміни "енергія" та "потужність". Справжня потужність сигналу пов'язана з квадратом його амплітуди, і зазвичай піднесений до квадрата сигнал просто називають "потужністю". Перехідний сигнал має миттєве значення квадрата або потужності в кожній точці часу, але характеризується інтегралом цієї "потужності" за весь час, який називається "енергією". Стаціонарний випадковий сигнал згідно з цим визначенням має постійну потужність і нескінченну енергію. Циклостаціонарні сигнали мають потужність, яка періодично змінюється з часом, тому загальна енергія також

нескінченна. Інші нестаціонарні сигнали також мають кінцеву тривалість, але швидше за все розглядаються як нестаціонарні сигнали, що безперервно змінюються, а не як перехідні, оскільки вони зазвичай аналізуються для того, щоб побачити, як їхня потужність змінюється з часом, шляхом розділення на короткі квазістаціонарні ділянки. Як правило, сигнали, отримані з експериментальних випробувальних стендів або реальних заводів, містять деякий шум і некорисні компоненти. Тому після збору сигналів необхідно проводити їх обробку.

Обробка сигналів полягає у вилученні інформації, пов'язаної з несправностями обертових машин, а також в усуненні непотрібних складових, впроваджених у сигнал, і підвищенні відношення сигнал/шум. Обробка сигналів відіграє все більш важливу роль у наукових дослідженнях та промисловому застосуванні [6]. Зі стрімким розвитком науки і техніки, наукові експерименти, вимірювання сигналів та управління автоматичними виробничими лініями в процесі промислового виробництва будуються на основі обробки сигналів. Більш того, випробування експлуатаційних характеристик нових матеріалів, дослідження та розробка нового обладнання, а також експерименти з новими процесами та методами – все це будується на основі точної обробки та аналізу отриманих сигналів. Крім того, із застосуванням автоматичних електромеханічних виробів, їх проектування, випробування та експлуатація тісно пов'язані з обробкою сигналів. Під час виробництва та експлуатації сучасного обладнання обробка сигналів вийшла на перше місце, і вона становить 50 – 70 % від загальної вартості обладнання [5].

Обробка сигналів має довгу й багату історію. На сьогоднішній день розроблено та широко застосовується велика кількість методів обробки сигналів. Традиційні методи обробки сигналів можна розділити на три категорії: методи у часовій області, методи у частотній області та методи у часо-частотній області. Попередня обробка сигналу спрямована на усунення шуму в сигналі та покращення SNR для підготовки до подальшої обробки, що

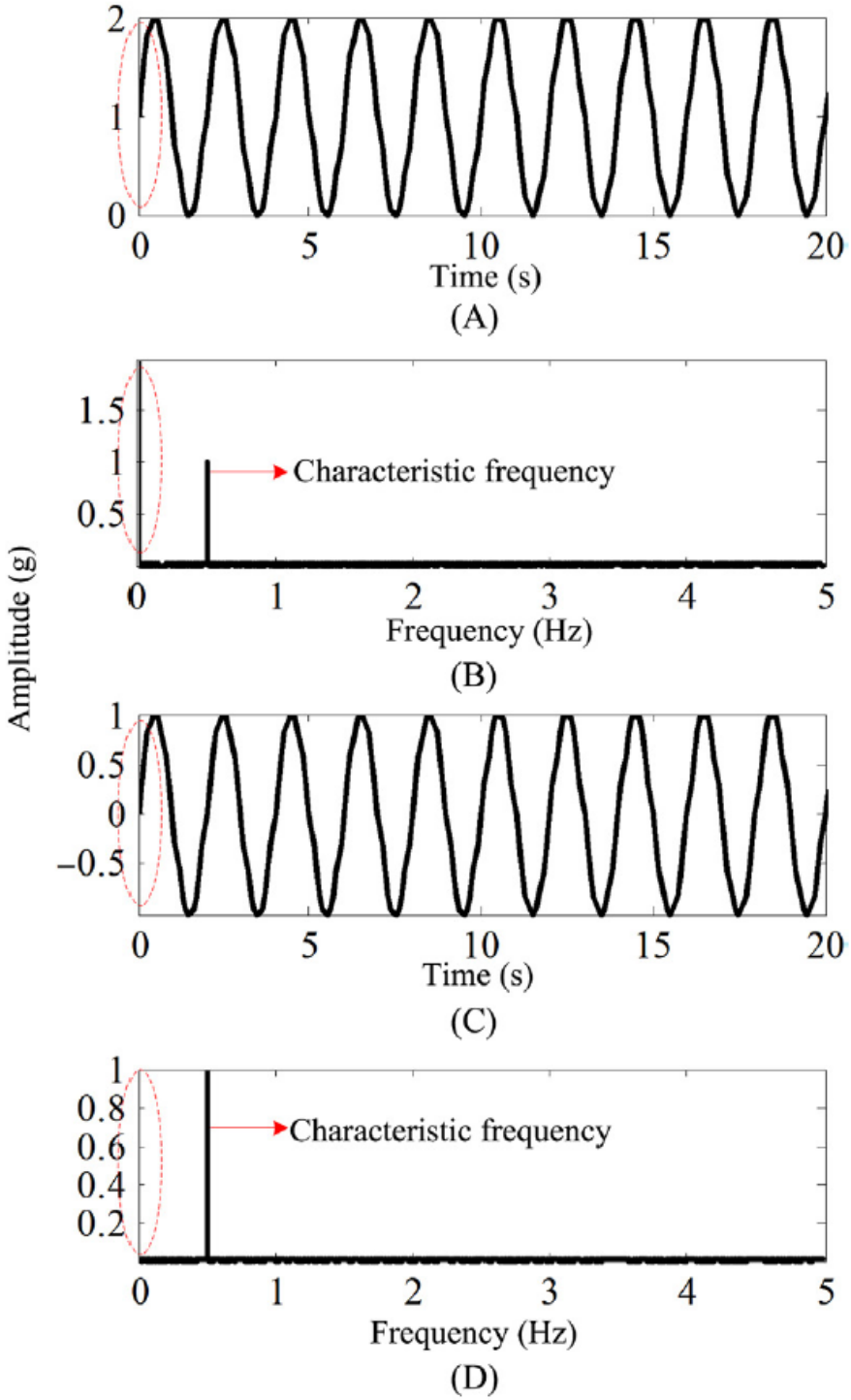
підходить для будь-яких категорій сигналів. Обробка сигналів у часовій області в основному включає кореляційний аналіз та виділення статистичних ознак у часовій області. Автокореляційний аналіз може вловити періодичні характеристики сигналу, тоді як взаємнокореляційний аналіз може виміряти ступінь зв'язку між двома різними сигналами. Крім того, статистичні ознаки у часовій області можуть бути вилучені для відображення статистичних властивостей сигналу з його часової форми. Обробка сигналу в частотній області зазвичай означає перетворення Фур'є, що базується на рядах Фур'є, і пізніше швидке перетворення Фур'є (FFT). Їх базисними функціями є набір тригонометричних функцій. Таким чином, метод FT обмежується обробкою стаціонарних сигналів. Припускаючи, що сигнал у досить короткому проміжку часу є стаціонарним, можна виділити деякі частотні ознаки, що відображають статистичні властивості в частотній області з частотних спектрів або спектрів потужності сигналу. На практиці нестаціонарний сигнал не може бути повністю описаний лише в часовій або частотній області. Для відображення розподілу нестаціонарного сигналу як з часової, так і з частотної області, методи обробки сигналів у часо-частотній області швидко розвивалися. Існує багато репрезентативних методів, таких як віконне перетворення Фур'є (STFT), розподіл Вігнера-Вілля (WVD), вейвлет-перетворення (WT), вейвлет-пакетне перетворення (WPT) і навіть перетворення Гільберта-Хуанга (HHT) [7]. Ці методи широко застосовуються для діагностики механічних несправностей. Оскільки різні методи обробки сигналів характеризуються різними можливостями, важливо для різних сигналів підібрати відповідний метод обробки для отримання більшої кількості корисної інформації.

2.1 Попередня обробка сигналу та видалення тренду

Ознаки несправностей у вібраційних сигналах, зібраних з обертових машин, є дуже слабкими, оскільки вони занурені у сильний фоновий шум, особливо для ранніх стадій несправностей. Тому вібраційні сигнали повинні бути попередньо оброблені для зменшення фонового шуму та похибок вимірювальних систем, для подальшого отримання більш корисної інформації та покращення SNR [5].

Зазвичай складова постійного струму, також звана середнім значенням, майже не містить ніякої корисної інформації, що відображає механічні несправності, оскільки вона є константою. Тому складова постійного струму повинна бути видалена перед обробкою сигналу. Для ілюстрації цього випадку синусоїдальний сигнал зі складовою постійного струму та відповідний частотний спектр наведені на рисунку 2.1

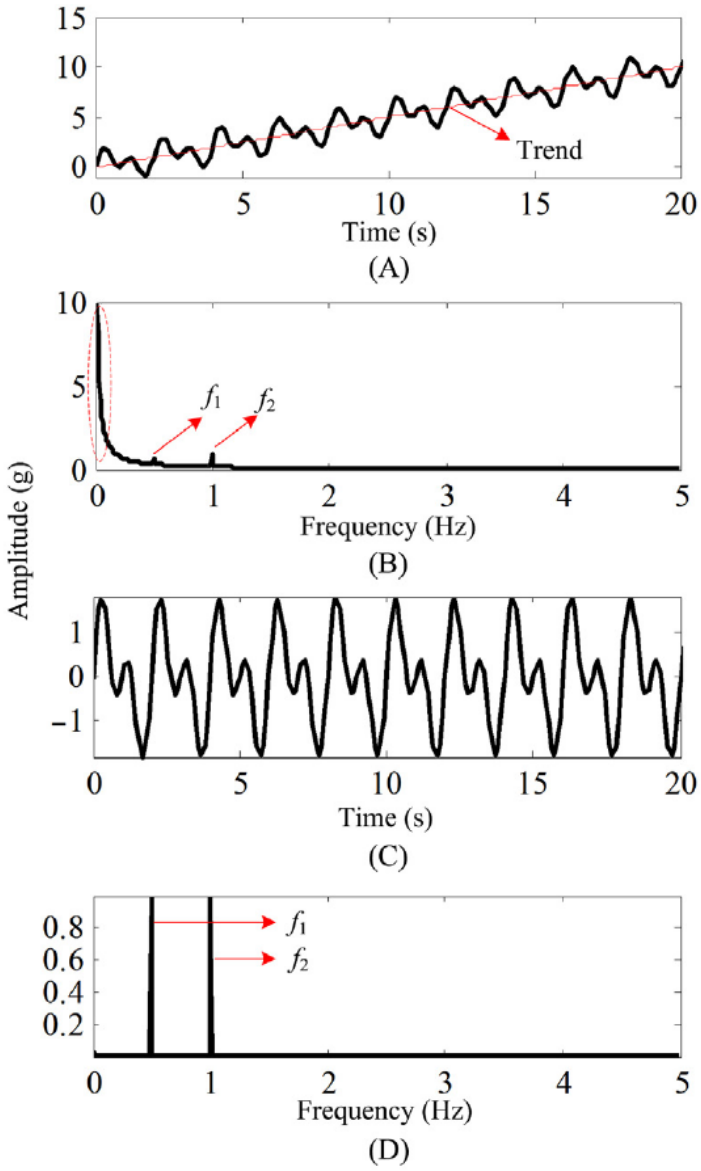
Складова постійного струму здатна викликати той факт, що форма сигналу в часовій області $x(t)$ коливається навколо постійної складової $x = 1$, а не навколо осі x ($x = 0$). Амплітуда сигналу інтегрально піднята за рахунок постійної складової. Однак відповідний частотний спектр вказує на те, що складова постійного струму не тільки створює інтерференційну частоту на рівні 0 Гц, але й не несе жодної корисної інформації про характеристичну частоту. Складова постійного струму може бути ізольована шляхом видалення її середнього значення, а форма сигналу у часовій області та відповідний частотний спектр проілюстровані на рисунку 2.1 c), d). Очевидно, що вплив складової постійного струму на характеристичну частоту усувається, а корисна інформація повністю зберігається.



a) – початкова форма сигналу в часовій області з компонентою постійного струму; b) – відповідний частотний спектр; c) – форма сигналу в часовій області після видалення середнього значення; d) – відповідний частотний спектр

Рисунок 2.1 – Видалення середнього [5]

Тому тренд – це монотонна функція, пов'язана з часом t. Тому тренди у вібраційних сигналах у деяких випадках є невиразними. Наприклад, темно-сіра лінія представляє тренд, включений у сигнал, як показано на рисунку 2.2, а відповідний частотний спектр побудований на рисунку 2.2 b).



a) – початкова форма сигналу в часовій області зі зростаючим трендом; b) – відповідний частотний спектр; c) – форма сигналу в часовій області після видалення тренду; d) – відповідний частотний спектр

Рисунок 2.2 – Видалення тренду [5]

Характеристичні частоти f_1 та f_2 значно піддаються впливу тренду, який визначається як некорисна інтерференція поблизу нульової частоти. Частотна інтерференція тренду подібна до інтерференції середнього значення. Тренд отримується шляхом обчислення методу найменших квадратів для прямої лінії або складеної лінії для кусково-лінійних трендів, підігнаної до сигналу й потім тренд віднімається від вихідного сигналу, як проілюстровано на рисунку 2.4 c), а відповідний частотний спектр показаний на рисунку 2.4 d). Слід зазначити, що характеристичні частоти повністю зберігаються, а вплив тренду скасовується. Отже, під час попередньої обробки сигналу необхідно видаляти тренд.

