

В. І. БУЛЬБА

Регіональна філія «Південна залізниця»

С. В. МИХАЛКІВ

Український державний університет залізничного транспорту

МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТЯГОВОГО РЕДУКТОРА ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

У статті здійснене моделювання зосередженого пошкодження для внутрішнього, зовнішнього кілець та роликів підшипника кочення тягового редуктора електропоїздів. Виявлене вібраційне збудження навколо резонансу, який відповідає обраній власній частоті підшипника. Проведене експериментальне дослідження підтвердило наявність аналогічного збудження на широкосмуговому спектрі навколо резонансної частоти у високочастотному діапазоні. Моделювання пошкоджень підшипників дозволяє обирати інформативну частотну смугу справжньої вібрації підшипника для подальшого застосування складних спектральних методів визначення виду пошкодження підшипника кочення.

Ключові слова: вібрація, модель, підшипник, спектр, частота.

V. I. BULBA

Regional branch "Southern Railway"

S. V. MYKHALKIV

Ukrainian State University of Railway Transport

MODELLING OF THE ROLLING BEARING ELEMENT FAULTS FOR THE TRACTION GEARBOX OF ELECTRIC TRAINS

The aim of this paper is the identification the informative frequency band by means of the numerical fault modelling of the inner, outer races and the rollers of a rolling bearing for the vibrodiagnostics purposes. The main advantage of a simulated signal is to avoid the complexity of a real environment, focusing only on the main contributions the developer decided to include. The current modelling of the bearing fault vibrations is an assumption about the series of impulse responses of a single-degree-of-freedom system, where the timing between the impulses has a random component simulating the slippery effect. The results of the modelling of localized faults on the outer, inner races and the rollers have shown the excitation around the resonance that corresponds to the selected natural frequency of the bearing. The conducted experimental research confirmed the presence of the same excitation on the spectrum around the resonance frequency in the high frequency band. The bearing fault modelling enables to select the informative frequency band of the real bearing vibration for the further application of the sophisticated techniques for the identification of the bearing fault type.

Keywords: bearing, frequency, model, spectrum, vibration.

Постановка проблеми

Нині в світі в умовах жорсткої конкуренції висуваються високі вимоги до залізничних компаній із кращого, швидшого й безпечного обслуговування за менші кошти. Залізничний рухомий склад має відповідні вузли з підшипниками кочення та зубчастим зачепленням, на які припадає висока ймовірність відмов, що може призвести до катастрофічних наслідків [1].

Тому впровадження в технологію технічного обслуговування та поточного ремонту рухомого складу достовірних засобів діагностування технічного стану згаданих вузлів є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Відомо, що погіршення технічного стану підшипника кочення можна виявити такими підходами:

- вимірюванням температури;
- аналізом продуктів зносу;
- вимірюванням вібрації.

Визначення температури всередині або на поверхні підшипникового вузла є добре вивченим методом і більше пасує до виявлення надмірного навантаження ніж технічного стану.

Для аналізу продуктів зносу набули поширення безліч методів (гравіметричний, ферометричний, магнітний, спектрометричний, радіографічний), спільними недоліками яких є висока вартість, потреба в кваліфікованому персоналі та тривалий процес визначення технічного стану [2].

Де факто підхід із вимірювання та аналізу вібрації став основним у діагностуванні обладнання з вузлами обертання, незважаючи на легке потрапляння завад до зареєстрованої вібрації. Відтоді було запропоновано безліч алгоритмів із усунення завад для отримання корисного сигналу з наявними ознаками технічного стану в часовому, частотному та частотно-часовому просторах [3–6].

