

УДК 629.423.2:681.518.54

**СТОХАСТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СПЕКТРАЛЬНОГО ВИТОКУ ЕНЕРГІЇ
ВІБРОСИГНАЛУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЛОКАЛЬНИХ ПОШКОДЖЕНЬ
ПІДШИПНИКА КОЧЕННЯ**

Канд. техн. наук С. В. Михалків

**STOCHASTIC MODELING OF VIBRATION SIGNAL SPECTRAL ENERGY LEAKAGE
IN DIAGNOSING LOCALIZED FAULTS OF A BALL BEARING**

PhD (Tech.) S. Mykhalkiv

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.215.2026.358745>



***Анотація.** Досліджено вплив стохастичного проковзування тіл кочення на деградацію діагностичних ознак кулькового підшипника. Розроблено алгоритм паралельного моделювання вібросигналів. Кількісно доведено, що спектральний витік енергії спричиняє відносне падіння амплітуди вищих гармонік від 82,1 до 90,5 %. Це математично обґрунтовує небезпеку хибнонегативних діагнозів і фізичну неадекватність застосування традиційних детермінованих порогових рівнів діагностування.*

***Ключові слова:** амплітуда, вібрація, детермінована модель, компресор, підшипник, проковзування, спектр, стохастична модель, частота.*

ISSN (p) 1994-7852
ISSN (online) 2413-3795
© Михалків С. В., 2026.

Abstract. *The reliability of locomotive compressor equipment depends on its ball bearings. Maintenance restricts inspections without dismantling, making early fault detection in 6318 bearings difficult. Historically, diagnostic algorithms relied on deterministic kinematic models, viewing vibration as an ideal periodic series of impulses with discrete narrow-band spectral peaks. Real operation introduces a fundamental physical discrepancy: random kinematic micro-slip of rolling elements. This stochastic nature transforms the vibration into a pseudo-cyclostationary process, causing profound spectral energy leakage and amplitude degradation. While literature acknowledges this, a critical gap remains in quantifying the exact amplitude degradation caused by kinematic fluctuations. This research mathematically determines quantitative indicators of relative amplitude drop for diagnostic features under random kinematic slip. These indicators rigorously prove the inadequacy of traditional deterministic amplitude expectations and justify the risk of false-negative diagnoses when applying rigid threshold levels. A comparative numerical algorithm was developed for parallel generation and synchronous processing of vibration signals. It contrasts a classical deterministic scenario against a stochastic point process model with normally distributed kinematic micro-slip. The study simulated a localized fault on the inner ring of a ball bearing. Datasets were processed using envelope spectrum analysis, integrating an automated module to identify peak values within localized frequency windows. Spectral analysis visually demonstrated severe energy smearing at the defect frequencies, destroying idealized narrow-band peaks. Quantitatively, results established that relative amplitude drop worsens at higher harmonics: 82.1 % at the first harmonic, 85.6 % at the second, 88.6 % at the third, and culminating in a 90.5 % loss at the fourth harmonic. These losses mathematically prove the necessity of abandoning unjustified threshold limits and transitioning toward probabilistic evaluations to prevent undetected failures.*

Keywords: *amplitude, bearing, compressor, deterministic model, frequency, slippage, spectrum, stochastic model, vibration.*

Вступ. Упродовж експлуатації локомотивів особливу увагу приділяють стану компресорного обладнання, оскільки його надійність безпосередньо впливає на працездатність гальмової системи та приладів безпеки електровоза. За вимогами Інструкції ЦТ-0058 [1] і СТП 04-082:2022 [2], протягом виконання ТО-2, ТО-3, ПР-1 і ПР-2 роботи з компресорним обладнанням електровозів серій ВЛ80в/і та ВЛ82м обмежені зовнішнім оглядом, контролем стану кріплення, перевіркою рівня мастила, продуктивності та виявленням очевидних ознак несправності (перегрів, сторонні шуми, течі тощо). При цьому демонтаж компресора, а також поглиблена перевірка стану підшипникового вузла колінчастого вала головного компресора КТ-6 за регламентом не передбачені, окрім випадків виконання ПР-3 або КР.