2.2 Фільтрація сигналу

Фільтрація сигналу призначена для усунення перешкод від шуму та видалення небажаних смуг частот сигналу, тим самим зберігаючи більше корисної інформації. Системи для реалізації фільтрації сигналу називаються фільтрами. Відповідно до різних амплітудно-частотних характеристик фільтри зазвичай поділяються на чотири категорії: фільтри низьких частот, високих частот, смугові та режекторні фільтри. Відповідно до властивостей сигналів, що обробляються, фільтри також можуть бути розділені на аналогові та цифрові. Цифрові фільтри додатково класифікуються на фільтри з нескінченною імпульсною характеристикою (IIR) та фільтри зі скінченною імпульсною характеристикою (FIR). Концепція традиційного фільтра розроблена на основі аналізу сигналу в частотній області. Припустимо, що сигнал $x(t)$ містить корисну складову $s(t)$ та шумову складову $n(t)$, тобто $x(t) = s(t) + n(t)$. Припускаючи, що $y(t)$ є відфільтрованим сигналом, передавальна функція фільтра матиме вигляд

$$H(\omega) = Y(\omega)/X(\omega) \tag{2.1}$$

де $Y(\omega)$ та $X(\omega)$ представляють Фур'є-перетворення сигналів $y(t)$ та $x(t)$ відповідно;

$H(\omega)$ –передавальна функцію фільтра.

Коли шум і корисні компоненти знаходяться в різних частотних діапазонах, шум може бути усунений шляхом проектування відповідного фільтра

$$\begin{cases} H(\omega) = 1, & S(\omega) \neq 0 \\ H(\omega) = 0, & S(\omega) = 0 \end{cases} \tag{2.2}$$

де $S(\omega)$ – це Фур'є-перетворення корисної складової $s(t)$.

Отже, добуток між $H(\omega)$ та FT вхідного сигналу $X(\omega) = S(\omega) + N(\omega)$ є FT виходу $Y(\omega) = S(\omega)$. Очевидно, ми можемо отримати

$$y(t) = x(t) * h(t) \tag{2.3}$$

де $*$ – оператор згортки;

$h(t) = F^{-1}\{H(\omega)\}$ – обернене FT від $H(\omega)$, тобто одинична імпульсна перехідна функція фільтра.

Вхідний сигнал $x(t)$ дорівнює одиничному імпульсному сигналу $\delta(t)$ (дельта-функція), вихідний сигнал $y(t)$ дорівнює $h(t)$.

Аналогічно, припускають, що інтервал дискретизації дорівнює Δt для дискретних часових рядів $x(n\Delta t)$, $y(n\Delta t)$ та $h(n\Delta t)$, а відповідне FT – це $X_\Delta(\omega)$, $Y_\Delta(\omega)$ та $H_\Delta(\omega)$ відповідно, тому в смузі частот $[-1/(2\Delta t)\ 1/(2\Delta t)]$ можна отримати

$$\begin{cases} y(n\Delta t) = x(n\Delta t) * h(n\Delta t) \\ Y_\Delta(\omega) = H_\Delta(\omega) X_\Delta(\omega) \end{cases} \tag{2.4}$$

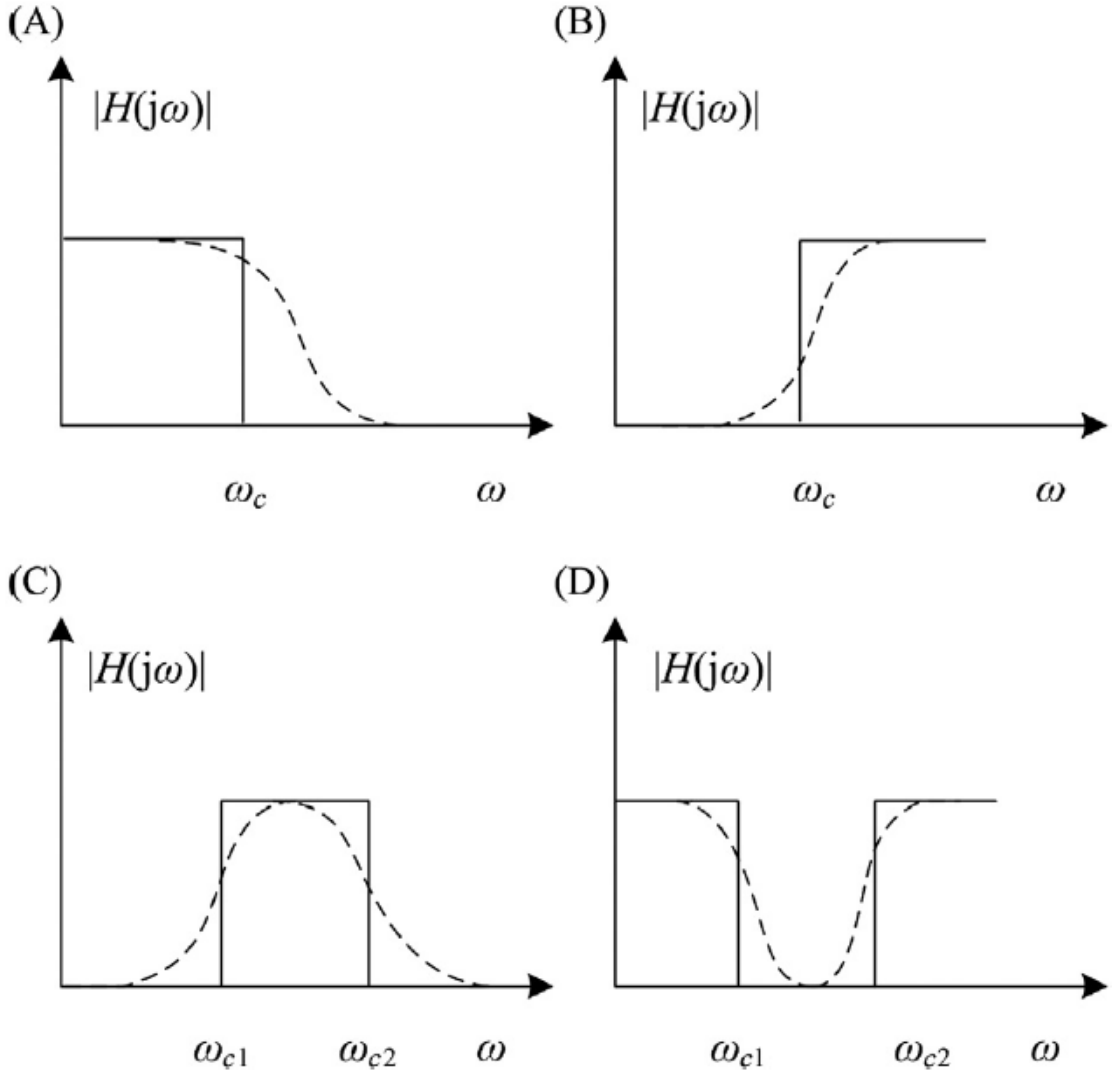
Залежно від сигналу, що підлягає обробці, фільтри класифікують на аналогові та цифрові. Ідеальні аналогові фільтри – це ідеальні моделі, які неможливо реалізувати на практиці, але вони допомагають проектувати наближені ідеальні фільтри, вивчаючи їх структурні характеристики. Їх амплітудно-частотні характеристики зображені на рисунку 2.3. Якщо частотні компоненти сигналу, що проходить через фільтр низьких частот, менші за ω_c, вони зберігаються, а в протилежному випадку – видаляються. Частота ω_c називається частотою зрізу фільтра, водночас частотний діапазон $\omega < \omega_c$ називається смугою пропускання фільтра низьких частот, а частотний діапазон $\omega > \omega_c$ називається смугою затримки фільтра низьких частот. Аналогічно, смуга пропускання фільтра високих частот дорівнює $\omega > \omega_c$, а смуга затримки - $\omega < \omega_c$. Смуга пропускання смугового фільтра становить $\omega_{c1} < \omega < \omega_{c2}$, а смуги затримки - $\omega < \omega_{c1}$ та $\omega_{c2} < \omega$.

Ідеальні фільтри низьких частот характеризуються прямокутними амплітудно-частотними та лінійними фазо-частотними характеристиками (рисунок 2.4). Ці характеристики гарантують відсутність спотворень у відфільтрованих сигналах. Крім того, ідеальні фільтри високих частот, смугові та режекторні фільтри можна отримати шляхом каскадного з'єднання кількох фільтрів низьких частот. Тому в ідеальних фільтрах низьких частот амплітудно- і фазово-частотні характеристики подані як

$$|H(j\omega)| = 1, |\omega| < \omega_c \; \varphi(\omega) = -\tau_0\omega, |\omega| < \omega_c \tag{2.5}$$

Відповідна функція одиничної імпульсної характеристики має вигляд

$$h(t) = \frac{sin[\omega_c(t-\tau_0)]}{\pi(t-\tau_0)} = \frac{\omega_c}{\pi} sinc[\omega_c(t-\tau_0)] \tag{2.6}$$

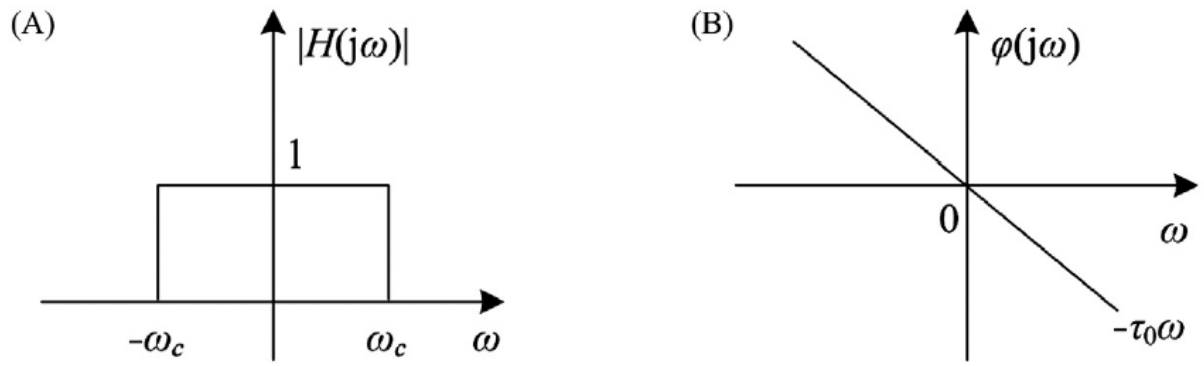


a) – фільтри низьких частот; b) – фільтри високих частот, c) – смугові фільтри, d) – режекторні фільтри

Рисунок 2.3 – Амплітудно-частотна характеристика фільтрів (суцільна лінія – ідеальні аналогові фільтри, штрихова лінія – реальні аналогові фільтри) [5]

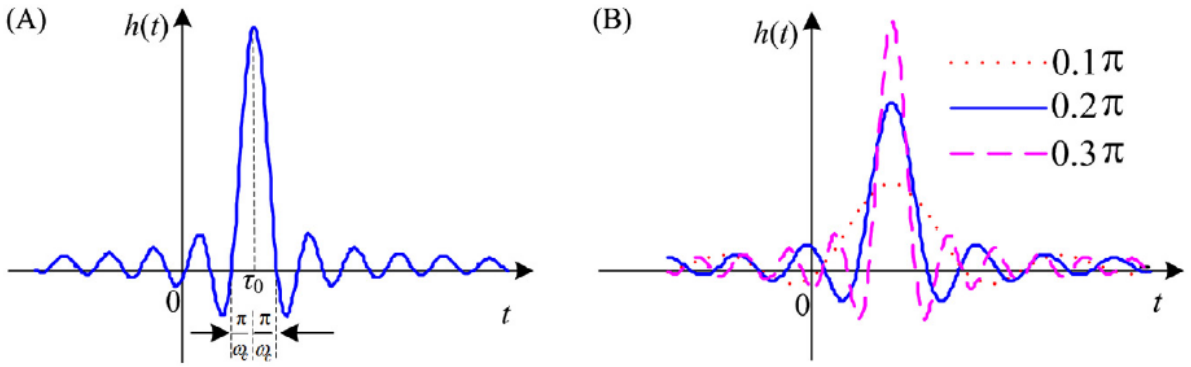
Тому функція одиничної імпульсної характеристики ідеального фільтра низьких частот – це функція sinc з часовою затримкою τ_0, яка показана на рисунку 2.5. Слід зазначити, що зі збільшенням частоти зрізу ω_c функція одиничної імпульсної характеристики $h(t)$ стискається в центрі τ_0. Крім того,

якщо $\omega_c \to \infty$, то $h(t) \to \delta(t)$, де $\delta(t)$ є одиничною імпульсною характеристикою.



a) – амплітудно-частотні характеристики; b) – фазо-частотні характеристики.

Рисунок 2.4 – Амплітудно-частотні та фазово-частотні характеристики ідеальних аналогових фільтрів [5]



a) – функція одиничної імпульсної характеристики; b) – функції одиничної імпульсної характеристики з різними частотами зрізу

Рисунок 2.5 – Функція одиничної імпульсної характеристики ідеального аналогового фільтра [5]

Ідеальні фільтри низьких частот зазвичай описуються їх частотами зрізу, тоді як реальні фільтри низьких частот у реальному проектуванні мають певний перехідний процес між смугою пропускання та смугою затримки. Якщо амплітудно-частотну характеристику $|H(j\omega)_{\omega=0}|$ нормувати до 1, реальний фільтр низьких частот проілюстровано на рисунку 2.6, де частота зрізу ω_c позначає відповідну частоту при $|H(j\omega)| = 0.707\left(1/\sqrt{2}\right)$.

