

**ВЛАСТИВОСТІ СПЕКТРА КВАДРАТИЧНОЇ ОБВІДНОЇ ВІБРАЦІЇ З  
ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ПОШКОДЖЕНЬ  
ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ**

**THE PROPERTIES OF SQUARE ENVELOPE SPECTRUM OF THE  
VIBRATION TO IDENTIFY DIAGNOSTIC FEATURES OF THE FAULTS  
OF AXLE-BOX ROLLING BEARINGS**

*Канд. тех. наук С. В. Михалків, канд. тех. наук В. Г. Равлюк,  
А. М. Ходаківський*

*Український державний університет залізничного транспорту (м. Харків)*

*S. Mykhalkiv PhD (Tech.), V. Ravlyuk PhD (Tech.), A. Khodakivski  
Ukrainian State University of Railway Transport (Kharkiv)*

Імпульсні складові вібрації, що генеруються пошкодженнями на ранніх і здебільшого середніх стадіях розвитку роликів підшипників кочення оточені сильними збуреннями, що ширяться від інших частин обертальної механічної системи. Засадничим завданням достовірного діагностування технічного стану буксових вузлів вантажного рухомого складу є пошук і адаптація дієвих методів, що ефективно виділяють слабкі імпульси, які володіють діагностичною цінністю. На відміну від низки досліджень, які були позбавлені змоги провадити експериментальні стендові вимірювання, а послуговувались вібраційними записами з он-лайн дата центру університету Кейс Вестерн резерв (США) у цій роботі для підтвердження алгоритму з моделювання підшипникової вібрації [1] як еталонного здійснювались експериментальні дослідження вібрації буксового підшипника кочення на стенді з пошкодженням зовнішнього кільця.

Вважається, що головним обмеженням підшипникової моделі є уявлення про чистий контакт кочення між елементами підшипника, а насправді завдяки сепаратору з'являється ефект ковзання, який взятий до уваги в вібраційній моделі підшипника [2], яка містить послідовність імпульсних перехідних функцій системи з одним ступенем вільності, де період імпульсів має випадкову компоненту, що моделює ефект ковзання. У роботі [3] як вібраційну модель вібрації запропонували вважати циклостационарний сигнал, який є випадковим процесом із періодичною автокореляційною функцією і краще враховує ефект ковзання. Вібраційний сигнал підшипника визначається:

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

де  $h(t)$  є імпульсною перехідною функцією одиничного удару, що реєструється віброакселерометром;  $q(t)$  обліковує періодичні модуляції спричинені розподілом навантаження;  $T$  проміжок часу між двома послідовними ударами;

$\tau_i$  враховує неточності проміжку часу між  $i$ -ми ударами внаслідок випадкового ковзання роликів. Модель (1) зазнавала кількісної реалізації для моделювання пошкодження зовнішнього кільця підшипника.

Для експериментальних досліджень здійснювався монтаж буксового вузла зі справним заднім підшипником і переднім підшипником із раковинами на зовнішньому кільці (1,73 мм). Вібрація і частота обертання реєструвалась відповідними датчиками і цифровим самописцем. Для пригнічення періодичних складових вібрації реалізовувалась процедура синхронного усереднення із виокремленням залишкового сигналу. Паралельно із побудовою широко-смугового спектра вібрації, який донедавна використовувався для інтуїтивного пошуку частотного діапазону, де проявляється підшипникова вібрація для подальшого виділення спектра обвідної вібрації, будувалася швидка куртограма, яка ефективно обчислює оптимальні комбінації вибору частоти (4739 Гц) і ширини частотної смуги (729 Гц) для виявлення пошкоджень підшипників на спектрах обвідної вібрації. Кількісна реалізація моделі (1) з моделюванням пошкодження зовнішнього кільця [1] дозволяє позбавитись комплексності реального середовища, зосередившись на гармоніках пошкодження зовнішнього кільця  $f_{\text{зовн}} = 36$  Гц ( $36, 2 \times 36, 3 \times 36$ ) на спектрі обвідної вібрації при частоті обертання колісної пари 348 об/хв (рис. 1 а). Зазвичай випадкові й дискретні шумові компоненти ускладнюють виявлення підшипникових складових на спектрах обвідної вібрації, які будуються після перетворення Гільберта [2, 4] і перша гармоніка слабо виражена (рис. 1 б). Спектр квадратичної обвідної вібрації (рис. 1 в) визначається як згортання аналітичного сигналу, що має позитивні частотні компоненти з його комплексним спряженням і має той самий частотний діапазон, який отримують після перетворення Гільберта. Спостерігається зростання відношення сигнал-шум [2] і додатково з'являється четверта гармоніка  $4 \times f_{\text{зовн}}$ . Адекватність алгоритму [1] кількісної реалізації вібраційного сигналу із моделюванням пошкодження зовнішнього кільця повністю підтверджується отриманими діагностичними ознаками на спектрах обвідної і квадратичної обвідної вібрації протягом експериментальних досліджень.