На електровозах серії ВЛ82м через специфічні конструктивні особливості кріплення головного компресора КТ-6 трапляються випадки відмов однорядних

радіальних кулькових підшипників 6318. У тих депо, які здійснюють для згаданих серій електровозів лише ТО-2, ПР-1 і ПР-2, виникає обмеження щодо можливості своєчасного виявлення пошкоджень підшипникових вузлів компресора КТ-6 на ранніх стадіях їхнього розвитку. Наявні методи контролю фактично допомагають фіксувати вже наслідки прогресуючого пошкодження, що підтверджено випадками позапланових ремонтів, спричинених руйнуванням підшипників колінчастого вала.

Отже, для технології ТО і ПР потрібно удосконалити діагностування підшипникового вузла компресора КТ-6 завдяки впровадженню засобів вібродіагностування, які не потребують демонтажу агрегату і можуть діагностувати вузли безпосередньо перед постановкою локомотива в цех для проведення ПР-1.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Історично більшість математичних методів вібродіагностування

розробляли для систем із жорсткою кінематикою, зокрема для зубчастих передач, орієнтуючись на виявлення ідеально періодичних сигналів із вузькосмуговими спектральними піками. Однак, як зазначено в роботі [3], вібраційні процеси в підшипниках кочення принципово відрізняються наявністю випадкового мікропроковзування тіл кочення. Через це удари від пошкодження відбуваються з випадковими часовими відхиленнями, що неминуче призводить до розсіювання енергії у вигляді спектрального витоку та зниження амплітуди гармонік. У статті [4] виявлення пошкоджень зведено до розв'язання задачі статистичного ухвалення рішень, де замість прямого спектрального аналізу застосовують імовірнісні методи, зокрема оптимальний узагальнений послідовний критерій, що додатково підтверджує стохастичну природу процесу розвитку пошкодження. Перенесення жорстких детермінованих критеріїв на діагностування підшипників спричиняє фундаментальні систематичні похибки: алгоритми хибно занижують рівень небезпеки або взагалі пропускають пошкодження через використання нерелевантної фізичної моделі, тому, щоб зафіксувати нестационарні ознаки, дослідники відмовляються від класичного спектрального аналізу на користь складних часо-частотних перетворень, таких як вейвлети Габора [5], вдаються до складних алгоритмів машинного навчання, граф-аналізу [6, 7], здійснюють максимізацію спектрального індексу Джині, деконволюцію за максимально корельованим ексцесом [8], реалізують нелінійні методи обробки, зокрема використовують удосконалений енергетичний оператор Тігера-Кайзера [9]. Застосування таких операторів для оцінювання миттєвої енергії імпульсів є прямим підтвердженням того факту, що ідеально періодичні моделі віброутворення не відповідають дійсності, а ігнорування стохастичної природи проковзування

призводить до критичного спектрального витоку енергії на розрахованих частотах пошкоджень. Автори роботи [10] зазначають, що енергія пошкодження підшипника часто залишається низькою та маскується шумом, а реалізований скінченно-елементний аналіз охоплює лише короткі часові інтервали в жорстко детермінованих умовах контакту, що не дає змогу відтворювати довготривалі ефекти накопиченого кінематичного проковзування. Відповідно, використання скінченно-елементних моделей не дає змогу дослідити явище спектрального витоку енергії, яке формується на довгих реалізаціях сигналу.

Нинішній розвиток вібродіагностування доводить, що стохастична природа сигналів може бути використана для підсилення слабких діагностичних ознак. Методи стохастичного резонансу, реалізовані через нелінійні системи Даффінга [11] або моделі з дробовими похідними [12], базовані на синергетичній взаємодії слабого періодичного імпульсу від пошкодження та фонового шуму [13]. Застосування таких передових методів є концептуально неможливим у рамках спрощених детермінованих моделей, які ігнорують стохастичну компоненту вібрації.

Отже, доведена в сучасних дослідженнях обмеженість детермінованих моделей і констатований факт розмиття спектральних складових не є достатніми для розроблення достовірних методів діагностування. Це потребує подальшого визначення показників падіння амплітуд інформативних складових вібрації. Отримання таких показників є необхідним для математичного доведення хибності детермінованих оцінок амплітуди та обґрунтування небезпеки хибнонегативних діагнозів під час встановлення традиційних порогових рівнів технічного стану.

Визначення мети та завдання дослідження. Мета полягає у визначенні кількісних показників відносного падіння амплітуди діагностичних ознак під впливом

випадкового кінематичного проковзування для оцінювання масштабів деградації інформативних складових на спектрах обвідної вібрації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

— розробити порівняльний алгоритм для паралельного моделювання вібросигналів підшипника кочення на основі класичної детермінованої моделі та стохастичної моделі з урахуванням випадкових кінематичних флуктуацій;

— обробити згенеровані масиви даних методом аналізу спектра обвідної вібрації та візуалізувати явище спектрального витоку енергії на базовій частоті пошкодження та її вищих гармоніках;

— отримати кількісні показники деградації інформативних складових у

вигляді відносного падіння амплітуди на гармоніках кінематичних частот для доведення хибності очікування амплітуд у межах детермінованих моделей.