Дослідження з вібродіагностування здебільшого зосереджені на моделюванні вібраційних сигналів і вимірювань вібрації на натурних зразках. На жаль, не завжди вдається здійснювати експериментальні дослідження на стендах, де можна розкручувати підшипники кочення та обирати додаткові режими навантаження. Тому останнім часом великої популярності набули онлайн центри даних (університет Кейс Вестерн, США) із численними записами вібраційних реалізацій підшипників кочення [7]. З іншого боку, здатність моделювати вібраційні сигнали за відповідними моделями та програмним забезпеченням позбавлена негативного впливу різноманітних комплексних складових навколишнього середовища. Недолік

подібного моделювання може полягати в занадто спрощеній моделі, яка не обліковує більшість процесів, що протікають протягом реального перекочування елементів підшипників. Модель, що лягла в основу опису вібрацій підшипників кочення, була запропонована МакФадденом та Смітом [8], де підшипник асоціювався з планетарним редуктором, зокрема внутрішнє кільце із сонячною шестірнею, тіла кочення із сателітами, зовнішнє кільце з епіциклом, а сепаратор із водилом. Ця проста модель дозволяла обчислювати частоти, на яких проявляються пошкодження елементів підшипника кочення та брала до уваги ефекти модуляції внаслідок циклічного перекочування тіл кочення через навантажену зону. Недоліком цієї моделі є уявлення про повністю обертальний характер контакту тіл кочень із кільцями підшипника, що ігнорує наявні ефекти проковзування, які спричинені сепаратором. У моделі [9] запропоновано моделювати вібраційні сигнали з ознаками пошкоджень елементів підшипників як послідовність імпульсних відгуків системи з одним ступенем вільності, де тривалість між повтореннями імпульсів містить випадкову компоненту, яка моделює ефект ковзання. Наступний фундаментальний внесок у моделюванні вібрації підшипників був зроблений Антоні та Ренделлом [10], які запропонували для моделювання вібраційного сигналу підшипників кочення використовувати циклостационарний сигнал, який є випадковим процесом із періодичною автокореляційною функцією. Циклостационарність краще описує ефект ковзання і є перспективним для подальших досліджень. На жаль, по мірі деталізації моделей упроваджувати алгоритми їх реалізації стає все важчим, що може спричинити появу сигналів унаслідок неправильного моделювання, які б викривляли результати діагностування протягом експериментальних досліджень. Тому затребувано вважається реалізація такого алгоритму числової реалізації прийнятної моделі вібрації підшипника кочення, яку можна вважати еталонним для здійснення подальших експериментальних досліджень вібрації таких складних вібраційних систем, як тягові редуктори електропоїздів, які сприймають високі динамічні зусилля й можуть спричинити заклинювання колісної пари та ймовірне сходження рухомого складу з рейок.

Постановка завдання

Виявлення інформативного частотного діапазону для цілей вібродіагностування завдяки числовому моделюванню пошкоджень внутрішнього, зовнішнього кільця та тіл кочень роликів підшипника кочення.

Виклад основного матеріалу дослідження

Модель вібраційного сигналу роликів підшипника кочення містить повторення ударних сил, які викликаються контактом пошкоджень одних поверхонь з іншими, що збуджує резонанс у підшипнику та у відповідному обладнанні. Частота повторення згаданих ударів залежить від розташування пошкодження (внутрішнє, зовнішнє кільце або тіла кочення). Вібраційний відгук системи є результатом згортання між структурним резонансом та послідовністю одиничних імпульсних функцій (дельта-функція Дірака) [3]. На відміну від лінійних динамічних систем, у яких система має сталі власні частоти і вібрує на частоті прикладеного зовні гармонічного збудження, у нелінійних системах є амплітудо залежні власні частоти, які називаються «внутрішніми резонансами» і такі системи можуть вібрувати на частоті, яка відрізняється від прикладеного зовні гармонічного збудження. На практиці роликові підшипники кочення тягових редукторів електропоїздів мають внутрішні резонанси, які викликаються різними елементами (взаємодія між валом і підшипником, між роликками й доріжжками кочення), що вібрують на різних частотах з постійними амплітудами і формують нелінійний вібраційний сигнал [5].