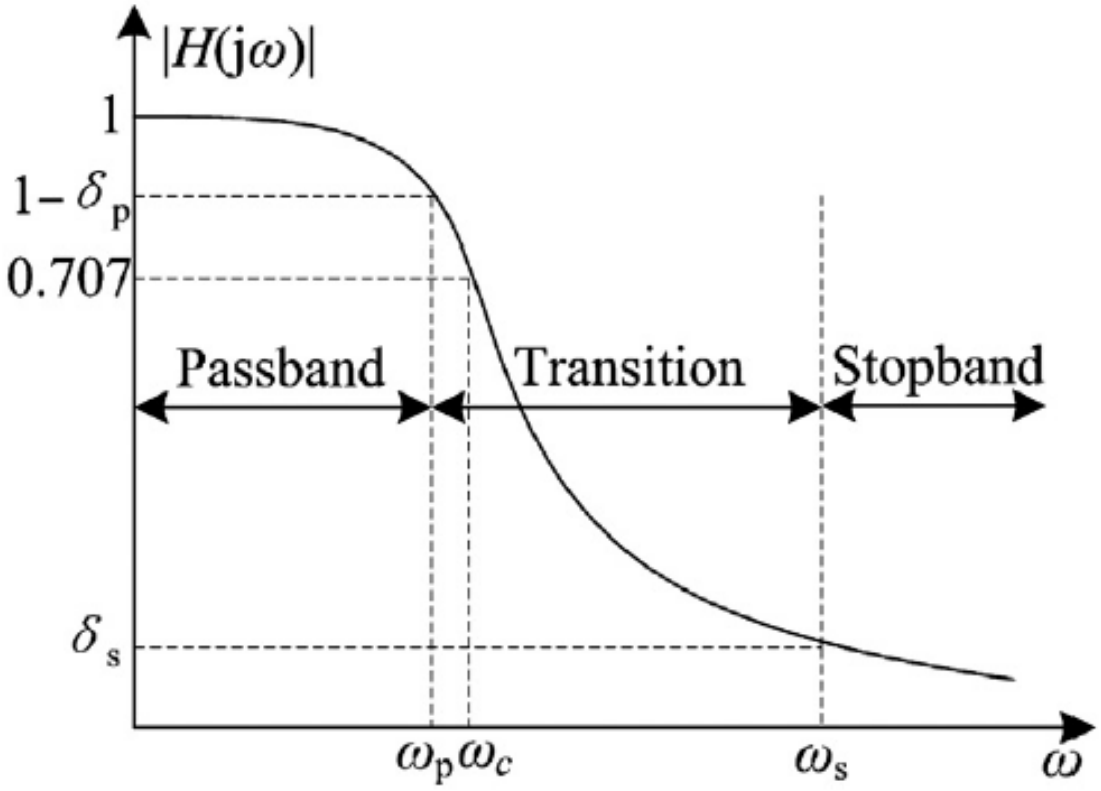


Рисунок 2.6 – Аналоговий фільтр низьких частот [5]

Діапазон частот $\left(\omega < \omega_p\right)$ називається смугою пропускання, $\omega_p < \omega < \omega_s$ - перехідною смугою, а $\omega > \omega_s$ - смугою затримки. Однак $[H(j\omega)]$ не дорівнює строго 1 або 0 у смузі пропускання або смузі затримки, допускаючи певну флуктуацію δ_p та δ_s відповідно.

Цифрові фільтри можна додатково поділити на дві категорії: фільтри IIR та фільтри FIR. Передавальна функція IIR-фільтра має вигляд

$$H(z) = \frac{\sum_{i=0}^{M} b_i z^{-i}}{1+\sum_{i=1}^{N} a_i z^{-i}} \quad (2.7)$$

де $z = exp(j\omega\Delta t)$, $a_k(k = 1,2,\cdots,N)$ та $b_r(r = 0,1,2,\cdots,M)$ – коефіцієнти полінома знаменника та чисельника відповідно.

Передавальна функція цифрового FIR-фільтра має вигляд

$$H(z) = \sum_{n=0}^{N-1} h\,(n) z^{-n} \quad (2.8)$$

де $h(n)$ $(n = 0,1,2,\cdots,N-1)$ – функція одиничної імпульсної характеристики цифрового фільтра.

Між цифровими фільтрами IIR та цифровими фільтрами FIR існують великі відмінності в характеристиках та конструкції. Цифрові FIR-фільтри можна проектувати безпосередньо за заданою амплітудно-частотною характеристикою. Методи проектування цифрових фільтрів FIR ґрунтуються на апроксимації ідеальних фільтрів. Методи апроксимації, що використовуються включають методи віконних функцій, методи дискретизації частоти тощо. Тому характеристики фільтрів тісно пов'язані з їх конструкцією. Відфільтрований сигнал необхідно додатково обробляти для отримання бажаної або цінної інформації, наприклад, обробка сигналу в часовій області.

2.3 Обробка сигналу в часовій області

2.3.1 Кореляційний аналіз сигналу

Обробка сигналів у часовій області в основному включає кореляційний аналіз та виділення статистичних ознак у часовій області. Завдяки попередній обробці сигналу відношення сигнал/шум може бути певною мірою покращено

й надалі можна виділити більше ознак, що відображають технічний стан обертового обладнання.

Кореляційний аналіз відображає взаємозалежний зв'язок між двома сигналами. Як правило, це співвідношення може бути записано як внутрішній добуток між двома сигналами. Припускаючи, що є два сигнали $x(t)$ та $y(t)$, внутрішній добуток можна записати як

$$\langle x, y \rangle = \int_0^T x\,(t) y(t) dt \tag{2.9}$$

де T – час спостереження сигналу $x(t)$ або $y(t)$.

Очевидно, якщо між двома сигналами існує велика подібність, то їх внутрішній добуток також великий. На практиці слід враховувати затримку в часі. Тому рівняння (2.9) також записується як

$$R(\tau) = lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^T x\,(t) y(t+\tau) dt \tag{2.10}$$

де T – час спостереження сигналу $x(t)$ або $y(t)$;

τ – часова затримка сигналу $y(t)$;

$R(\tau)$ – математична функція, пов'язана з часовою затримкою τ.

Зміна $R(\tau)$ може відображати кореляцію між $x(t)$ і $y(t+\tau)$.

2.3.2 Автокореляційний аналіз сигналу

Для того, щоб відобразити кореляцію між двома однаковими сигналами, сигнал $y(t)$ у Рівнянні (2.10) замінюється на сигнал $x(t)$, отже, ми можемо отримати $R_x(\tau)$, автокореляційну функцію сигналу

$$x(t)R_x(\tau) = lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T x\,(t)x(t+\tau)dt \qquad (2.11)$$

де T – час спостереження сигналу $x(t)$.

$R_x(\tau)$ може описувати кореляцію між $x(t)$ та $x(t+\tau)$. Коефіцієнт автокореляції у практичних застосуваннях часто визначається як

$$\rho_x(\tau) = \frac{R_x(\tau)}{\sigma_x^2} \qquad (2.12)$$

де σ_x – стандартне відхилення сигналу $x(t)$;

$R_x(\tau)$ – автокореляційна функція сигналу $x(t)$, яка задовольняє такі вимоги:

– $R_x(\tau)$ є дійсною функцією;

– $R_x(\tau)$ є парною функцією, тобто $R_x(\tau) = R_x(-\tau)$;

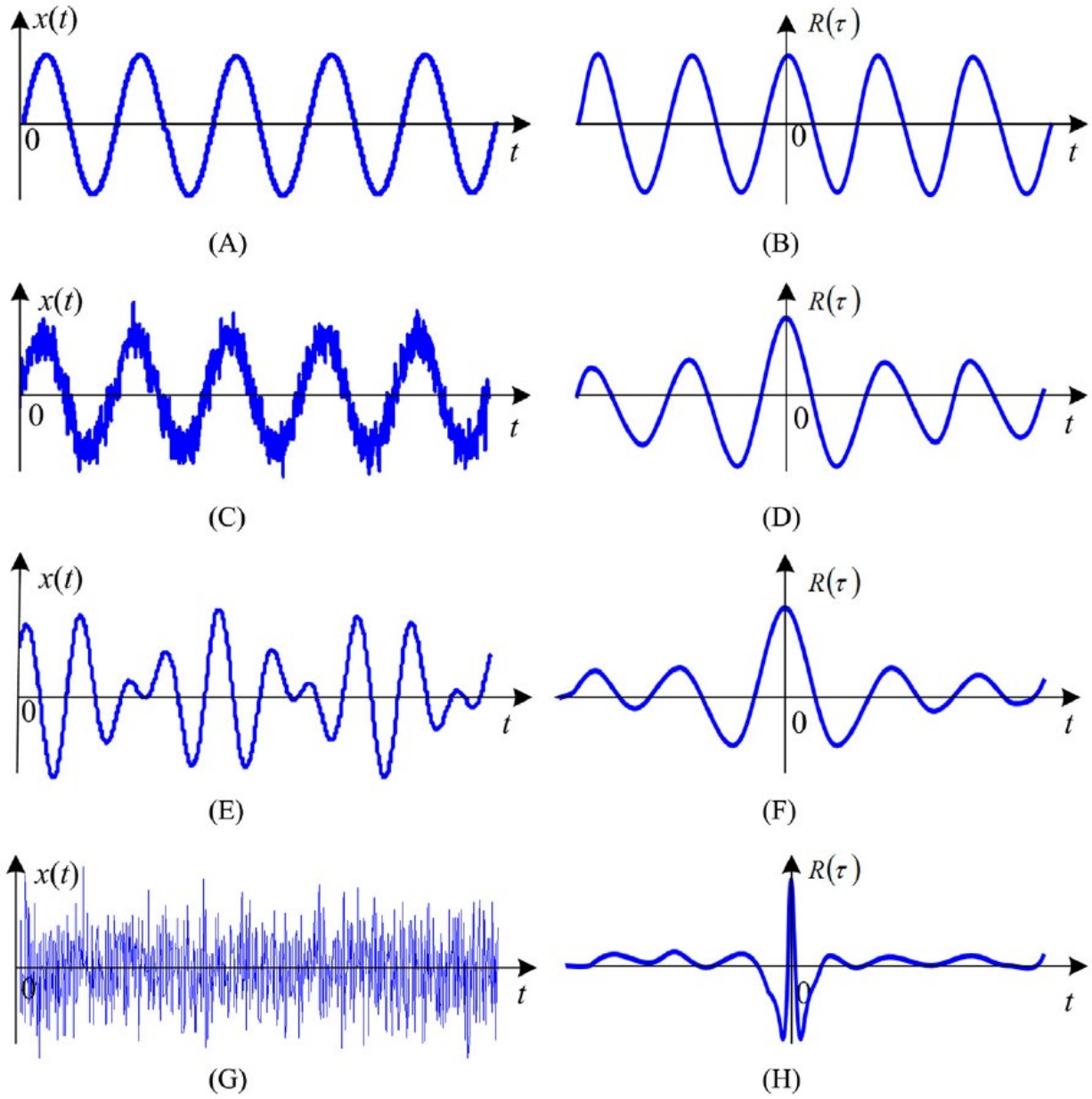
– $R_x(0) = \psi_x^2$, де ψ_x^2 – середньоквадратичне значення сигналу $x(t)$;

– якщо сигнал є ергодичним, $|R_x(\tau)| \le R_x(0)$ і $maxR_x(\tau) = R_x(0)$;

– якщо μ_x є середнім значенням стохастичного сигналу, $lim_{\tau\to\infty}R_x(\tau) = \mu_x^2$. Навпаки, якщо μ_x є середнім значенням детермінованого сигналу, $lim_{\tau\to\infty}R_x(\tau) \ne \mu_x^2$;

– якщо стаціонарний сигнал $x(t)$ містить певну періодичну складову, його автокореляційна функція $R_x(\tau)$ також має певну періодичну складову, і їхні періоди збігаються.

Автокореляційні функції кількох видів поширених сигналів наведені на рисунку 2.7. Видно, що періодичні складові в сигналі $x(t)$ не згасають у відповідній автокореляційній функції. Більш того, їхні періоди є однаковими. Тому автокореляційна функція здатна виділяти періодичні складові із зашумлених сигналів.



a) – періодичний сигнал; b) – автокореляційна функція від a); c) – періодичний сигнал із шумом; d) – автокореляційна функція від c); e) – вузькосмуговий шум; f) – автокореляційна функція від e); g) – широкосмуговий шум; h) – автокореляційна функція від g)

Рисунок 2.7 – Автокореляційні функції кількох видів поширених сигналів [5]

2.3.3 Взаємнокореляційний аналіз сигналу

Взаємнокореляційна функція між сигналами $x(t)$ та $y(t)$ визначається як

$$R_{xy}(\tau) = lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T x\,(t)y(t+\tau)dt \qquad (2.13)$$

де T – час спостереження сигналу $x(t)$ або $y(t)$.

$R_{xy}(\tau)$ – це функція, пов'язана з τ, яка позначає кореляцію між двома різними сигналами. Аналогічно, коваріаційна функція також може представляти кореляцію між ними, яка визначається як

$$C_{xy}(\tau) = lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\int_0^T\{[x(t)-\mu_x][y(t+\tau)-\mu_y]\} \qquad (2.14)$$

де μ_x та μ_y – середні значення сигналів $x(t)$ та $y(t)$ відповідно.