Основна частина дослідження.

Класична детермінована модель вібросигналу підшипника кочення з локальним пошкодженням, запропонована в роботі Макфаддена та Сміта [14], розглядає вібрацію як серію ударних імпульсів, що виникають із суворо заданою періодичністю і збуджують височастотні резонанси підшипникового вузла.

У загальному вигляді математичну модель такого вібросигналу $x(t)$ можна подати як згортку послідовності імпульсів з імпульсною перехідною характеристикою системи, m/c^2 ,

$$x(t) = \left[\sum_{k=-\infty}^{\infty} A_k \cdot \delta(t - kT) \right] * h(t), \quad (1)$$

де $\delta(t)$ — дельта-функція Дірака, що описує миттєвий удар під час проходження тіла кочення через пошкодження, $1/c$;

T — теоретичний, ідеально сталий період між ударами, що визначений кінематикою підшипника, c ;

k — порядковий номер удару;

A_k — амплітуда k -го удару, m/c^2 ;

$h(t)$ — імпульсна перехідна характеристика системи.

Вплив розподілу радіального навантаження на амплітуду ударів для пошкоджень різних елементів підшипника кочення в цій моделі описано детермінованою періодичною функцією. Амплітуду A_k модулюють залежно від положення пошкодження відносно зони навантаження, m/c^2 ,

$$A_k = Q_0 \cdot q(kT), \quad (2)$$

де $q(t)$ — функція профілю навантаження, яку апроксимують гармонічним законом $q(t) = \max(0, 1 + \cos(2\pi f_r t))$;

Q_0 — масштабний фактор амплітуди, m/c^2 .

Резонансний відгук конструкції $h(t)$ традиційно модельований як реакція системи з одним ступенем вільності на одиничний імпульс, що має експоненційно згасаючий характер

$$h(t) = e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t), \quad (3)$$

де ζ — коефіцієнт демпфування;

ω_n — власна кругова частота резонансу, рад/с;

$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ — частота згасаючих коливань, рад/с.

Головним припущенням та одночасно недоліком наведеної класичної моделі Макфаддена є сувора детермінованість періоду T . Наявність ідеально періодичної

послідовності дельта-функцій $\delta(t - kT)$ формує в спектрі обвідної дискретні та нескінченно вузькі спектральні лінії. У класичних працях Антоні та Ренделла [3, 15] було доведено, що внаслідок кінематичного проковзування тіл кочення період між ударами перестає бути константою і стає випадковою величиною. Відповідно, вібраційні процеси в підшипниках набувають стохастичної природи, стаючи псевдоциклостационарними. Нехтування згаданою стохастичною природою спричиняє суттєве завищення очікуваних амплітуд у діагностичних алгоритмах та ігнорування явища спектрального витоку енергії. Послідовність ударів від пошкодження елементів підшипника кочення слід розглядати не як детермінований ряд, а як стохастичний точковий процес $p(t)$ [16]

$$p(t) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} A_i \cdot \delta(t - \tau_i), \quad (4)$$

де τ_i — не ідеально кратний час, а випадкова величина, що описує реальний момент i -го удару, с.

Саме стохастична природа τ_i перетворює сигнал на псевдоциклостационарний, викликаючи явище спектрального витоку енергії, яке неможливо дослідити в рамках моделі Макфаддена.

Найбільш алгоритмічно досконало цю природу реалізовано в чисельній моделі дослідників Делія та ін. [17]. Цей алгоритм дає змогу математично строго генерувати вібро сигнали з урахуванням випадкових відхилень і амплітудних флуктуацій і складається з таких кроків:

Крок 1. Моделювання кінематичного проковзування. Обчислюють реальний час τ_i виникнення i -го удару рекурсивно. Кожен наступний удар відбувається через номінальний період ΔT плюс деяке випадкове мікропроковзування δ_i , с,

$$\tau_i = \tau_{i-1} + \Delta T + \delta_i. \quad (5)$$

Розгортаючи це рекурсивне рівняння від початку відліку ($\tau_0 = 0$), отримуємо кумулятивну модель часу ударів, с,

$$\tau_i = i \cdot \Delta T + \sum_{j=1}^i \delta_j. \quad (6)$$

Випадкову складову проковзування δ_j на кожному кроці моделюють як незалежну нормально розподілену величину як білий гаусівський шум із нульовим середнім і дисперсією σ_δ^2 :

$$\delta_j \sim \mathcal{N}(0, \sigma_\delta^2). \quad (7)$$

Рівень проковзування задано через відношення стандартного відхилення до номінального періоду $\alpha = \sigma_\delta / \Delta T$.