Модель вібраційного сигналу пошкодженого підшипника кочення має вигляд [11]

$$x(t) = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} h(t-iT-\tau_i)q(iT)+n(t), \quad (1)$$

де $h(t)$ — імпульсний відгук одиничного удару, що реєструється віброакселерометром;

$q(t)$ — обліковує періодичні модуляції, спричинені розподілом навантаження;

T — проміжок часу між двома послідовними ударами;

τ_i — враховує неточності проміжку часу між i -ми ударами внаслідок випадкового ковзання роликів;

$n(t)$ — шум.

Незважаючи на добре виражену гармонічну структуру в моделі (1), наявність незначних випадкових флуктуацій у проміжку між появою ударних імпульсів миттєво перетворює зареєстрований вібраційний сигнал на випадковий. Отже, слабкі гармонічні компоненти розташовуються у низькочастотному діапазоні, а домінуюча високочастотна циклостационарна компонента локалізується у високочастотному діапазоні й скоріше є псевдоциклостационарною.

У міру поширення локалізованого пошкодження зростає площа пошкодженої поверхні елемента підшипника кочення й посилюється вібраційне збудження. Зареєстрована вібраційна реалізація набуває повністю циклостационарних рис і зникають гострі імпульси. Подібна циклостационарність є результатом випадково розподіленої фази внаслідок різних розташувань пошкоджень на елементах підшипника протягом перекочування. Сильні періодичні компоненти генеруються відповідно до обертання валу, коли пошкодження розповсюдилося лише на обмежену ділянку поверхні елемента. Якщо підшипник сильно навантажений, тоді періодична компонента посилюється жорсткістю підшипника, на яку впливає число та розташування тіл кочень відносно навантаженої зони.

Для числової реалізації моделі (1) автори [6] розробили алгоритм, який обліковує широкий діапазон частоти обертання внутрішнього кільця підшипника кочення і, зважаючи на коливання згаданої частоти, моделювання вібраційного сигналу починається з кутового простору з подальшим переходом до часового простору після вибору конкретної величини частоти обертання.

Нехай $\theta(t)$ є кутом обертання внутрішнього кільця підшипника, тоді універсальна характеристика швидкості в кутовому просторі матиме вигляд

$$f_r(\theta) = f_c + 2\pi f_d \int \cos(f_m \theta) d\theta, \quad (2)$$

де f_c — несуча компонента частоти обертання, Гц;

f_d — відхилення частоти, Гц;

f_m — частотна модуляція, Гц.

Зважаючи на кінематичний вираз із обчислення частоти обертання внутрішнього кільця, кут між двома послідовними імпульсами отримується зі згаданої «редукторної» моделі вібраційного сигналу для пошкодження внутрішнього кільця підшипника кочення

$$\Delta\theta_{imp} = \frac{2\pi}{\frac{n_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos\beta\right)}, \quad (3)$$

де n_r — кількість роликів підшипника кочення, од;

d — діаметр роликів, мм;

D — діаметр зовнішнього кільця підшипника кочення, мм;

Цей вираз пасує для отримання кута розташування імпульсів, які мають певну послідовність і незмінну періодичність повторювання, що цілком відповідає детермінованому сигналу. Зважаючи на потребу обліку випадкового ковзання роликів, до виразу (3) потрібно додати згадану випадкову компоненту. Ця компонента отримується генеруванням випадкових чисел, що мають нормальний розподіл із середнім значенням $\Delta\theta_{imp}$ і дисперсією $\sigma_{\Delta\theta}^2$. Оскільки швидкісна характеристика визначається через кут обертання θ за виразом (2), то період між двома імпульсами можна отримати завдяки згаданому генеруванню, с

$$\Delta T_i = \frac{\Delta\theta_i}{2\pi f_r(\theta)}, \quad (4)$$

де $\Delta\theta_i$ — i -й кут між двома послідовними імпульсами, що випадково генеруються і мають середнє значення $\sigma_{\Delta\theta}^2$.