Отже, коефіцієнт взаємної кореляції між сигналами $x(t)$ та $y(t)$ дорівнює

$$\rho_{xy}(\tau) = \frac{C_{xy}(\tau)}{\sigma_x\sigma_y} \qquad (2.15)$$

де $C_{xy}(\tau)$ – коваріаційна функція;

σ_x та σ_y – стандартні відхилення сигналів $x(t)$ та $y(t)$.

Взаємнокореляційна функція $R_{xy}(\tau)$ є дійсною функцією, але не є парною функцією, і максимум $R_{xy}(\tau)$ не завжди знаходиться при $\tau = 0$. Якщо максимум $R_{xy}(\tau) = 0$, то сигнали $x(t)$ і $y(t)$ є некорельованими. Якщо максимум виникає при $\tau = \tau_0$, це вказує на максимальну кореляцію між сигналами $x(t)$ та $y(t+\tau_0)$. Якщо сигнали $x(t)$ та $y(t)$ задовольняють умову статистичної незалежності і принаймні одне зі значень μ_x та μ_y дорівнює

нулю, то $R_{xy}(\tau) = 0$ для довільного τ. Навпаки, якщо $R_{xy}(\tau) = 0$, сигнали $x(t)$ та $y(t)$ не завжди є незалежними.

Для довільного τ функція $R_{xy}(\tau)$ задовольняє умову: $\left[R_{xy}(\tau)\right]^2 \leq R_x(0)R_y(0)$. Якщо середнє значення сигналу дорівнює нулю, то при $\tau \to \infty$ отримуємо $R_{xy}(\pm\infty) = 0$. Взаємнокореляційна функція $R_{xy}(\tau)$ має антисиметрію, тобто $R_{xy}(-\tau) = R_{yx}(\tau)$. Якщо сигнал $x(t+T) = x(t)$ та $y(t+T) = y(t)$, то $R_{xy}(\tau+T) = R_{xy}(\tau)$.

Коли виникає несправність, жорсткість механічних конструкцій навколо місця несправності має змінитися, що може створити імпульс або удар. Цей імпульс може надалі призвести до зміни зібраних вібраційних сигналів. Амплітуди та розподіли цих сигналів у часовій області можуть змінитися. Тому з їхніх форм сигналів у часовій області можна виділити статистичні ознаки часової області, щоб відобразити механічні несправності. Поширені статистичні ознаки в часовій області є такими:

– середнє значення

$$X_m = \frac{\sum_{n=1}^{N} x(n)}{N}; \tag{2.16}$$

де $x(n)$ – відлік сигналу для $n = 1,2,\ldots,N$;

N – довжина сигналу

– стандартне відхилення

$$X_{std} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N}(x(n)-X_m)^2}{N-1}}; \tag{2.17}$$

– пікове значення

$$X_{peak} = max|x(n)|; \tag{2.18}$$

– середньоквадратичне значення

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N}\left(x(n)\right)^2}{N}}; \quad (2.19)$$

– асиметрія

$$X_{skewness} = \frac{\sum_{n=1}^{N}(x(n)-X_m)^3}{(N-1)X_{std}^3}; \quad (2.20)$$

– ексцес

$$X_{kurtosis} = \frac{\sum_{n=1}^{N}(x(n)-X_m)^4}{(N-1)X_{std}^4}; \quad (2.21)$$

– пік-фактор

$$X_{crest} = \frac{X_{peak}}{X_{rms}}; \quad (2.22)$$

– коефіцієнт зазору

$$X_{clearance} = \frac{X_{peak}}{X_{root}}; \quad (2.23)$$

– коефіцієнт форми

$$X_{shape} = \frac{X_{rms}}{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}|x(n)|}; \quad (2.24)$$

– коефіцієнт імпульсу

$$X_{impulse} = \frac{X_{peak}}{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}|x(n)|}. \quad (2.25)$$

Середнє значення X_m відображає середнє для сигналу. Середньоквадратичне значення X_{rms} та пікове значення X_{peak} можуть відображати амплітуду вібрації та енергію сигналу в часовій області. Загалом несправність може збуджувати механічну вібрацію і, тим самим, підвищувати середнє значення, середньоквадратичне значення та пікове значення. Коли несправність стає дедалі серйознішою, згадані чотири ознаки можуть чітко відображати ступінь серйозності несправності. Однак вони не є чутливими до слабких початкових несправностей. Асиметрія $X_{skewness}$, ексцес $X_{kurtosis}$, пік-фактор X_{crest}, коефіцієнт зазору $X_{clearance}$, коефіцієнт форми X_{shape} та коефіцієнт імпульсу $X_{impulse}$ можуть використовуватися для представлення розподілу часового ряду сигналів у часовій області. Ексцес, пік-фактор, коефіцієнт імпульсу та коефіцієнт зазору можуть вимірювати імпульс, що існує у вібраційних сигналах. Значення ексцесу та пік-фактор є стійкими до змінних умов експлуатації і є хорошими індикаторами початкових несправностей. Коефіцієнт імпульсу та коефіцієнт зазору також є хорошими індикаторами загостреності гострих імпульсів, що виникають внаслідок контакту дефекту зі сполученими поверхнями підшипника. Ексцес є дуже чутливим до ранніх несправностей. Зі збільшенням ступеня серйозності значення ексцесу також може поступово зростати. Однак воно несподівано зменшується при більш серйозних несправностях. Тому ексцес непридатний для більш серйозних несправностей.

Різні статистичні ознаки в часовій області можуть відображати технічний стан механізмів з різних боків. Вони можуть компенсувати одна одну. На різних рівнях несправності кожен індикатор по-різному містить інформацію про несправність. Навіть багато індикаторів не можуть певною мірою відобразити зміни несправностей. Тому для ефективної діагностики

несправностей обертових машин слід виділяти більше ознак, і, крім того, серед них слід додатково відбирати чутливі ознаки.

3 Вібраційне діагностування й периферійні обчислення в системах моніторингу локомотивів

3.1 Діагностичні можливості частотного подання вібраційного сигналу

Обробка сигналу в частотній області покликана компенсувати недолік обробки сигналу в часовій області, яка лише відображає зміну форми сигналу і не може розкрити притаманну йому природу. Частотний спектр як найбільш широко використовуваний інструмент аналізу може відображати частотні складові та розподіл сигналу. Аналіз частотного спектра є наріжним каменем аналізу сигналів у частотній області. Його фундаментальною теорією є перетворення Фур'є. Спочатку періодичний сигнал розбивається на суму кількох синусоїдальних складових за допомогою ряду Фур'є. Потім частотний спектр періодичного сигналу можна отримати шляхом проектування цих синусних і косинусних сигналів на вісь частот. Амплітуда кожної частоти є величиною відповідного синусного або косинусного сигналу. Тому для перетворення неперервного періодичного сигналу в частотний спектр пропонується інтегральне перетворення Фур'є. Однак інтегральне перетворення Фур'є може обробляти лише неперервні сигнали, а не дискретні. Воно не підходить для обробки сигналів на комп'ютерах. На основі цих міркувань згодом було запропоновано дискретне перетворення Фур'є, або DFT, для отримання частотного спектра дискретних сигналів за допомогою комп'ютерів. Зі збільшенням довжини даних традиційне DFT вимагає більше часу для обчислення DFT досить довгого сигналу. Таким чином, для швидкого обчислення DFT сигналу пропонується швидке перетворення Фур'є, або FFT. Спектральний аналіз на основі FFT полягає в оцінці частотного спектра за допомогою перетворення Фур'є вибіркових даних.

Обробка сигналу в частотній області базується на перетворенні Фур'є, яке перетворює сигнал із часової області в частотний спектр для аналізу

характеристик сигналу в частотній області. Перетворення Фур'є в основному містить чотири важливі частини: ряд Фур'є, інтегральне перетворення Фур'є, дискретне перетворення Фур'є та швидке перетворення Фур'є.

Ряд Фур'є. Базовою концепцією перетворення Фур'є є розкладання сигналу у вигляді суми кількох синусоїдальних складових, і майже всі сигнали розкладаються в такий спосіб. Цей оригінальний аналіз Фур'є, а саме ряд Фур'є, застосовується для обробки сигналів зі скінченною довжиною. В аналізі механічних вібрацій він використовується для обробки періодичних сигналів, які генеруються машиною, що обертається з постійною швидкістю. Таким чином, для будь-якого періодичного сигналу $x(t)$ з періодом T він задовольняє умову

$$x(t) = x(t + nT) \tag{3.1}$$

де n є цілим числом. Його можна розкласти як

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \, cos(k\omega_0 t) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \, sin(k\omega_0 t) \tag{3.2}$$

де ω_0 – основна кутова частота.

Коефіцієнти косинусних та синусних складових можна описати як

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x\,(t) cos(k\omega_0 t) dt \tag{3.3}$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x\,(t) sin(k\omega_0 t) dt \tag{3.4}$$

Отже, заданий періодичний сигнал можна розкласти на синусні та косинусні доданки залежно від довільного часового присвоєння нульового часу, але всі частотні складові на частоті $\omega_k = k\omega_0$ задаються як

$$a_k cos(\omega_k t) + b_k sin(\omega_k t) \tag{3.5}$$

що також записується як

$$C_k cos(\omega_k t + \varphi_k) \tag{3.6}$$

Синусоїдальна складова має постійну амплітуду та фазовий кут у довільно визначений нульовий час. Тут нульовий час впливає лише на початкову фазу φ_k. (3.6) також можна виразити в експоненційній формі

$$\frac{C_k}{2}\{exp[j(\omega_k t + \varphi_k)] + exp[-j(\omega_k t + \varphi_k)]\}, \tag{3.7}$$

яка ілюструється як два вектори, що обертаються, довжиною $C_k/2$: один обертається з кутовою частотою ω_k із початковою фазою φ_k, а інший обертається з кутовою частотою $-\omega_k$ із початковою фазою $-\varphi_k$ (рисунок 3.1).

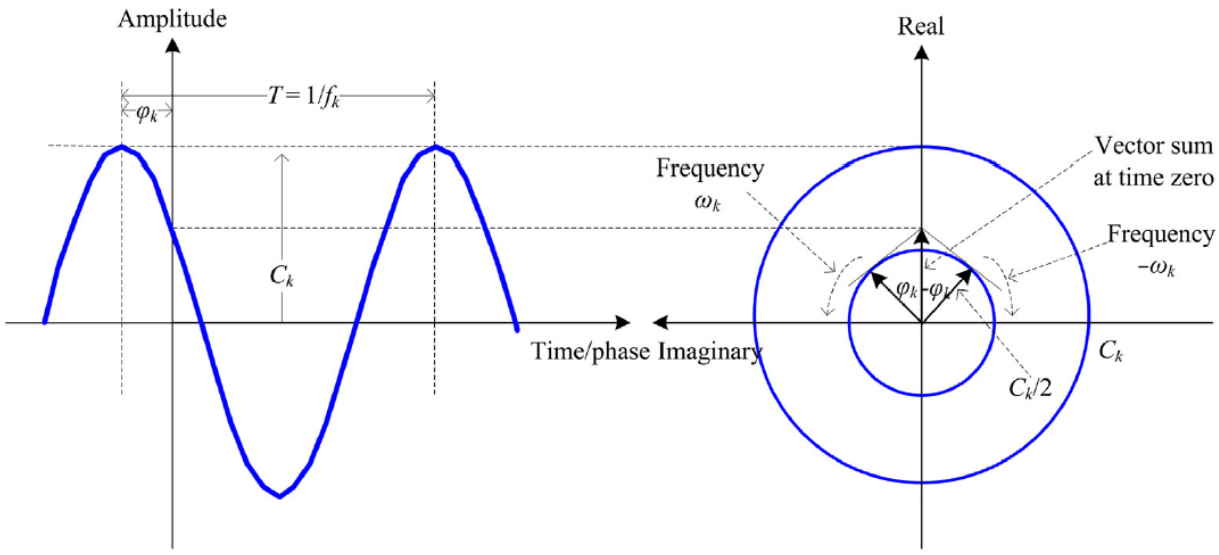


Рисунок 3.1 – Подання синусоїдальної складової як суми двох векторів, що обертаються [5]

Відповідно до цієї ілюстрації аналізу Фур'є, $x(t)$ можна виразити як суму двох векторів, що обертаються, і далі Рівняння (3.2) замінюється на

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} A_k \, exp(j\omega_k t) \tag{3.8}$$

де коефіцієнт A_k, що включає зсув фази, дорівнює

$$A_k = \frac{C_k}{2} exp(j\varphi_k) \tag{3.9}$$

Крім того, коефіцієнт A_k також можна обчислити за формулою

$$A_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x\,(t) exp(-j\omega_k t) dt \tag{3.10}$$

Його фізичний зміст полягає в тому, що множення на $exp(-j\omega_k t)$ віднімало б кутову частоту ω_k від кожної складової. Це означає, що та складова, яка спочатку оберталася з частотою ω_k, зупинилася б у положенні з нульовим часом, яке можна виділити за допомогою інтеграла. Однак усі інші складові все ще обертаються з якимись іншими додатними або від'ємними кратностями ω_k. Кожна частотна складова A_k позначає положення та значення відповідного вектора, що обертається, у нульовий час. Щоб отримати його положення в довільний час t, ми можемо змусити його обертатися з кутовою частотою ω_k шляхом множення на експоненційний множник $exp(j\omega_k t)$, а потім усі частотні складові підсумовуються за допомогою рівняння (3.8).