Крок 2. Моделювання стохастичної амплітуди. Амплітуда кожного удару A_i у моделі Делія також втрачає строгу детермінованість. Для пошкодження елементів підшипника вона стає функцією від миттєвого стохастичного часу τ_i і додаткових випадкових флуктуацій ξ_i , м/с²,

$$A_i = Q_0 \cdot q(\tau_i) \cdot (1 + \xi_i), \quad (8)$$

де Q_0 — базовий коефіцієнт навантаження, м/с²;

$\xi_i \sim \mathcal{N}(0, \sigma_A^2)$ — випадкова флуктуація інтенсивності удару;

$q(\tau_i)$ — функція профілю навантаженої зони підшипника, яка для певних пошкоджень елементів підшипника кочення модульована частотою обертання вала f_r ,

$$q(\tau_i) = \max(0, 1 + \cos(2\pi f_r \tau_i)). \quad (9)$$

Крок 3. Результируючий стохастичний сигнал. Кінцевий вібро сигнал $s(t)$ формується через згортку стохастичного точкового процесу $p(t)$ із багатомодовою імпульсною перехідною характеристикою системи та додаванням стаціонарного гаусівського шуму $n(t)$:

$$s(t) = \sum_{i=1}^N A_i e^{-\zeta \omega_n (t - \tau_i)} \sin(\omega_d (t - \tau_i)) u(t - \tau_i) + n(t), \quad (10)$$

де $u(t)$ — функція одиничного стрибка Гевісайда, що забезпечує причинність відгуку.

Для кількісного оцінювання впливу кінематичного проковзування на інформативність діагностичних ознак на базі описаного стохастичного апарату було розроблено спеціалізований алгоритм у програмному середовищі GNU Octave. Головна концепція запропонованого алгоритму полягає в паралельній генерації та синхронній обробці двох масивів даних, що являють собою альтернативні кінематичні сценарії:

— *детермінований сценарій з ідеальною кінематикою*: генерований базовий вібросигнал $x_{ideal}(t)$ із суворо постійним періодом проходження кульок через пошкодження з дисперсією проковзування $\sigma_\delta^2 = 0$. Це відповідає класичній моделі Макфаддена [14];

— *стохастичний сценарій із реальним проковзуванням*: генерований сигнал $x_{real}(t)$ із введенням нормально розподіленого

проковзування τ_i відповідно до моделі Делія та ін. [17]. Це імітує псевдоциклостаціонарну природу реального підшипника.

Об'єктом для чисельного моделювання вибрано однорядний радіальний кульковий підшипник 6318 (рис. 1) зі змодельованим пошкодженням внутрішнього кільця. Теоретичне значення кінематичної частоти перекошування тіл кочення відносно пошкодження на внутрішньому кільці розраховують за класичною формулою кінематики підшипників [18]

$$f_{BPF1} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 + \frac{d_{т.к.}}{d_{cg}} \cos \alpha \right), \quad (11)$$

де $Z = 8$ — кількість тіл кочення;

$f_r = 9,83$ — частота обертання вала, Гц;

$d_{т.к.} = 31,75$ — діаметр кульки, мм;

$d_{cg} = 140$ — діаметр сепаратора, мм;

$\alpha = 0$ — номінальний кут контакту.

$f_{BPF1} = 48,24$ Гц, а частота дискретизації вібросигналів у моделі дорівнює 46 кГц.