Отже, результатом обчислення за виразом (4) є періодичність появи імпульсів у імпульсній послідовності із кутовою швидкістю, що обчислюється за виразом (2). Цей час визначає появу кожного імпульсного відгуку $h(t-iT-\tau_i)$ в часовій формі сигналу, яка генерується в середовищі MATLAB, як відгук системи з одним ступенем вільності (СОСВ), мм

$$x_{COCB}(t) = \frac{F/m}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t), \quad (5)$$

де F — амплітуда сили, що збуджує СОСВ, м/с²;

m — маса системи, кг;

ζ — коефіцієнт затухання;

ω_n — власна частота, рад/с.

Відгук системи з одним ступенем вільності (СОСВ) з розмірністю віброприскорення є другою похідною виразу (5), м/с²

$$\ddot{x}_{COCB}(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{d}{dt} (x_{COCB}(t)) \right) \quad (6)$$

Числове диференціювання не впливає на появу високочастотного шуму у сигналі, оскільки згенерований сигнал $x_{COCB}(t)$ позбавлений шуму. Схема розглянутої методики наведена на рис. 1. Для додавання до модельованого вібраційного сигналу шумової компоненти, яка є останньою складовою виразу (1), потрібно згенерувати випадково розподілені числа з відповідними значеннями. Потужність шуму можна обирати, змінюючи відношення сигнал-шум (SNR)

$$SNR = 10 \lg \left(\frac{P_{сигнал}}{P_{шум}} \right), \quad (7)$$

де $P_{сигнал}$ — потужність сигналу без шуму;

$P_{шум}$ — потужність шуму.



Рис. 1. Схема числової реалізації розглянутої методики

Обрані параметри моделі вібраційного сигналу роликового підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т для трьох видів пошкоджень наведені в табл. 1, а результати моделювання – на рис. 2.

Таблиця 1

**Параметри вібраційного сигналу для моделювання
вібрації роликового підшипника кочення типу 42520М**

Параметри	Величини
D , мм	180
d , мм	20
n_r , од	17
f_c , Гц	12,6
f_d , Гц	0,98
f_m , Гц	6,12
Жорсткість СОСВ, Н/м	$2 \cdot 10^{13}$
Коефіцієнт затухання СОСВ, c^{-1}	0,05
Власна частота СОСВ, кГц	7,6
SNR, дБ	0,5

Притаманною ознакою усіх трьох видів пошкоджень за результатами моделювання є резонансне збудження навколо власної частоти підшипника кочення. Додавання шумової складової аж ніяк не приховує згадане збудження, а лише рівномірно заповнює широкосмуговий спектр вібрації (рис. 2 г, е, і). Пошкодження внутрішнього кільця характеризується сильно вираженою амплітудною модуляцією (рис. 2 г, е), що проявляється у зміні амплітуд часової форми уздовж відповідної тривалості, що відповідає періодичній зміні розподілу навантаження. Усі часові форми вібрації на рис. 2 обліковують проковзування протягом перекочування роликів у вигляді послідовності імпульсного збудження з різною періодичністю.

Експериментальні дослідження проводились у моторвагонному депо на випробувальному стенді, куди встановлювався колісно-редукторний блок електропоїзда ЕР2Т із пошкодженим внутрішнім кільцем роликового підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора, колісна пара розкручувалась до частоти обертання 219 об/хв. Вібрація реєструвалася у широкому частотному діапазоні 0–9 кГц віброакселерометром, що кріпився до поверхні підшипникової кришки тягового редуктора і в цифровому самописці відбувалося перетворення на цифрову форму з частотою дискретизації $f_s = 46$ кГц.