Ряд Фур'є інтерпретується як сума векторів, що обертаються, кожен з яких має амплітуду, що дорівнює половині $C_k/2$, що створює двосторонній спектр, оскільки складова на кожній додатній частоті супроводжується її комплексно спряженою на від'ємній частоті. Того самого результату також можна досягти, залишивши лише складові додатних частот, але подвоївши їхню довжину до C_k, а потім взявши проекцію кожного вектора на дійсну вісь.

Сигнал з одностороннім спектром, подібним до цього, є комплексним, наприклад, аналітичний сигнал, але пізніше інтерпретується, що проекція на уявну вісь є перетворенням Гільберта для дійсної частини.

Інтегральне перетворення Фур'є. Аперіодичний сигнал також можна розкласти як суму комплексних експонент для реалізації перетворення Фур'є, особливо для перехідних процесів. Можна дозволити періоду часу прагнути до нескінченності. Крім того, оскільки перехідні процеси мають скінченну енергію, а не скінченну потужність, ділення на період T усувається. Зрештою, перетворення Фур'є можна вивести з ряду Фур'є в рівняннях (3.10) і (3.8) як

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x\,(t) exp(-j2\pi f t) dt \tag{3.11}$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X\,(f) exp(j2\pi f t) df \tag{3.12}$$

Ці перетворення добре відомі як пряме та обернене інтегральні перетворення Фур'є відповідно. Пряме та обернене перетворення в рівняннях (3.11) і (3.12) є майже симетричними, і єдина відмінність полягає у знаку експоненційного доданка. Це вказує на те, що рівняння, яке використовується в прямому перетворенні, також часто використовується в оберненому перетворенні.

Дискретне перетворення Фур'є. Усі сигнали, що підлягають цифровій обробці, повинні бути оцифровані або дискретизовані. Дискретизований у часі сигнал є дискретним у часовій області, тоді як у частотній області він є періодичним через симетрію перетворення Фур'є. Відповідні версії прямого та оберненого перетворень мають вигляд

$$X(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x\,(t_n) exp(-j2\pi f t_n) \tag{3.13}$$

$$x(t_n) = \frac{1}{f_s} \int_{-f_s/2}^{f_s/2} X\,(f) exp(j2\pi f t_n) df \tag{3.14}$$

де $t_n = n\Delta t = n/f_s$, f_s – частота дискретизації;

Δt – інтервал дискретизації.

Загалом дискретизовані часові сигнали мають нескінченну довжину, але довжина запису завжди скінченна. Таким чином, цей результат у такій самій ситуації аналогічний ситуації з рядом Фур'є в тому сенсі, що частотний спектр є дискретним, а часовий запис – неявно періодичним. Тому безперервні нескінченні інтеграли перетворення Фур'є будуть інтерпретуватися як скінченні суми

$$X(k) = \frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1} x\,(n) exp\left(\frac{-j2\pi kn}{N}\right) \tag{3.15}$$

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} X\,(k) exp\left(\frac{j2\pi kn}{N}\right) \tag{3.16}$$

Згадана пара перетворень, відома як дискретне перетворення Фур'є (DFT), найбільш тісно відповідає ряду Фур'є. Тут пряме перетворення ділиться на довжину запису N, щоб отримати правильно масштабовані компоненти ряду Фур'є. Якщо DFT застосовується до інших типів сигналів, таких як перехідні або стаціонарні випадкові сигнали, масштабування має бути відповідним чином налаштоване. Вираз прямого DFT також можна записати у формі матричного множення

$$X_k = \frac{1}{N} M_{kn} x_n \tag{3.17}$$

де X_k позначає вектор із N частотних компонентів, тобто $X(k)$ у рівняннях (3.15) і (3.16), тоді як x_n позначає N часових відліків $x(n)$;

M_{kn} позначає квадратну матрицю одиничних векторів $exp(-j2\pi kn/N)$ з кутовою орієнтацією, яка визначається індексом частоти k (рядки) та індексом часового відліку n (стовпці).

Матричний вираз графічно проілюстрований на рисунку 3.2. Значення на нульовій частоті $X(0)$ при $k = 0$ є середнім значенням часових відліків $x(n)$.

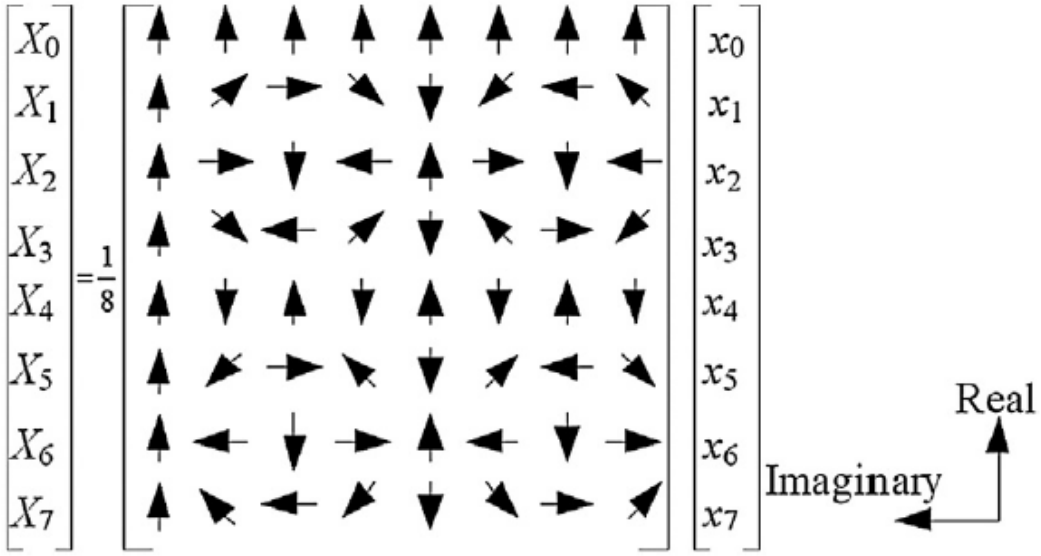


Рисунок 3.2 – Матричне представлення дискретного перетворення Фур'є [5]

Коли $k = 1$, одиничний вектор повертається на -1/N-ту частину оберту на кожен приріст часового відліку, утворюючи один повний і від'ємний оберт після N відліків. Швидкість обертання пропорційно збільшується зі збільшенням значення k. Для $k = N/2$, тобто половини частоти дискретизації, а саме "частоти Найквіста", вектор повертається на $-\pi$ для кожного часового відліку, але неможливо спостерігати, в якому напрямку він обернувся. Для $k > N/2$ вектор обертається більше ніж на π у від'ємному напрямку, але це також пояснюється як обертання менше ніж на π у додатному напрямку, і тому, якщо сигнал був відфільтрований фільтром низьких частот на половині частоти дискретизації, друга половина X_k включала б компоненти від'ємної частоти в діапазоні від мінус половини частоти Найквіста до трохи нижче нуля.

Швидке перетворення Фур'є. Швидке перетворення Фур'є (FFT) є високоефективним алгоритмом для обчислення DFT у рівняннях (3.15) і (3.16).

Починаючи з матричної версії в рівнянні (3.17), так званий алгоритм за основою 2, FFT базується на N, яке є ступенем 2, і факторизує модифіковану версію матриці M_{kn} на $log_2 N$ матриць. Кожна матриця має таку властивість, що множення на неї вимагає лише N комплексних операцій замість N^2 операцій, які потрібні для прямого множення на M_{kn}. Тому загальна кількість комплексних операцій зменшується з N^2 до $Nlog_2 N$. Для типового випадку, коли $N = 1024 = 2^{10}$, алгоритм ефективно заощадить у понад 100 разів.

Для зручності матриця M_{kn} та її модифікована версія називаються матрицями A і B відповідно. Рядки матриці B розташовані у "зворотному бітовому порядку", що проілюстровано на рисунку 3.3. Це вказує на те, що індексується найстарший значущий біт, а не наймолодший значущий біт, і тому прирости фази, наприклад, йдуть від грубих до точних зі збільшенням номера рядка.

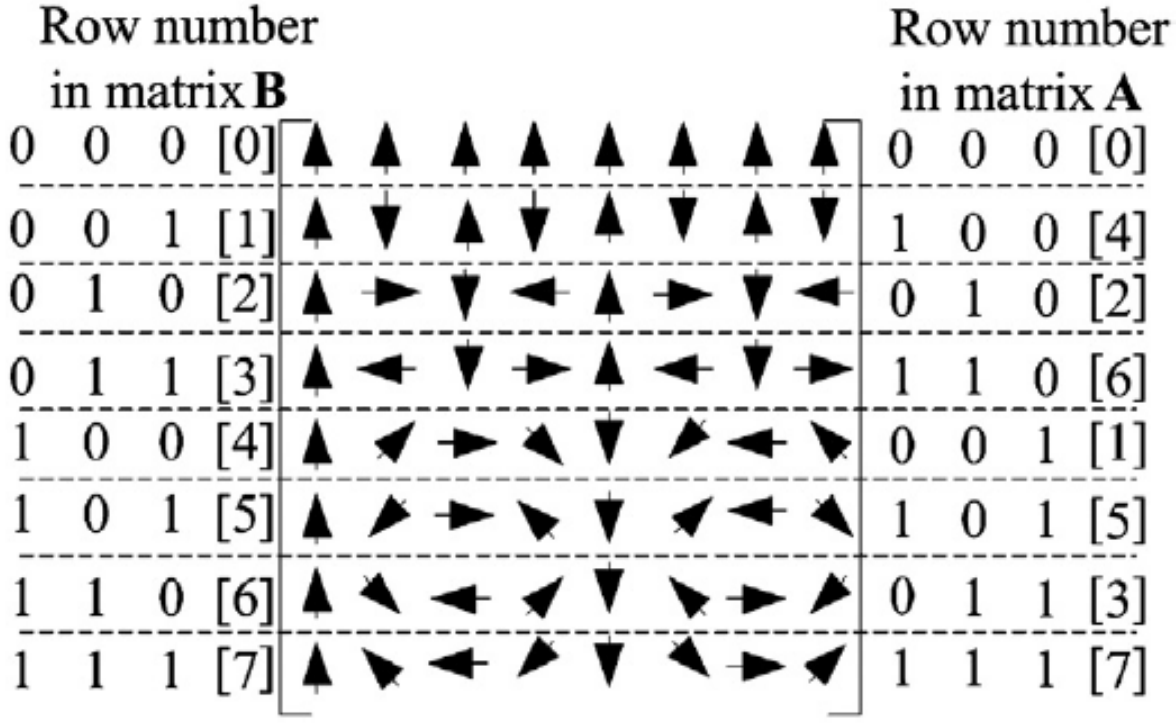


Рисунок 3.3 – Модифікована матриця B з рядками, зміщеними на адреси у зворотному бітовому порядку [5]

Множення на матрицю B вказує на те, що результати також знаходяться у зворотному бітовому порядку. Однак це проста операція, за якої результати зі зворотним бітовим порядком переставляються на правильні адреси попарно. Крім того, ця операція займає незначний час порівняно з множеннями. Для прикладу $N = 8$ (і $log_2 N = 3$), як показано на рисунку 3.4, Це ілюструє, як матрицю B можна розкласти на три матриці Y_1, Y_2, Y_3, у кожному рядку яких є лише два ненульові елементи, один з яких є одиницею. Тому множення на кожну матрицю-множник потребує лише N комплексних множень і додавань. Зі структури матриць-множників зрозуміло, що розкладання можна узагальнити на вищі ступені 2. Матриці-множники включають поступово дрібніші обертання, наприклад, у цьому випадку обертання на 1/2, 1/4 та 1/8 відповідно.

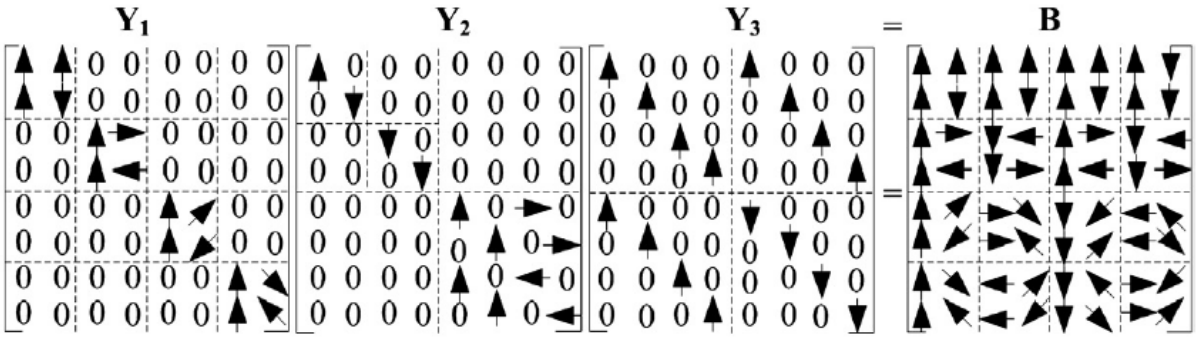


Рисунок 3.4 – Матриця B розкладена на три матриці-множники Y_1, Y_2, Y_3 [5]

Отже, у спеціальних випадках, таких як перетворення за основою 4 та за основою 8, можна додатково заощадити час обчислень. Аналогічно, не дуже ефективну економію можна отримати для факторизації, що не є ступенем 2, але головне полягає в тому, що властивості FFT базуються на властивостях DFT.