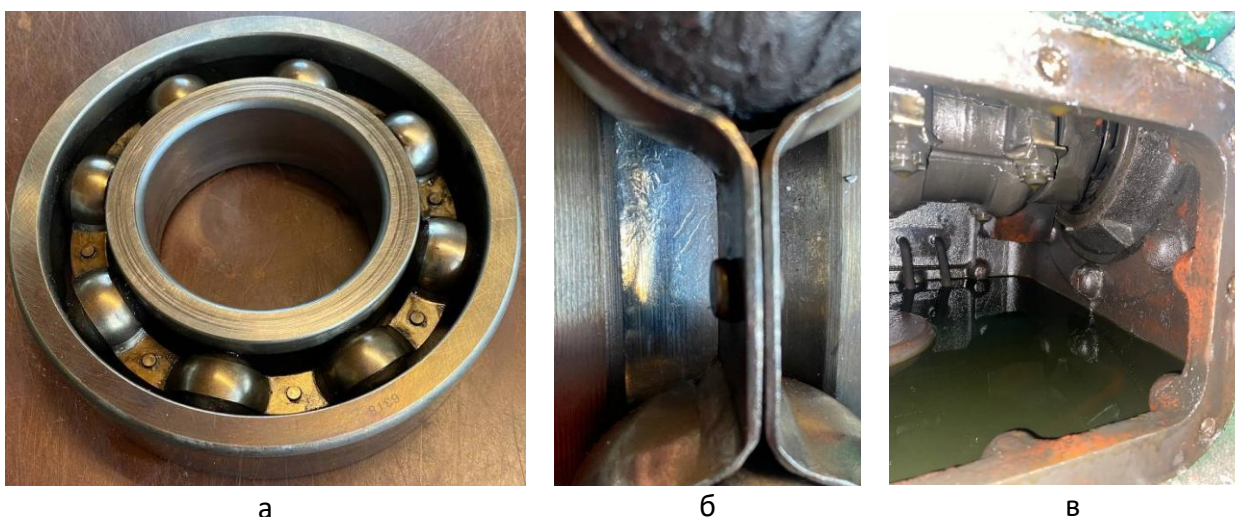


Рис. 1. Підшипниковий вузол головного повітряного компресора КТ-6 електровоза ВЛ82м: а — кульковий підшипник 6318; б — пошкодження на поверхні кочення внутрішнього кільця; в — передній підшипниковий вузол колінчастого вала компресора

Для виділення слабких ознак пошкодження з височастотного шуму застосовують метод аналізу спектра обвідної вібрації. Програмний код демодулює згенеровані сигнали, після чого обчислюють модуль швидкого перетворення Фур'є для отримання амплітудних спектрів обвідної обох сигналів. Отримані спектри нормують для забезпечення коректного порівняння.

Основним функціоналом програмного коду є модуль автоматизованого оцінювання втрат амплітуди внаслідок спектрального витоку енергії. Алгоритм шукає локальні максимуми у спектрах обвідної вібрації на базовій частоті пошкодження (1X BPF1) і її вищих гармоніках (2X, 3X, 4X BPF1). Для нівелювання впливу дискретності частотної сітки та розмиття піку шукають максимальне значення амплітуди в локальному вікні шириною ± 3 Гц в околі теоретичного значення кожної гармоніки.

Після ідентифікації пікових значень в ідеалізованому (v_{ideal}) і стохастичному (v_{real}) спектрах алгоритм обчислює відносне падіння амплітуди для кожної m -ї гармоніки, %:

$$\Delta L_m = \left(1 - \frac{v_{real}^{(m)}}{v_{ideal}^{(m)}} \right) \cdot 100. \quad (12)$$

Результати візуалізації впливу кінематичного проковзування на спектр обвідної вібросигналу підшипника з пошкодженням внутрішнього кільця наведені на рис. 2. На рис. 2, а наведене безпосереднє накладання двох нормованих амплітудних спектрів обвідної вібрації: для ідеалізованої детермінованої моделі та стохастичної моделі з реальним проковзуванням.