Особливості конструкції вузлів спричиняють появу безлічі шумових компонентів у зареєстрованому вібраційному сигналі, які суттєво ускладнюють процес діагностування. Після застосування фільтра Вінера широкосмуговий спектр вібраційної реалізації (рис. 3) містить резонансний сплеск із частотою 7637 Гц, і, незважаючи на наявну частоту зубозачеплення 268 Гц, йому повністю відповідають результати реалізації алгоритму числового моделювання (рис. 2) [12].

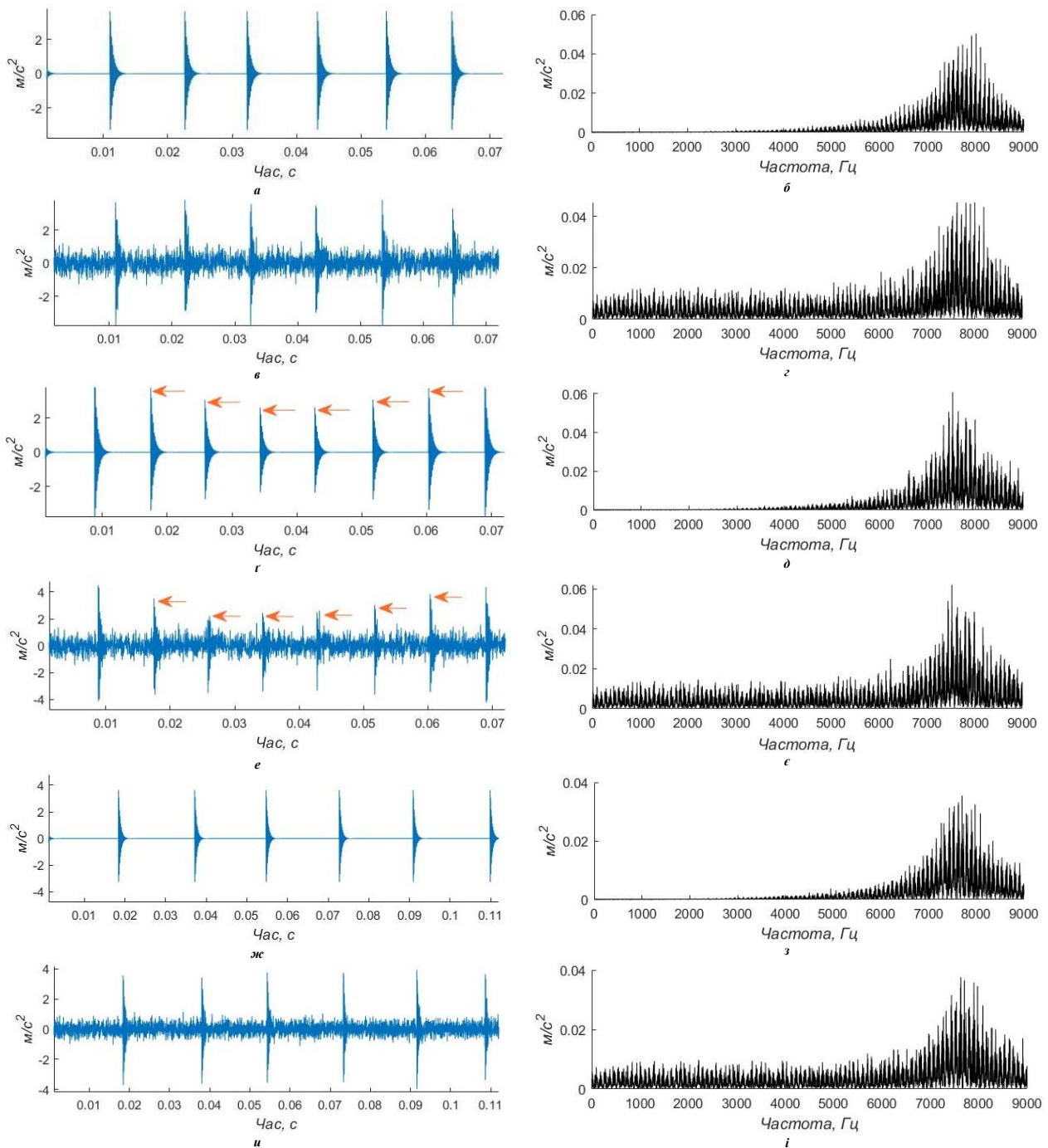


Рис. 2. Результати моделювання вібрації підшипника кочення з пошкодженнями зовнішнього, внутрішнього кільця та ролика: *a* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням зовнішнім кільцем без шуму; *б* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням зовнішнім кільцем без шуму; *е* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням зовнішнім кільцем із шумом; *з* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням зовнішнім кільцем із шумом; *г* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням внутрішнім кільцем без шуму; *д* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням внутрішнім кільцем без шуму; *е* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням внутрішнім кільцем із шумом; *є* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням внутрішнім кільцем із шумом; *ж* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням роликів без шуму; *з* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням роликів без шуму; *и* — часова форма вібрації підшипника з пошкодженням роликів із шумом; *і* — широкосмуговий спектр вібрації підшипника з пошкодженням роликів із шумом