3.2 Виявлення інформативних складових технічного стану підшипників спектральними методами

Коли в механізмах виникає несправність, у частотних спектрах вібраційних сигналів з'являються деякі аномальні частоти, які можуть відображати стан здоров'я механізмів. Більш того, частотні спектри більш чутливі до початкових несправностей, оскільки непомітна зміна спричинить появу спектральної лінії у відповідному частотному спектрі. Тому для діагностики несправностей життєво важливо виділяти деякі індикатори в частотній області. Крім того, ці ознаки або індикатори в частотній області можуть містити деяку пов'язану з несправністю інформацію, яка не представлена в часовій області. Іншими словами, ці ознаки в частотній області є ефективною компенсацією для використання лише ознак часової області.

На кафедрі експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту здійснювались польові дослідження для реєстрації вібраційних сигналів підшипників кочення ТЕД локомотивів, результати експериментів лягли в основу низки публікацій співробітників кафедри [8, 9] та магістерської роботи [10]. У даній роботі для спектральних побудов використовувались експериментальні дані кафедри, зокрема в GNU Octave будувались широкосмуговий спектр вібрації (рисунок 3.5), спектральна густина потужності вібрації (рисунок 3.6) та автокореляційна функція часової форми сигналу підшипника кочення із радіальним зазором (рисунок 3.7).

Отримані результати засвідчили характерний одиничний амплітудний сплеск в околиці вузькосмугового частотного діапазону. Така поведінка свідчить про підвищений радіальний зазор.

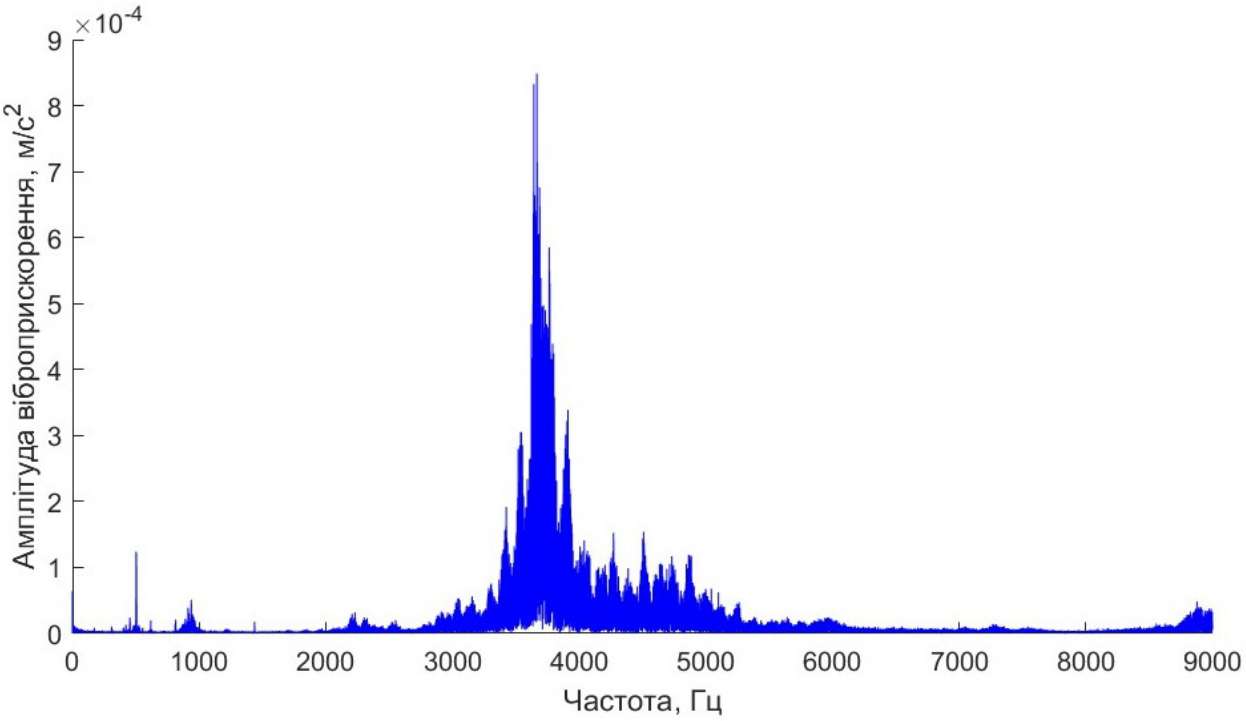


Рисунок 3.5 – Широкосмуговий спектр вібрації підшипника кочення з радіальним зазором

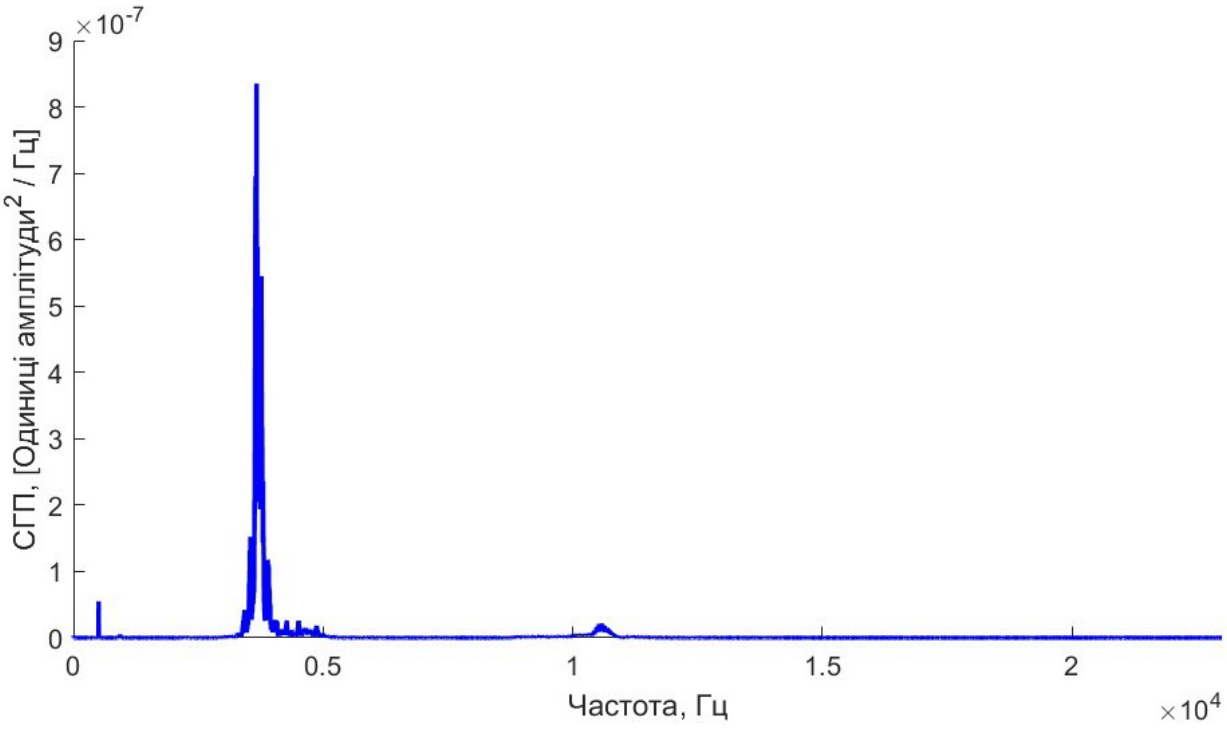


Рисунок 3.6 – Спектральна густина потужності вібрації підшипника кочення з радіальним зазором

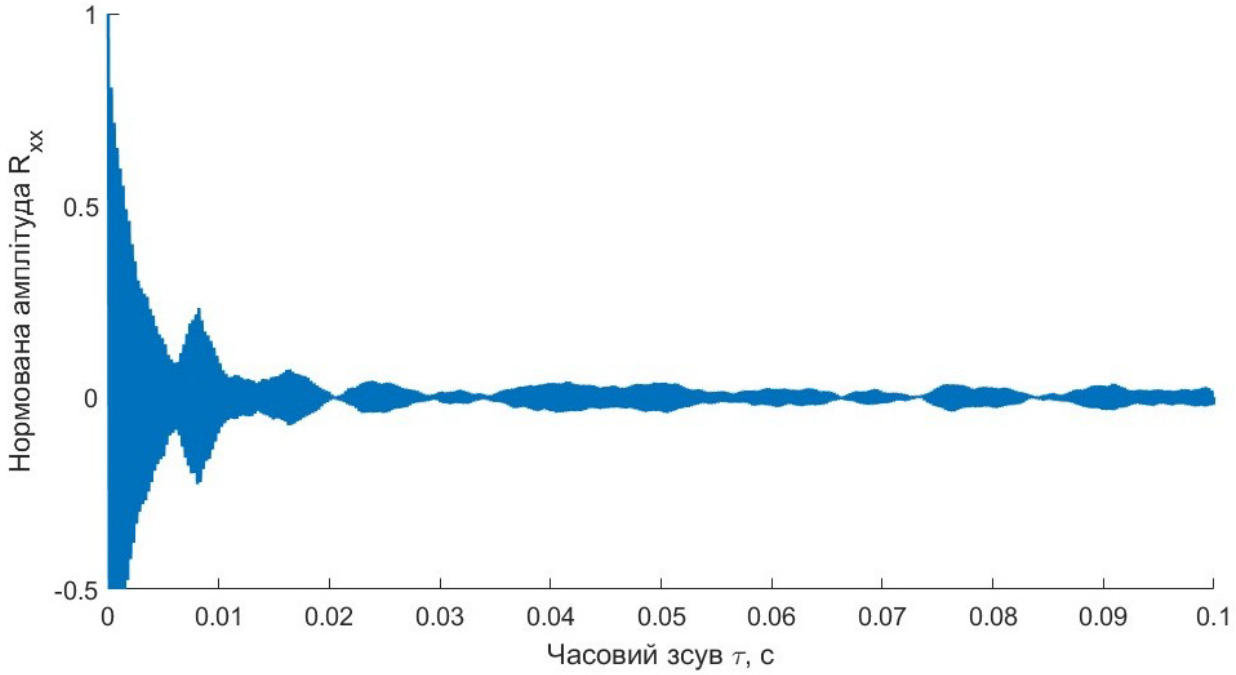


Рисунок 3.7 – Автокореляційна функція вібраційної реалізації

3.3 Особливості концепції периферійних обчислень

Стрімке зростання кількості пристроїв Інтернету речей генерує величезні обсяги даних, які необхідно обчислювати в центрах обробки даних, що збільшує вимоги до пропускної здатності мережі до максимуму. Незважаючи на розвиток мережевих технологій, центри обробки даних не можуть гарантувати належну швидкість передачі та час відгуку, що може бути критичною вимогою для певних застосунків.

Метою периферійних обчислень є перенесення обробки від центрів обробки даних ближче до периферії мережі, де пристрої, мобільні телефони або мережеві шлюзи можуть виконувати обчислення та надавати послуги від імені хмари. Периферійний пристрій (edge device) – це апаратне забезпечення, яке регулює потік даних на перетині двох мереж. Хмарні обчислення та IoT

підвищили роль граничних пристроїв, зумовивши необхідність впровадження розширених інтелектуальних і обчислювальних можливостей, а також сервісів штучного інтелекту в периферійній мережі. Периферійні обчислення переносять обчислювальну частину на самі пристрої кінцевих користувачів, де операції виконуються поблизу межі мережі, тобто ближче до джерела даних.

Управління IoT-мережами є складним через гетерогенність їхніх ресурсів, що спричиняє проблеми з протоколами зв'язку, операціями в реальному часі, управлінням даними, зберіганням великих обсягів інформації, безпекою та конфіденційністю. Архітектури граничних обчислень пропонують рішення для IoT-інфраструктур у цій сфері, оскільки вони здатні керувати різноманітними даними, згенерованими пристроями IoT. Проста трирівнева архітектура виглядає так:

– *рівень I.* Перший рівень відповідає за збір даних та пов'язані з цим операції і містить як IoT-обладнання (датчики, інтелектуальні лічильники, розумні розетки тощо), так і користувачів;

– *рівень II.* Периферійні вузли, що утворюють другий рівень, відповідають за обробку даних, маршрутизацію та обчислення;

– *рівень III.* Цей рівень складається з кількох хмарних сервісів, які мають вищі вимоги до обчислень і відповідають за такі завдання, як аналітика даних, штучний інтелект, машинне навчання та візуалізація.

Периферійні пристрої на першому рівні генерують величезні обсяги даних, які передаються через LAN/WAN до граничних вузлів або серверів. Периферійні вузли забезпечують тимчасове кешування даних та невеликий обсяг миттєвих обчислень. Це надзвичайно корисно в застосунках реального часу, оскільки даним і запитам на обробку не потрібно передаватися до хмарних мереж. Більш масштабні запити на обробку даних і вимоги до зберігання пересилаються через граничні шлюзи до хмарних центрів обробки даних, які забезпечують потужні обчислення та постійне зберігання.