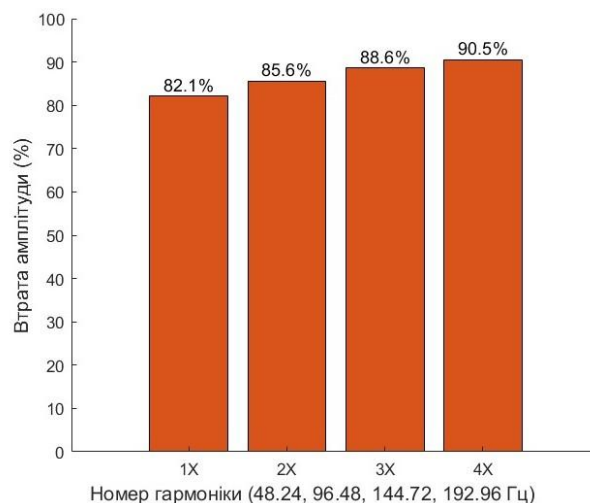
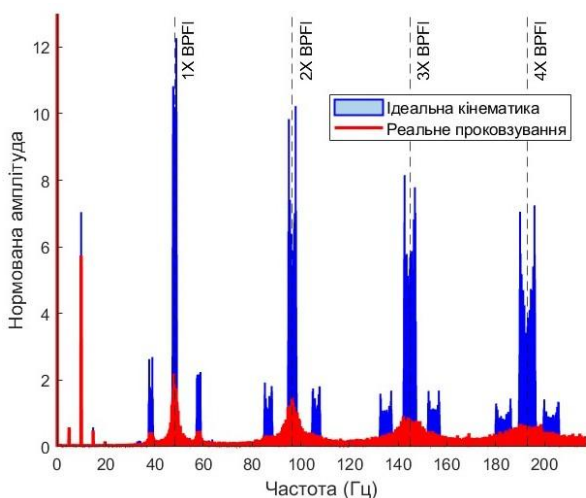


Рис. 2. Результати моделювання вібрації підшипника кочення з пошкодженим внутрішнім кільцем: а — спектри обвідної вібрації; б — гістограма деградації діагностичних ознак

Як видно з отриманих спектрів, за умови ідеальної кінематики енергія вібросигналу зосереджена у вигляді вузькосмугових дискретних піків із високою амплітудою на базовій частоті пошкодження (1X BPF1) і її кратних гармоніках (2X, 3X,

4X BPF1). Проте введення нормально розподіленого проковзування, що відповідає реальному мікропроковзуванню тіл кочення, кардинально змінює спектральне подання – з’являються виражені явища спектрального витоку енергії: гармонічні піки суттєво

розширюються біля своєї основи, а їхня максимальна амплітуда різко знижується порівняно з ідеальним випадком.

Для кількісного оцінювання цього явища за допомогою розробленого програмного модуля було обчислено відносну втрату амплітуди для кожної з перших чотирьох гармонік частоти пошкодження. Відповідну гістограму деградації діагностичних ознак наведено на рис. 2, б. Розрахунки свідчать, що ігнорування стохастичної природи сигналу призводить до великої похибки в очікуваних рівнях амплітуд. Так, уже на першій гармоніці (1X BPF1) втрата амплітуди становить 82,1 %. На вищих гармоніках процеси деградації посилені: втрата інформативності становить 85,6 % для 2X, 88,6 % для 3X і досягає 90,5 % для 4X BPF1.

Отримані результати кількісно підтверджують, що вищі гармоніки кінематичних частот є найбільш вразливими до впливу випадкового проковзування. В умовах реальної експлуатації їхня енергія розсіюється по спектру настільки сильно, що корисний сигнал може маскуватися фоновим шумом або іншими низькочастотними складовими. Це додатково обґрунтовує необхідність відмови від жорстких детермінованих критеріїв для діагностування підшипникових вузлів і пояснює доцільність застосування методів машинного навчання або складного стохастичного аналізу для виявлення

слабких ознак пошкодження на ранніх стадіях.

Висновки. У результаті проведеного дослідження кількісно оцінено вплив стохастичної природи кінематики підшипників кочення на деградацію амплітуд діагностичних ознак технічного стану.

Розроблено та реалізовано алгоритм паралельного моделювання вібросигналів, який, на відміну від спрощених детермінованих підходів, коректно інтегрує математичний апарат стохастичного точкового процесу для імітації випадкового мікропроковзування тіл кочення.

Аналіз отриманих спектрів обвідної вібрації довів, що наявність кінематичного проковзування суттєво змінює спектральну картину, спричиняючи виражене розмиття енергії та руйнуючи ідеалізовані вузькосмугові піки на частотах пошкоджень.

Кількісно встановлено, що ігнорування стохастичної природи сигналу призводить до відносного падіння амплітуди інформативних ознак від 82,1 % на першій базовій гармоніці до 90,5 % на четвертій гармоніці частоти пошкодження внутрішнього кільця. Такі великі втрати інформативності доводять фізично зумовлену необхідність відмови від необґрунтовано завищених амплітудних очікувань під час встановлення традиційних порогових рівнів і переходу до гнучкіших імовірнісних оцінок для уникнення пропускання пошкоджень під час діагностування.