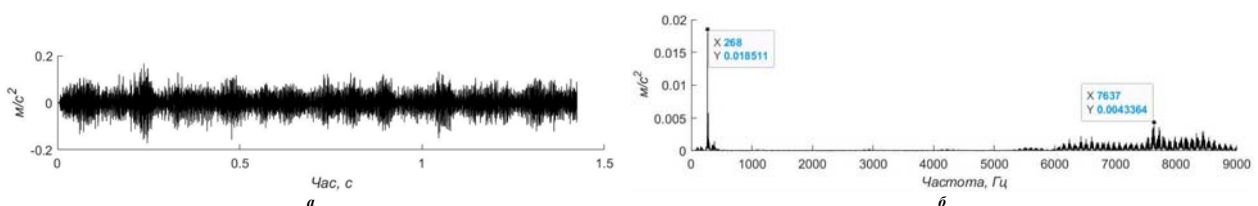


Рис. 3. Зарезонувана вібрація тягового редуктора електропоїзда протягом експериментальних досліджень: *a* — вібраційна реалізація після застосування фільтра Вінера; *б* — широкосмуговий спектр вібрації із характерними складовими зубчастого зачеплення та підшипника кочення

Висновки

Зосереджене пошкодження не елементах підшипника кочення формує відгук системи у вигляді вібрації, яка також залежить від різних типів збуджень і від шляху їх поширення і здебільшого проявляється резонансом у відповідному частотному діапазоні широкопasmового спектра вібрації, енергія якого залежить від розміру пошкодження.

Відхилення між результатами моделювання та експериментальними даними становлять не більше 0,48 %, що повністю підтверджує прийнятність застосованого алгоритму числової реалізації моделі вібрації підшипника кочення, яка обліковує випадкову компоненту в тривалості імпульсів.

Установлено, що широкопasmовий спектр вібрації дозволяє вирізняти шум серед імпульсних складових за різницею амплітуд, незважаючи на спільний частотний діапазон, однак не здатен виявляти вид пошкодження, оскільки корисний сигнал захований в безлічі сторонніх складових: синусоїдах з високою амплітудою, які генерують інші вузли обертання об'єкта, що діагностується. Залучення вузькопasmової фільтрації сигналу навколо резонансного сплеску в діапазоні 6,3–8 кГц дозволить відокремити корисний сигнал, що несе інформацію про технічний стан елементів підшипника кочення, а подальше застосування сучасних спектральних методів забезпечить визначення виду пошкодження.