Перевагами граничних обчислень є:

– *швидкість.* Периферійні обчислення зменшують затримку, дозволяючи периферійним пристроям IoT обробляти дані локально або в сусідніх периферійних центрах обробки даних без доступу до центрів обробки даних традиційних хмарних обчислень;

– *безпека.* Централізовані системи хмарних обчислень є вразливими до розподілених атак на відмову в обслуговуванні (DDoS) та перебоїв в електропостачанні. Навпаки, системи граничних обчислень є більш безпечними, оскільки вони розподіляють обробку між кількома пристроями та центрами обробки даних. Розподілена природа має багато точок входу для шкідливого ПЗ, але вони можуть бути легко ізольовані відповідним граничним центром обробки даних, оскільки система дозволяє функціонувати автономно;

– *масштабованість*. Системи граничних обчислень набагато легше розширювати відповідно до зростаючих бізнес-потреб, оскільки компанії можуть легко додавати пристрої IoT та граничні центри обробки даних, на відміну від хмарних обчислень, де необхідно створювати великі центри для задоволення майбутніх потреб;

– *універсальність.* Периферійні обчислення базуються на пристроях, які завжди ввімкнені та взаємодіють із граничними центрами обробки даних, що робить їх універсальною системою для багатьох застосунків, де доступність мережі є проблемою. На відміну від хмарних обчислень, користувачеві не потрібно авторизуватися, взаємодіяти з центральною хмарною системою та чекати на відповідь;

– *надійність.* Оскільки парадигма ґрунтується на принципі розподілених обчислень, навіть у разі виходу з ладу деяких граничних центрів обробки даних периферійні пристрої все ще здатні певною мірою виконувати обробку.

Недоліками периферійних обчислень є:

– *складність обслуговування*. Оскільки граничні вузли функціонують у різних географічних точках, складно визначити процеси для моніторингу та управління периферійною мережею;

– *збільшення поверхні атаки*. Периферійні вузли безпосередньо взаємодіють з пристроями користувачів і можуть отримати доступ до їхньої персональної інформації. Оскільки периферійна мережа має динамічний характер, неможливо визначити фіксовані правила безпеки; крім того, компрометація будь-якого з численних працюючих граничних вузлів ставить загальну безпеку під загрозу;

– *не підходить для великих робочих навантажень*. Високі робочі навантаження можуть вплинути на продуктивність периферійних мереж. Більш об'ємні завдання, що потребують обробки масивних даних, краще виконувати в публічних хмарних центрах обробки даних;

– *вартість:* налаштування периферійної мережі є дороговартісним, оскільки вимагає додаткової та передової інфраструктури [11].

3.4 Периферійні обчислення у бортових діагностичних комплексах локомотивів

Сучасний етап розвитку залізничного транспорту характеризується глибокою цифровізацією виробничих процесів та впровадженням концепції Індустрії 4.0. Основним вектором підвищення надійності рухомого складу є перехід від регламентного планово-попереджувального обслуговування до систем предиктивного моніторингу технічного стану в режимі реального часу. Центральне місце у цьому процесі посідає діагностування найбільш навантажених та критичних елементів екіпажної частини локомотива, зокрема роликових підшипників буксових вузлів.

У традиційних автоматизованих системах моніторингу архітектура збору даних передбачає первинне зчитування сигналів датчиками та їх подальшу пряму трансляцію на центральний сервер або хмарну платформу залізничного депо для подальшого аналізу. Проте, як зазначається у

дослідженні тенденцій розвитку автоматичних класифікаторів для залізничного транспорту [12], така централізована модель стикається із суттєвими обмеженнями при масштабуванні. Пряма передача великих масивів неструктурованих даних призводить до перевантаження бездротових каналів зв'язку, виникнення критичних затримок у прийнятті рішень та підвищеної вразливості системи до втрати пакетів інформації в зонах зі слабким покриттям мережі [13] (рисунок 3.8).



Рисунок 3.8 – Концептуальні переваги парадигми периферійних обчислень

Альтернативою, що вирішує зазначені інфраструктурні проблеми, є впровадження парадигми периферійних обчислень. Суть цього підходу полягає в перенесенні обчислювального навантаження безпосередньо до джерела виникнення інформації – на борт локомотива. Периферійний рівень системи формується на базі локальних мікропроцесорних модулів та інтелектуальних датчиків, інтегрованих безпосередньо у буксовий вузол. Бортовий комп'ютер виконує функції локального аналітичного центру, здійснюючи збір, фільтрацію та математичну обробку інформації в режимі

реального часу, що дозволяє виявляти ознаки деградації підшипників безпосередньо під час руху поїзда.

3.4.1 Аналіз надлишковості віброакустичних даних та обмеження бездротових каналів зв'язку

Як було зазначено вібродіагностування роликових підшипників базується на аналізі високочастотних процесів, що виникають при взаємодії тіл кочення з локальними дефектами. Для достовірної реєстрації або безспотвореного вимірювання таких динамічних ударів необхідна висока частота дискретизації сигналів. Згідно з дослідженнями архітектури IoT-мереж [14], безперервна трансляція таких сирих високорозмірних масивів даних від мережі датчиків створює критичне навантаження на пропускну здатність бездротових каналів зв'язку локомотива. Крім того, передача неструктурованої інформації призводить до високого енергоспоживання передавальних бортових пристроїв та виникнення затримок у прийнятті рішень.

Великі масиви зареєстрованої інформації, що містять значний відсоток експлуатаційного шуму, ускладнюють роботу централізованих алгоритмів. Саме тому сучасні стратегії вимагають обов'язкового застосування методів виділення ознак та зменшення розмірності даних безпосередньо у місці їх реєстрації [15]. Застосування периферійних обчислень дозволяє розвантажити інфраструктуру за рахунок того, що зареєстрований сигнал не залишає борт локомотива, а центральна система отримує лише обмежені за розміром діагностичні ознаки (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Алгоритм цифрової обробки та виділення ознак на периферійному рівні

Безперервна трансляція таких обсягів через бездротові мережі, наприклад, канали мобільного зв'язку або спеціалізовані радіоканали є технічно та економічно недоцільною. Головними деструктивними факторами при цьому виступають:

- обмежена пропускна здатність наявних радіоканалів, особливо під час руху локомотива на міжстанційних перегонах з нестабільним рівнем сигналу;

- високе енергоспоживання передавальних бортових пристроїв при тривалій трансляції важких файлів, що критично для автономних або локальних сенсорних модулів;

- висока вартість трафіку при передачі гігабайт сирої інформації на зовнішні хмарні сервери.

Крім того, хмарні аналітичні платформи залізничних підприємств при зборі зареєстрованих сигналів з усього парку локомотивів будуть швидко перевантажуватись. Велика кількість надлишкової інформації, яка містить значний відсоток експлуатаційного шуму та завад від колії, суттєво уповільнюватиме роботу централізованих алгоритмів обслуговування за технічним станом [15]. Застосування периферійних обчислень дозволяє розвантажити інфраструктуру за рахунок того, що без безпосередньої потреби сирий сигнал не залишає борт локомотива, а центральна система отримує лише компактні звіти про технічний стан.

3.4.2 Процеси попередньої обробки діагностичних ознак на борту локомотива

Для реалізації периферійного аналізу зареєстрований вібросигнал має пройти процедуру попередньої обробки та виділення інформативних параметрів. Цей етап в теорії інтелектуального аналізу даних класифікується як екстракція ознак та зниження розмірності даних [15]. Його мета – відкинути інформаційну надлишковість, зокрема шум, зберігши при цьому компоненти, що безпосередньо вказують на наявність та тип несправності механізму.

Бортовий обчислювальний алгоритм реалізує послідовність таких математичних операцій:

– *попередня фільтрація:* зареєстрована часова реалізація з п'єзоелектричного акселерометра проходить через смуговий фільтр високих частот для відсікання низькочастотних коливань, викликаних нерівностями залізничної колії та коливаннями кузова локомотива.

– *детектування обвідної:* оскільки ударні імпульси від мікродефектів підшипника збуджують високочастотні резонансні коливання конструкції буксового вузла, застосовується амплітудна демодуляція. Шляхом обчислення аналітичного сигналу з використанням перетворення Гільберта виділяється обвідна високочастотного процесу, яка містить інформацію про періодичність ударів у підшипнику.

– *швидке перетворення Фур'є*: отримана обвідна часового сигналу перетворюється в частотне подання.

Згідно з методологією підготовки даних для систем моніторингу стану обертових машин [15], виділення ознак за допомогою спектрального аналізу є ключовим інструментом очищення даних від завад. Отриманий на периферійному мікроконтролері спектр складається з набору дискретних значень амплітуд на конкретних частотах. Бортовому комп'ютеру локомотива більше не потрібно зберігати чи передавати тисячі точок часового подання – достатньо зафіксувати лише амплітуди на розрахованих кінематичних частотах дефектів підшипника.

3.4.3 Зниження розмірності даних на основі спектральних методів

Вибір класичного спектрального аналізу обвідної як основного інструменту для периферійних обчислень має чітке математичне та апаратне обґрунтування. Сучасні тенденції в галузі штучного інтелекту часто схиляються до використання глибоких нейронних мереж для обробки зареєстрованих сигналів безпосередньо у часовій області. Проте такі моделі вимагають колосальних обчислювальних ресурсів, зокрема графічних процесорів, великих обсягів оперативної пам'яті, впровадження яких на кожному буксовому вузлі локомотива є економічно неможливим та технічно невиправданим.

Натомість алгоритм швидкого перетворення Фур'є та розрахунку спектра обвідної є обчислювально легким. Він оптимізований для виконання на стандартних промислових мікроконтролерах низького енергоспоживання, які легко інтегруються в бортову апаратуру локомотива (рисунок 3.10).



Рисунок 3.10 – Архітектура бортового мультисенсорного модуля діагностування

Математичне зниження розмірності забезпечує такий ефект:

– вхідний масив часової реалізації вібрації, наприклад, 200000 відліків високої дискретизації стискається до матриці з кількох характерних значень амплітуд на частотах обертання внутрішнього кільця, зовнішнього кільця та тіл кочення роликопідшипника;

– коефіцієнт стиснення інформації становить кілька тисяч разів без втрати діагностичної цінності;

– сформований на периферії короткий вектор ознак повністю готовий для передачі через будь-які доступні бездротові канали Інтернету речей з нульовим ризиком перевантаження мережі [15].

Отже, розрахунок спектра обвідної на борту локомотива виступає не просто як метод вібродіагностики, а як високоефективний алгоритм стиснення та структурування великих даних у концепції периферійних обчислень. Це забезпечить стабільну роботу системи предиктивного моніторингу, мінімізує витрати на передачу інформації та гарантує своєчасне виявлення небезпечних дефектів буксових вузлів, безпосередньо підвищуючи безпеку руху на залізничному транспорті.

4 Визначення економічної ефективності впровадження діагностичних засобів для тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1

4.1 Коротка характеристика запропонованого заходу

У магістерській роботі пропонується впровадження віброаналізаторів, що забезпечать достовірне визначення загального рівня вібрації тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1.

Відсутність віброаналізаторів призводить до виходу з ладу підшипників кочення тягових електричних двигунів унаслідок неконтрольованого зносу, аварійним зупинкам, збільшенню експлуатаційних витрат на проведення ремонту.

4.2 Методика розрахунку економічного ефекту

Економічний ефект заходу з науково-технічного прогресу визначається згідно з умовами використання продукції за розрахунковий період [16]. Сукупний економічний ефект визначається як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою сукупних витрат ресурсів за строк здійснення заходу НТП, грн

$$E_т = P_т - З_т \quad (4.1)$$

де $E_т$ – економічний ефект заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

$P_т$ – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

$З_т$ – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн.

Визначення економічного ефекту проводиться за умови обов'язкового приведення різнотермінових вартісних оцінок результатів і витрат до єдиного моменту часу – розрахункового року $t_р$.

Приведення результатів і витрат року *t* до першого року життєвого циклу проєкту називається дисконтуванням, а до останнього року життєвого циклу проєкту – компаундуванням, при цьому для кожного року *t* життєвого циклу проєкту визначається відповідний коефіцієнт приведення α_t.

Якщо результати і витрати будь-якого року здійснення проєкту приводиться до останнього року його життєвого циклу (при компаундуванні), коефіцієнти приведення визначається за формулою

$$\alpha_t = \frac{(1+E)^{t_к}}{\left[(1+E)(1+I)(1+R)\right]^{t_к}}, \qquad (4.2)$$

де E – середня річна ставка комерційних банків за депозитними вкладами (дисконтна ставка), в долях одиниці (при 14 % річних E=0,2);

I – середньорічний темп інфляції, що прогнозується в період здійснення проєкту (8 %), в долях одиниці;

R – ризики 1 %;

t_k – кількість років, що відділяють розрахунковий рік від року, результати і витрати якого приводяться до розрахункового року.

Розрахунковий період – час від моменту початку фінансування робіт до року закінчення життєвого циклу нововведення.

У кожному випадку, рік початку фінансування – 2026, строк служби нового обладнання складає – 10 років [10], тоді

$$\alpha_{t2036} = \frac{(1+0{,}2)^{2027-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2027-2027}} = 1.$$

$$\alpha_{t2035} = \frac{(1+0{,}2)^{2028-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2028-2027}} = 0{,}777.$$

$$\alpha_{t2034} = \frac{(1+0{,}2)^{2029-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2029-2027}} = 0{,}604.$$

$$\alpha_{t2033} = \frac{(1+0{,}2)^{2030-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2030-2027}} = 0{,}469.$$

$$\alpha_{t2032} = \frac{(1+0{,}2)^{2031-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2031-2027}} = 0{,}364.$$

$$\alpha_{t2031} = \frac{(1+0{,}2)^{2032-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2032-2027}} = 0{,}283.$$

$$\alpha_{t2030} = \frac{(1+0{,}2)^{2033-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2033-2027}} = 0{,}220.$$

$$\alpha_{t2029} = \frac{(1+0{,}2)^{2034-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2034-2027}} = 0{,}171.$$

$$\alpha_{t2028} = \frac{(1+0{,}2)^{2035-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2035-2027}} = 0{,}133.$$

$$\alpha_{t2027} = \frac{(1+0{,}2)^{2036-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2036-2027}} = 0{,}103.$$

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період визначається за формулою, грн

$$P_T = \sum_{t=t_н}^{t_k} P_t \cdot \alpha_t, \qquad (4.3)$$

де P_t – вартісна оцінка результатів у тому році, грн;

$t_н$ – початковий рік розрахункового періоду;

$t_к$ – кінцевий рік розрахункового періоду.