Список використаних джерел

1. ЦТ-0058. (2003). *Інструкція з технічного обслуговування, ремонту та випробування гальмового устаткування локомотивів і моторвагонного рухомого складу* : затв. Наказом Укрзалізниці від 04.02.2003 р. № 034-Ц. Київ, 233 с.
2. СТП 04-082:2022. (2022). *Електровози змінного струму серій ВЛ80 в/і, ВЛ82м. Технічне обслуговування та поточний ремонт. Правила*. Київ: АТ «Укрзаліниця»,.
3. Antoni, J., Randall, R. B. (2002). Differential diagnosis of gear and bearing faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, No. 124(2). Pp. 165 — 171. <https://doi.org/10.1115/1.1456906>.
4. Chiter, A., Charifi, M., Belmahdi, M. (2025). New method based on the optimal generalised sequential test for bearing localised defects detection and diagnosis. *Nondestructive Testing and Evaluation*. DOI: <https://doi.org/10.1080/10589759.2025.2584628>.

5. Zhang, X., Liu, Z., Wang, J., & Wang, J. (2019). Time-frequency analysis for bearing fault diagnosis using multiple Q-factor Gabor wavelets. *ISA Transactions*, No. 87. Pp. 225–234. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2018.11.033>.
6. Pan, W., Chen, Y., Li, X., et al. (2025). Bearing compound fault diagnosis considering the fusion fragment data and multi-head attention mechanism considering the actual variable working conditions. *Simulation Modelling Practice and Theory*, No. 144, Article 103174. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2025.103174>
7. Liu, Y., Xu, Y., Yang, M., et al. (2025). Frequency pattern graph spectrum model and its applications in rolling bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, No. 240, Article 113426. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2025.113426>
8. Zou, M., Zhou, B., Dai, M., et al. (2026). An adaptive signal processing framework for fault diagnosis: Intelligent spectral optimization for robust weak periodic feature extraction from vibration signals. *Digital Signal Processing*, No. 176, Article 106055. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.dsp.2026.106055>
9. Malusare, M., Mahmud, M., & Wang W. (2025). An enhanced TK technology for bearing fault detection using vibration measurement. *Sensors*, No. 25, Article 6571. DOI: <https://doi.org/10.3390/s25216571>
10. Tyagi, S., & Panigrahi, S. K. (2014). Transient analysis of ball bearing fault simulation using finite element method. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, No. 95(4), Pp. 309–318. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0129-x>
11. Zhang, S., Yang, J., Zhang, J., et al. (2019). On bearing fault diagnosis by nonlinear system resonance. *Nonlinear Dynamics*, No. 98, Pp. 2035–2052. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11071-019-05305-x>
12. Qiao, Z., Elhatab, A., Shu, X., et al. (2021). A second-order stochastic resonance method enhanced by fractional-order derivative for mechanical fault detection. *Nonlinear Dynamics*, No. 106, Pp. 707–723. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06857-7>
13. Li, J., Li, M., Zhang, J., et al. (2019). Frequency-shift multiscale noise tuning stochastic resonance method for fault diagnosis of generator bearing in wind turbine. *Measurement*, No. 133, Pp. 421–432. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.10.054>
14. McFadden, P. D., & Smith, J. D. (1984). Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of Sound and Vibration*, No. 96(1), Pp. 69–82. DOI: [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(84\)90595-9](https://doi.org/10.1016/0022-460X(84)90595-9)
15. Randall, R. B., Antoni, J., & Chobsaard S. (2001). The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, No. 15(5), Pp. 945–962. DOI: <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1415>
16. Antoni, J., & Randall, R. B. (2003). A stochastic model for simulation and diagnostics of rolling element bearings with localized faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, No. 125(3), Pp. 282–289. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1569940>
17. D'Elia, G., Cocconcelli, M., & Mucchi, E. (2018). An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions. *Meccanica*, No. 53, Pp. 1147–1166. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0767-1>
18. Randall, R. B. (2021). *Vibration-based condition monitoring: Industrial, automotive and aerospace applications (2nd ed.)*. John Wiley & Sons.

References

1. Ukrzaliznytsia. (2003). *Instruktsiia z tekhnichnoho obsluhovuvannia, remontu ta vyprobuvannia halmovoho ustatkuvannia lokomotyviv i motorvahonnoho rukhomoho skladu*

[Instruction for maintenance, repair and testing of brake equipment of locomotives and multiple unit rolling stock] (TsT-0058) [in Ukrainian].

