УДК 629.4.06:621.822.6 DOI: https://doi.org/10.18664/1994-7852.173.2017.118186

ОСОБЛИВОСТІ ВИДІЛЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РЕДУКТОРА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Канд. техн. наук В. Г. Равлюк, магістранти М. А. Ткаченко, А. С. Уманець, Р. О. Соколова, І. В. Калініна

ОСОБЕННОСТИ ВЫДЕЛЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Канд. техн. наук В. Г. Равлюк, магистранты М. А. Ткаченко, А. С. Уманец, Р. О. Соколова, И. В. Калинина

FEATURES OF DIAGNOSTIC CHARACTER APPEARANCE REGARDING THE TECHNICAL CONDITIONS OF REDUCTION GEAR FOR PASSENGER CAR

Candidate of techn. sciences V. Ravlyuk, master student M. Tkachenko, A. Umanets, R. Sokolova I. Kalinina

Для визначення технічного стану редукторів пасажирських вагонів запропоновано математичну модель вібрації, що дає змогу виявляти на ранніх стадіях зародження дефектів. Застосовуючи математичну модель для контролю редукторів пасажирських вагонів, можна удосконалювати найбільш раціональні методи діагностування будь-якого редуктора в цілому або окремих його функціональних вузлів і блоків.

Експериментальні дослідження вібрації редуктора пасажирського вагона, що виконані на діагностичному стенді, та застосування запропонованої математичної моделі дали можливість за допомогою сучасного методу аналізу сигналів виділити діагностичні ознаки пошкодження, яке перебуває на ранній стадії розвитку і яке неможливо було б виявити стандартними спектральними методами у широкому частотному діапазоні.

Ключові слова: *пасажирський вагон, вібрація, діагностування, дефект, зубчаста пара, метод, редукторно-карданний привод, спектр, редуктор.*

Для определения технического состояния редукторов пассажирских вагонов предложена математическая модель вибрации, что позволяет выявлять на ранних стадиях зарождение дефектов. Применяя математическую модель для контроля редукторов пассажирских вагонов, можно совершенствовать наиболее рациональные методы диагностики любого редуктора в целом или отдельных его функциональных узлов и блоков.

Экспериментальные исследования вибрации редуктора пассажирского вагона, которые выполнены на диагностическом стенде, и применение предложенной математической модели позволили с помощью современного метода анализа сигналов выделить диагностические признаки повреждения, которые находятся на ранней стадии развития и которые невозможно было выявить стандартными спектральными методами в широком частотном диапазоне.

Ключевые слова: *пассажирский вагон, вибрация, диагностика, дефект, зубчатая пара, метод, редукторно-карданный привод, спектр, редуктор.*

The article to determine the technical condition of reduction gear passenger wagons the mathematical model of vibration that allows to detect the early stages of the birth defects. Using a mathematical model for the control reduction gear carriages can improve the most rational methods of diagnosing any gear as a whole or its individual functional units and blocks.

Experimental studies vibration reduction gear passenger wagons that carried on diagnostic stand and use the proposed mathematical model made it possible for a modern method of signal analysis highlight the diagnostic signs of damage, which is in the early stages of development and that can not be detected by standard spectral methods in a wide frequency range.

The mathematical model and using modern methods of signal analysis enabled to improve the manufacturing process diagnostics, increase reliability and quality of maintenance and repair of passenger wagons, and significantly reduce operating costs.

Keywords: *passenger wagons, vibration, diagnostics, defect, gear pair, method, cardan gear drives, range, reduction gear.*

Вступ. Визначення технічного стану редукторів пасажирських вагонів типу ТРКП безрозбірними методами є природнім шляхом підвищення якості технічного обслуговування, ремонту й зниження експлуатаційних витрат. Головним завданням зазначеного заходу можна вважати перехід на обслуговування й ремонт рухомого складу за фактичним технічним станом шляхом удосконалення існуючої технології діагностування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема локального виявлення несправностей у редукторах широко вивчена в літературі. Було запропоновано безліч методів, а саме: кепстральний аналіз [2, 3], адаптивна й зворотна фільтрація [4, 5, 8, 9, 21], використання моделі [6, 7], зворотна фільтрація [8, 9] частотно-часовий аналіз [10-14, 20].

Запропоновані методи досі використовуються в основному для виявлення відносно розвинутих

несправностей у зубчастих колесах, а саме: тріщин, вищербин тощо. Значно менша кількість робіт присвячена виявленню локальних дефектів на дуже ранній стадії пошкодження, наприклад, менше ніж 10 або 5 % поверхні зуба.