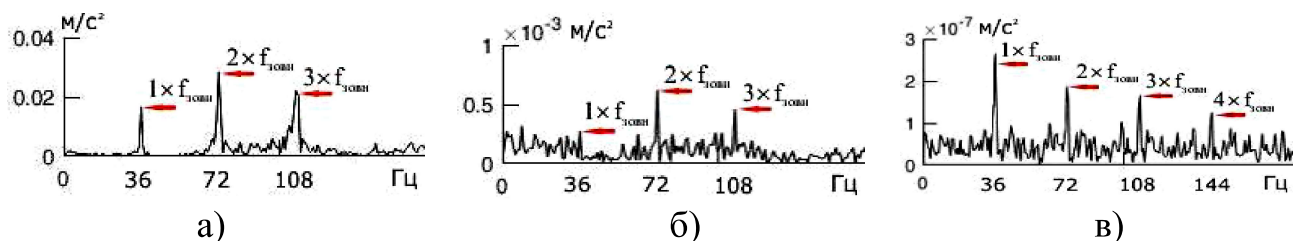


Рис. 1. Спектри обвідної вібрації буксового підшипника кочення: а — за результатом моделювання; б — за результатом експериментальних досліджень; в — спектр квадратичної обвідної вібрації за результатом експериментальних досліджень

- [1] D'Elia, G., Cocconcelli, M., Mucchi, E. An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions. *Meccanica*. 2018;53(4—5):1147—1166. <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0767-1>
- [2] Ho, D., Randall R. B. Using simulated and actual bearing fault signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2000;14(5):763—788. <https://doi.org/10.1006/mssp.2000.1304>

[3] Antoni, J. Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals: Facts and fictions. *Journal of Sound and Vibration*. 2007;304(3—5):497—529. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.02.029>

[4] Leite, V.C.M.N., da Silva, J.G.B., Torres, G.L., Veloso, G.F.C., da Silva, L.E.B., Bonaldi, E.L., Ely, L., de Oliveira, d.L. Bearing Fault Detection in Induction Machine Using Squared Envelope Analysis of Stator Current. *Bearing Technology*. Prof. P. H. Darji (Ed.). IntechOpen, 2017; p. 93—110. <https://doi.org/10.5772/67145>

**УДК 629.017**

## **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛІВ З КОМБІНОВАНОЮ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ УСТАНОВКОЮ**

### **ENSURING THE STABILITY OF VEHICLES MOTION WITH A COMBINED POWER UNIT**

*Доктор техн. наук М.А. Подригалo<sup>1</sup>, доктор техн. наук Д.М. Клець<sup>2</sup>, канд.  
техн. наук Р.О. Кайдалов<sup>1</sup>, С.А. Кудімов<sup>1</sup>*

*<sup>1</sup>Національна академія Національної гвардії України (м. Харків)*

*<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет (м. Харків)*

***M. Podrigalo<sup>1</sup>, D.Sc. (Tech.), D. Klets<sup>2</sup>, DSc, R. Kaidalov<sup>1</sup>, PhD (Tech.),  
S. Kudimov<sup>1</sup>***

*<sup>1</sup>National Academy of the National Guard of Ukraine (Kharkiv)*

*<sup>2</sup>Kharkiv National Automobile and Highway University (Kharkiv)*

Досвід виконання службових та бойових завдань частинами Національної гвардії України НГУ та інших силових структур свідчить про широке використання автомобільної техніки в тому числі спеціальних броньованих автомобілів.

Однією із важливих особливостей застосування військової автомобільної техніки є рух в складі колони з максимально можливою швидкістю, що потребує забезпечення стійкості руху автомобілів [1], особливо при русі по бездоріжжю.

При русі на великих швидкостях та прискореннях забезпечення курсової стійкості автомобіля є важливою умовою, яка впливає на безпеку руху [2]. На показники курсової стійкості здійснюють вплив як умови руху, так і конструктивні параметри автомобіля. Найбільш важливими факторами, що визначають стійкість автомобіля, є коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, положення центру мас й розподіл крутних моментів (дотичних реакцій у плямі контакту коліс з дорогою) між осями машини.

Застосування електроприводу ведучих коліс в електромобілях та автомобілях з комбінованою енергетичною установкою дозволяє змінювати розподілення крутних моментів між осями в залежності від умов руху й ступеня завантаження автомобіля, що важливо для експлуатації саме військової автомобільної техніки.

У доповіді наведено результати дослідження раціонального розподілення крутних моментів між осями повнопривідного автомобіля з комбінованою