2. JSC Ukrzaliznytsia. (2022). *Elektrovozy zminnoho strumu serii VL80 v/i, VL82m. Tekhnichne obsluhovuvannia ta potochnyi remont. Pravyla* [AC electric locomotives of VL80 series all indices, VL82m. Maintenance and current repair. Rules] (STP 04-082:2022) [in Ukrainian].

3. Antoni, J., & Randall, R. B. (2002). Differential diagnosis of gear and bearing faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, 124(2), 165–171. <https://doi.org/10.1115/1.1456906>

4. Chiter, A., Charifi, M., & Belmahdi, M. (2025). New method based on the optimal generalised sequential test for bearing localised defects detection and diagnosis. *Nondestructive Testing and Evaluation*. Advance online publication. <https://doi.org/10.1080/10589759.2025.2584628>

5. Zhang, X., Liu, Z., Wang, J., & Wang, J. (2019). Time-frequency analysis for bearing fault diagnosis using multiple Q-factor Gabor wavelets. *ISA Transactions*, 87, 225–234. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2018.11.033>

6. Pan, W., Chen, Y., Li, X., et al. (2025). Bearing compound fault diagnosis considering the fusion fragment data and multi-head attention mechanism considering the actual variable working conditions. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 144, Article 103174. <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2025.103174>

7. Liu, Y., Xu, Y., Yang, M., et al. (2025). Frequency pattern graph spectrum model and its applications in rolling bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 240, Article 113426. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2025.113426>

8. Zou, M., Zhou, B., Dai, M., et al. (2026). An adaptive signal processing framework for fault diagnosis: Intelligent spectral optimization for robust weak periodic feature extraction from vibration signals. *Digital Signal Processing*, 176, Article 106055. <https://doi.org/10.1016/j.dsp.2026.106055>

9. Malusare, M., Mahmud, M., & Wang, W. (2025). An enhanced TK technology for bearing fault detection using vibration measurement. *Sensors*, 25, Article 6571. <https://doi.org/10.3390/s25216571>

10. Tyagi, S., & Panigrahi, S. K. (2014). Transient analysis of ball bearing fault simulation using finite element method. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 95(4), 309–318. <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0129-x>

11. Zhang, S., Yang, J., Zhang, J., et al. (2019). On bearing fault diagnosis by nonlinear system resonance. *Nonlinear Dynamics*, 98, 2035–2052. <https://doi.org/10.1007/s11071-019-05305-x>

12. Qiao, Z., Elhatab, A., Shu, X., et al. (2021). A second-order stochastic resonance method enhanced by fractional-order derivative for mechanical fault detection. *Nonlinear Dynamics*, 106, 707–723. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06857-7>

13. Li, J., Li, M., Zhang, J., et al. (2019). Frequency-shift multiscale noise tuning stochastic resonance method for fault diagnosis of generator bearing in wind turbine. *Measurement*, 133, 421–432. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.10.054>

14. McFadden, P. D., & Smith, J. D. (1984). Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), 69–82. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(84\)90595-9](https://doi.org/10.1016/0022-460X(84)90595-9)

15. Randall, R. B., Antoni, J., & Chobsaard, S. (2001). The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5), 945–962. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1415>

16. Antoni, J., & Randall, R. B. (2003). A stochastic model for simulation and diagnostics of rolling element bearings with localized faults. *Journal of Vibration and Acoustics*, 125(3), 282–289. <https://doi.org/10.1115/1.1569940>

17. D'Elia, G., Cocconcelli, M., & Mucchi, E. (2018). An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions. *Meccanica*, 53, 1147–1166. <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0767-1>

18. Randall, R. B. (2021). *Vibration-based condition monitoring: Industrial, automotive and aerospace applications* (2nd ed.). John Wiley & Sons.

Михалків Сергій Васильович, кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна.
E-mail: svm_m@kart.edu.ua. [orcid.org/ 0000-0002-0425-6295](https://orcid.org/0000-0002-0425-6295).

Mykhalkiv Serhii Vasylovych, Candidate of Technical Sciences, Ukrainian State University of Railway Transport, Department of Operation and Repair of Rolling Stock, Associate Professor of the Department, Kharkiv, Ukraine.
E-mail: svm_m@kart.edu.ua. [orcid.org/ 0000-0002-0425-6295](https://orcid.org/0000-0002-0425-6295).

Дата надходження статті 11.02.2026 р.

Дата прийняття статті до друку 12.03.2026 р.

Дата публікації (оприлюднення) статті 4.05.2026 р.

Стаття поширюється на умовах ліцензії Creative Commons Attribution License International CC-BY.