Більшість популярних методів виявлення несправностей основані на аналізі так званого залишкового сигналу, який отримується класичними методами після видалення компоненти гармонік зубозачеплення завдяки процедурі синхронного усереднення у часі [18, 19]. Спроба виявлення пошкодження на ранній стадії стикається з необхідністю усунення численних компонентів завад у залишковому сигналі, які маскують корисні складові. Завадами можуть виступати випадкові складові, які з'являються внаслідок нерівних профілів зубів, повільної модуляції частоти зубозачеплення, яка пов'язана з незбалансованим валом, залишковим шумом, який може залишатися після використання процедури синхронного усереднення тощо.

Мета статті – визначення пошкодження редукторів пасажирських вагонів типу ТРКП на ранніх стадіях завдяки процедурі амплітудної демодуляції компонентів сигналів, які виділені 1/3 октавним фільтром.

Основна частина дослідження. Розглянемо пару шестерень, які обертаються з постійною швидкістю і постійним навантаженням, і які мають різну кількість зубів. Припустимо спочатку, що у зубів кожної передачі немає пошкоджень і ексцентричності [23]. Тому вібрація редуктора може бути подана $x(t)$ у вигляді кінцевого ряду Фур'є з основною частотою, що дорівнює частоті зубозачеплення f_X, яка залежить від кількості зубів Z шестірні й зубчастого колеса та частоти обертання f_R

$$x(t)=\sum_{m=0}^{M} X_m \cos(2\pi m f_X t + X_m). \quad (1)$$

Тепер розглянемо випадок, у якому шестірня редуктора має зуби з неоднорідним профілем, що провокує амплітудну й фазову модуляцію вібрації редуктора. Оскільки стан зубчастого колеса лишається незмінним, уся модуляція буде періодичною. Амплітудна й фазова модуляція $a_m(t)$ і $b_m(t)$ може бути подана у вигляді кінцевого ряду Фур'є. Ці функції модуляції можуть змінюватися від однієї гармоніки зубозачеплення до іншої, таким чином, нижній індекс m має бути включений до рівнянь

$$u_m(t)=\sum_{n=0}^{N} A_{mn} \cos(2\pi n f_R t + \alpha_{mn}). \quad (2)$$

$$b_m(t)=\sum_{n=0}^{N} B_{mn} \cos(2\pi n f_R t + \beta_{mn}). \quad (3)$$

Модульовані вібрації зубчастого зачеплення $y(t)$ визначаються за формулою

$$y(t)=\sum_{m=0}^{M} X_m(1+a_m))\cos(2\pi m f_X t + X_m + b_m(t)). \quad (4)$$

Заслуговує на увагу простий випадок, де амплітудна й фазова модуляції є малими. Якщо $|b_m(t)| << 1$, тоді малий кут наближення $\cos\left(b,(t)\right) \quad 1$ і $\sin\left(b,(t)\right) \quad b,(t)$ може застосовуватися, якщо $|a_m(t)b_m(t)| << 1$, рівняння (4) може бути розширене й спрощене [2]:

$$y(t) = \sum_{m=0}^{M} X_m \left[cos(2\pi m f_X t + X_m) + a_m(t) cos(2\pi m f_X t + X_m) - \right.$$

$$\left. - b_m(t) sin(2\pi m f_X t + X_m) \right]. \quad (5)$$

Підставляючи рівняння (2) і (3) в рівняння (5), отримаємо

$$y(t) = \sum_{m=0}^{M} X_m \left[cos(2\pi m f_X t + X_m) \right.$$

$$+ \sum_{n=0}^{N} \frac{1}{2} A_{mn} cos(2\pi(mf_X - nf_R)t + X_m - \alpha_{mn}) + cos(2\pi(mf_X + nf_R)t + X_m + \alpha_{mn})) \quad (6)$$

$$\left. - \sum_{n=0}^{N} \frac{1}{2} B_{mn} sin(2\pi(mf_X - nf_R)t + X_m - \beta_{mn}) + sin(2\pi(mf_X + nf_R)t + X_m + \beta_{mn})) \right].$$

Таким чином, модульований сигнал міститиме початковий немодульований сигнал, а також додаткові компоненти, на гармоніках зубозачеплення, що обумовлено модуляцією, разом з N парами модуляційних бічних смуг при кожній гармоніці зубозачеплення, причому бічні смуги розміщуватимуться на кратних частотах обертання вала f_R шестірні.

Часове усереднення обчислюється згортанням вихідного сигналу у часовій області з послідовністю ідеальних імпульсів і еквівалентно множенню в частотній області перетворення Фур'є початкового сигналу за допомогою гребінчастого фільтра [25]. Якщо здійснюється значне усереднення, гребінчастий фільтр може бути апроксимований послідовністю ідеальних імпульсів, розташованих на кратних частотах обертання, так що перетворення Фур'є вихідного сигналу за допомогою цього гребінчастого фільтра залишає тільки компоненти, які кратні частоті обертання. Для аналізу вібрації зубчастої передачі частота обертання шестірні обирається як необхідна частота обертання $frequency\ f_R$, у цьому випадку часове усереднення $g(t)$ міститиме тільки компоненти, які кратні частоті обертання шестірні, а саме всі гармоніки зубозачеплення, а також усі бокові смуги модуляції з першої шестірні. Для редуктора, що розглядався, рівняння (6) демонструє, що не існує жодних інших наявних компонентів, тому $g(t) = y(t)$.