Початковим роком розрахункового періоду є рік початку фінансування робіт щодо здійснення заходів НТП (включаючи науково-дослідні, проєктні, конструкторські роботи). Кінцевим роком розрахункового періоду є рік завершення усього "життєвого циклу" заходу з НТП.

Витрати при використанні заходів НТП $З_Т$ визначається за формулою

$$З_Т = \sum_{t=t_Н}^{t_k} З_t \cdot \alpha_t = \sum_{t=t_н}^{t_k} (И_t + К_t - Л_t) \cdot \alpha_t , \qquad (4.4)$$

де $З_t$ – витрати всіх ресурсів у тому році, грн;

$И_t$ – поточні витрати при використанні заходів у тому році без урахувань амортизаційних відрахувань, грн;

$К_t$ – одноразові витрати при використанні заходів (капітальні вкладення) у тому році, грн;

$Л_t$ – залишкова вартість (ліквідаційне сальдо) основних фондів, грн.

4.3 Вихідні дані, що необхідні для розрахунку економічного ефекту

Визначаємо основну та додаткову заробітну плату робітників, які зайняті на ремонті ПР-3, а також відрахування на соціальне страхування в році при проведенні процедури ремонту тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1 до впровадження віброаналізаторів, грн

$$В_t^{з.с.} = t_t^{ПР-3} \cdot N_t^{ПР-3} \cdot З_г, \quad (4.5)$$

де $t_t^{ПР-3} = 28$ люд.-год – трудомісткість проведення ремонту одного тягового електричного двигуна в обсязі ПР-3;

$N_t^{ПР-3} = 0,3$ – середня кількість ПР-3 електровозів ДЕ1 в одному році;

$З_г = 80$ грн – годинна тарифна ставка слюсаря четвертого розряду;

$$В_t^{з.с.} = 28 \cdot 0,3 \cdot 80 = 672 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний основний фонд заробітної плати, грн

$$Ф_{осн.}^{річн.} = В_t^{з.с.} \cdot К_{од} \cdot К_{лок} \cdot 248 \quad (4.6)$$

де $К_{од} = 8$ од – кількість тягових електричних двигунів електровоза ДЕ1;

$К_{лок} = 8$ од – кількість електровозів ДЕ1;

248 – кількість робочих днів у році

$$Ф_{осн.}^{річн.} = 672 \cdot 8 \cdot 8 \cdot 248 = 10665984 \text{ грн.}$$

Доплата за вислугу років, грн

$$Д_{в.р.} = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0,17 \quad (4.7)$$

$$Д_{в.р.} = 10665984 \cdot 0,17 = 1813217 \text{ грн}$$

Премія, грн

$$П = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0,3 \quad (4.8)$$

$$П = 10665984 \cdot 0{,}3 = 3199795 \text{ грн}$$

Єдиний внесок, грн

$$О_{єд} = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0{,}22 \quad (4.9)$$

$$О_{єд} = 10665984 \cdot 0{,}22 = 2346516 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний загальний фонд заробітної плати, грн

$$Ф_{заг.}^{річн.} = Ф_{осн.}^{річн.} + Д_{в.р.} + П + О_{єд} \quad (4.10)$$

$$Ф_{заг.}^{річн.} = 10665984 + 1813217 + 3199795 + 2346516 = 18025513 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів 8 електровозів в обсязі ПР-3 до впровадження віброаналізаторів, грн

$$В_t^{ПР-3} = Ц_t \cdot 1{,}64 \cdot К_{од} \cdot К_{лок}, \quad (4.11)$$

де $Ц_t = 635879$ грн – вартість матеріалу для ремонту одного тягового двигуна в об'ємі ПР-3;

$$В_t^{ПР-3} = 635879 \cdot 1{,}64 \cdot 8 \cdot 8 = 66151775 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 8 електровозів для проведення ремонту тягових електричних двигунів в обсязі ПР-3 до впровадження використання віброаналізаторів визначаємо формулою, грн

$$В_t = Ф^{річн.}_{заг.} + В_t^{ПР-3} + В_{ел.ен.},. \quad (4.12)$$

де $В_{ел.ен.}$ – витрати на електроенергію, грн

$$В_{ел.ен.} = \sum \Omega \cdot Т \cdot \lambda \cdot Ц_{кВт \cdot г} \cdot К_{од} \cdot К_{лок},$$

де Ω – потужність пристроїв, кВт (прийняти 10 кВт);

Т – час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

λ – коефіцієнт завантаження пристроїв (прийняти 0,8 – 0,9);

$Ц_{кВт \cdot г}$ – ціна одної кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 4,32 грн).

$$В_{ел.ен.} = 10 \cdot 5000 \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}32 \cdot 8 \cdot 8 = 11059200 \text{ грн}$$

$$В_t = 66741860 + 11059200 + 18025513 = 95826573 \text{ грн}$$

Розрахунки основної, додаткової заробітної плати робітників, які зайняті на ремонті ПР-3, а також відрахування на соціальне страхування в році при проведенні процедури ремонту тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1 з урахуванням використання запропонованих віброаналізаторів за формулою (4.5) становить 672 грн. Розрахунки за формулами (4.6 – 4.10) надають аналогічні результати.

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів 8 електровозів із вісьмома тяговими електричними двигунами в обсязі ПР-3 при використанні запропонованих віброаналізаторів, грн

$$В_t^{ПР-3} = Ц_t \cdot 1{,}64 \cdot К_{од} \cdot К_{лок}, \quad (4.13)$$

де $Ц_t = 631257$ грн – вартість матеріалу для ремонту одного тягового двигуна в об'ємі ПР-3;

$$В_t^{ПР-3} = 631257 \cdot 1{,}64 \cdot 8 \cdot 8 = 66256735 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 8 електровозів, тягові електричні двигуни яких відремонтовані з використанням запропонованих віброаналізаторів, визначаємо за формулою, грн

$$В_t = Ф_{заг.}^{річн.} + В_t^{ПР-3} + В_{ел.ен.}, \quad (4.14)$$

де $В_{ел.ен.}$ – витрати на електроенергію, грн

$$В_{ел.\,ен.} = \sum \Omega \cdot Т \cdot \lambda \cdot Ц_{кВт \cdot г} \cdot К_{од} \cdot К_{лок},$$

де Ω – потужність пристроїв, кВт (прийняти 10 кВт);

Т – час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

λ – коефіцієнт завантаження пристроїв (прийняти 0,8 – 0,9);

$Ц_{кВт \cdot г}$ – ціна одної кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 4,32 грн).

$$В_{ел.ен.} = 10 \cdot 5000 \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}32 \cdot 8 \cdot 8 = 11059200 \text{ грн}$$

$$В_t = 66256735 + 11059200 + 18025513 = 95341448 \text{ грн}$$

Відповідно до проведеного розрахунку економічної ефективності впровадження віброаналізаторів для тягових електричних двигунів були отримані такі результати:

– економічний ефект досягається за рахунок скорочення витрат на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів електровозів ДЕ1 в обсязі ПР-3 в 1,03 рази;

– економічний ефект за розрахунковий період становить 2145879 грн;

– одноразові витрати окупаються на третьому році.

Висновки

1 Аналіз статистичних даних засвідчив, що несправності буксових вузлів тягового рухомого складу мають втомне походження. Більше того, зародження та розвиток експлуатаційного зношування, вплив корозії, а також недотримання монтажних нормативів функціонують як первинні фактори, що безпосередньо ініціюють та прискорюють подальше втомне руйнування вузлів.

2 Установлено, що амплітудна демодуляція в методі побудови обвідної високочастотного вібросигналу дозволяє математично усунути інтенсивні структурні завади вузла й виділити слабкі енергетичні імпульси, які генеруються зародковими мікродефектами. Такий підхід формує високочутливий діагностичний простір, здатний фіксувати контактно-втомні руйнування металу на найбільш ранніх етапах деградації, забезпечуючи високу достовірність діагнозу.

3 Обґрунтована необхідність переходу до архітектури периферійних обчислень, зокрема впровадження інтелектуального сенсорного модуля, який об'єднує первинний перетворювач, АЦП та мікропроцесор, дозволяє виконувати спектральне перетворення локально, безпосередньо на борту локомотива, що розв’язує проблему перевантаження комунікаційних мереж, оскільки в радіоканал передається не масивний зареєстрований вібросигнал, а готовий структурований пакет із діагностичними ознаками розміром у кілька байт, що забезпечує автономність та високу швидкодію бортової системи.

4 Економічний ефект за розрахунковий період становить 2145879 грн, одноразові витрати на придбання вібродіагностичного комплексу окупаються на третьому році.

Список використаних джерел

1 Середній знос локомотивів становить 96,8 % – дослідження Rail.insider. *Rail.insider*. 2020. 25 лют. URL: https://www.railinsider.com.ua/serednij-znos-lokomotyviv-stanovyt-968-doslidzhennya-rail-insider-2/ (дата звернення: 28.05.2026).

2 Advances, Trends and Challenges for Determining the Condition of Railway Rolling Stock Using Automatic Classifiers: A Systematic Review / E. Junquera, C. Pérez-Carrera, H. Rubio, A. Bustos // Electronics. – 2026. – Vol. 15 – 1381. https://doi.org/10.3390/electronics15071381.

3 Locomotives and Rail Road Transportation : Technology, Challenges and Prospects / ed. by Avinash Kumar Agarwal, Atul Dhar, Anirudh Gautam, Ashok Pandey. Springer, 2017. 247 p. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3788-7

4 Clean Rail Transportation Options / I. Dincer, J. Hogerwaard, C. Zamfirescu. Cham : Springer, 2016. 230 p. (Green Energy and Technology). https://doi.org/10.1007/978-3-319-21726-0. ISBN 978-3-319-21725-3

5 Intelligent Fault Diagnosis and Remaining Useful Life Prediction of Rotating Machinery / Y. Lei. Amsterdam : Butterworth-Heinemann (Elsevier), 2017. 366 p. https://doi.org/10.1016/C2016-0-00367-4

6 Digital Signal Processing : Theory and Practice / K. Deergha Rao, M. N. S. Swamy. Springer, 2018. 789 p. https://doi.org/10.1007/978-981-10-8081-4

7 Signals and Systems / K. Deergha Rao. Birkhäuser, 2018. 434 p. https://doi.org/10.1007/978-3-319-68675-2

8 Puzyr V., Mykhalkiv S., Ivaniuk O., Sautin O. A data-driven approach to maintenance of traction gearboxes of electric trains. AIP, 2025, 3238(1), 060001. https://doi.org/10.1063/5.0248864

9 Puzyr V. H., Mykhalkiv S. V., Plakhtii O. A. A hybrid ICEEMDAN and OMEDA-based vibrodiagnosis method for the bearing of rolling stock. Naukovyi

Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2024. № 2. P. 74 - 81. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-2/074

10 Удосконалення технології вібраційного діагностування буксових вузлів електровозів 2ЕС5К у локомотивному депо Подільськ : кваліфікаційна робота магістра за спец. 273 / О. Бабиченко. Харків : Український державний університет залізничного транспорту, 2023. 112 с.

11 Digital Signal Processing and Spectral Analysis for Scientists : Concepts and Applications / S. M. Alessio. Cham : Springer, 2016. 909 p. https://doi.org/10.1007/978-3-319-25468-5

12 Handbook of Modern Sensors : Physics, Designs, and Applications / J. Fraden. 5th ed. Cham : Springer, 2016. 765 p.

13 Industrial Wireless Sensor Networks: Monitoring, Control and Automation / ed. by R. Budampati, S. Kolavennu. Amsterdam : Woodhead Publishing, 2016. 228 p. (Woodhead Publishing Series in Electronic and Optical Materials ; no. 75). ISBN 978-1-78242-230-3.

14 Intelligent hybrid intrusion detection systems for IoT-Cloud environments / C. Lhioui // Journal of Intelligent Systems and Applied Data Science. – 2025. – Vol. 3(2). – P. 91 – 103. https://doi.org/10.64680/jisads.v3i2.59.

15 Transforming predictive maintenance with machine learning: a comprehensive review of innovations and applications in centrifugal pumps / P. O. Odu, P. A. Ako // Nigerian Journal of Technology. – 2026. – Vol. 45(1). – P. 1 – 22. https://doi.org/10.4314/njt.2026.5737.

16 Методичні вказівки до розрахунку економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальності «Залізничний транспорт» за освітньою програмою «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання / В. Г. Яковенко, Ю. В. Мирошниченко, І. В. Моцна, М. Д. Жердєв. Харків : УкрДУЗТ, 2020. 46 с.

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра

на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу Strikeplagiarism.com кваліфікаційна робота магістра на тему: «Удосконалення технології діагностування вузлів локомотивів із використанням периферійних обчислень» автора Нестьогіна Є. О. містить 4,64 % запозичень. Ознаки академічного плагіату відсутні.

Перевірку виконав
ст. викладач кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу Олександр АНАЦЬКИЙ

01.06.2026 р.