Література

1. Fernandes H. M. G. Analysis of failures of rolling stock railways rolling bearings / H. M. G. Fernandes. — Porto : Universidade do Porto, 2017. — P. 107.
2. Honarvar F. New statistical moments for diagnostics of rolling element bearings / F. Honarvar, H. R. Martin // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. — 1997. — Vol. 119(3). — P. 425–432.
3. Dron J.-P. Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: application to the detection of defects in ball bearings / J.-P. Dron, F. Bolaers, I. Rasolofondraibe // *Journal of Sound and Vibration*. — 2004. — Vol. 270(1-2). — P. 61–73.
4. Bolaers F. Comparison of denoising methods for the early detection of fatigue bearing defects by vibratory analysis / F. Bolaers, O. Cousinard, P. Estocq, X. Chimentin, J.-P. Dron // *Journal of Vibration and Control*. — 2011. — Vol. 17(13). — P. 1983–1993.
5. Caesarendra W. Application of the largest Lyapunov exponent algorithm for feature extraction in low speed slew bearing condition monitoring / W. Caesarendra, B. Kosasih, A. K. Tieu, C. A. S. Moodie // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2015. — Vol. 50-51. — P. 116–138.
6. D'Elia G. An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions / G. D'Elia, M. Cocconcelli, E. Mucchi // *Meccanica*. — 2018. — Vol. 53(4). — P. 1147–1166.
7. Smith W. A. Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: a benchmark study / W. A. Smith, R. B. Randall // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2015. — Vol. 64-65. — P. 100–131.
8. McFadden P. D. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique — a review / P. D. McFadden, J. D. Smith // *Tribology International*. — 1984. — Vol. 17(1). — P. 3–10.
9. Ho D. Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals / D. Ho, R. B. Randall // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2000. — Vol. 14(5). — P. 763–788. — URL : <https://doi.org/10.1006/mssp.2000.1304>
10. Antoni J. A Stochastic Model for Simulation and Diagnostics of Rolling Element Bearings with localized faults / J. Antoni, R. B. Randall // *Journal of Vibration and Acoustics*. — 2003. — Vol. 125(3). — P. 282–289. — URL : <https://doi.org/10.1115/1.1569940>
11. Antoni J. Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals: Facts and fictions / J. Antoni // *Journal of Sound and Vibration*. — 2007. — Vol. 304. — P. 497–529. — URL : <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.02.029>
12. Михалків С. В. Застосування спектрального ексцесу для вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда / С. В. Михалків, А. П. Фалендиш, В. І. Бульба, А. М. Ходаківський // *Технічні науки та технології*. — 2019. — № 1(15). — С. 73–79.

References

1. Fernandes H. M. G. Analysis of failures of rolling stock railways rolling bearings / H. M. G. Fernandes. — Porto : Universidade do Porto, 2017. — P. 107.
2. Honarvar F. New statistical moments for diagnostics of rolling element bearings / F. Honarvar, H. R. Martin // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. — 1997. — Vol. 119(3). — P. 425–432.
3. Dron J.-P. Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: application to the detection of defects in ball bearings / J.-P. Dron, F. Bolaers, I. Rasolofondraibe // *Journal of Sound and Vibration*. — 2004. — Vol. 270(1-2). — P. 61–73.
4. Bolaers F. Comparison of denoising methods for the early detection of fatigue bearing defects by vibratory analysis / F. Bolaers, O. Cousinard, P. Estocq, X. Chimentin, J.-P. Dron // *Journal of Vibration and Control*. — 2011. — Vol. 17(13). — P. 1983–1993.
5. Caesarendra W. Application of the largest Lyapunov exponent algorithm for feature extraction in low speed slew bearing condition monitoring / W. Caesarendra, B. Kosasih, A. K. Tieu, C. A. S. Moodie // *Mechanical Systems and Signal Processing*. — 2015. — Vol. 50-51. — P. 116–138.
6. DELIA G. An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions / G. DELIA, M. Cocconcelli, E. Mucchi // *Meccanica*. — 2018. — Vol. 53(4). — P. 1147–1166.