Якщо кількість пар модуляційних бічних смуг N така, що $N < Z$, тоді пропускна спроможність Nf_R займає бокові смуги по обидва боки від однієї частоти зубозачеплення і не простягатиметься до прилеглих частот зубозачеплення. Тому компоненти $y(r)$, як показано в рівнянні (6), здійснюють внесок до $g(t)$ при будь-якій частоті зубозачеплення m, що має частоту $f = mf_X$

$$g_m(t) = X_m \cos(2\pi m f_X t + X_m)$$

$$+\frac{1}{2} A_{m0} X_m \left[\cos(2\pi m f_X t + X_m - \alpha_{m0}) + \cos(2\pi m f_X t + X_m + \alpha_{m0})\right] \quad (7)$$

$$-\frac{1}{2} B_{m0} X_m \left[\sin(2\pi m f_X t + X_m - \beta_{m0}) + \sin(2\pi m f_X t + X_m + \beta_{m0})\right].$$

Проте, якщо кількість пар модуляції бічних смуг N є такою, що $N > Z$, тоді смуга частот, яку займають бічні смуги, буде перекривати сусідні гармоніки зубозачеплення. Таким чином, гармоніка на $f = mf_X$ буде збігатися з верхньою бічною смугою наступної нижньої гармоніки при $f = (m - 1) f_X + Zf_R = mf_X$ і з нижньою бічною смугою наступної вищої гармоніки при $f = (m+1) f_X - Zf_R = mf_X$ з результатом, який надасть векторна сума компонентів, які збіглися. Тому компоненти $g(f)$ при $f = mf_X$ будуть:

$$g_m(t) = X_m \cos(2\pi m f_X t + X_m)$$

$$+\frac{1}{2} A_{m0} X_m \left[\cos(2\pi m f_X t + X_m - \alpha_{m0}) + \cos(2\pi m f_X t + X_m + \alpha_{m0})\right]$$

$$-\frac{1}{2} B_{m0} X_m \left[\sin(2\pi m f_X t + X_m - \beta_{m0}) + \sin(2\pi m f_X t + X_m + \beta_{m0})\right]$$

$$+\frac{1}{2} A_{m-1Z} X_{m-1} \cos(2\pi m f_X t + X_{m-1} + \alpha_{m-1Z})$$

$$-\frac{1}{2} B_{m-1Z} X_{m-1} \sin(2\pi m f_X t + X_{m-1} + \beta_{m-1Z})$$

$$+\frac{1}{2} A_{m-1Z} X_{m+1} \cos(2\pi m f_X t + X_{m+1} - \alpha_{m+1Z}) \quad (8)$$

$$-\frac{1}{2} B_{m+1Z} X_{m+1} \sin(2\pi m f_X t + X_{m+1} - \beta_{m+1Z}).$$

Тепер слід застосувати процедуру синхронізації отриманого усереднення у часовому вимірі з основною частотою зубозачеплення f_X. Проведена значна кількість усереднень, яка є еквівалентом множення в перетворенні Фур'є початкового сигналу з гребінчастим фільтром, що містить імпульси, розташовані на кратних значеннях f_X, що сприяє пропусканню компонент $g(t)$ на цих частотах, у тому числі всі гармоніки зубозачеплення плюс будь-які бічні смуги, які збігаються з ними [23 – 25]. Отже, синхронізація з частотою обертання шестірні дає змогу здійснювати усереднення у часовій області $g(t)$ для вібрації цілого редуктора. Процес синхронізації з основною частотою зубозачеплення провокує усереднення у часовій формі та позначається $h(t)$:

$$h(t) = \sum_{m=0}^{M} g_m(t). \qquad (9)$$

Для визначення поставленої мети статті слід залучати процедуру виділення обвідної завдяки використанню перетворення Гілберта (НТ), яке є одним з інтегральних перетворень (наприклад, Лапласа і Фур'є), яке подається окремим випадком інтегральних рівнянь у галузі математичної фізики [24]. НТ функції $x(t)$ визначається інтегральним перетворенням

$$H[x(t)] = \tilde{x}(t) = \pi^{-1} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t-\tau} d\tau \frac{1}{2}. \qquad (10)$$

Через можливу сингулярність при $t = \tau$ інтеграл слід розглядати як головне значення за Коші. НТ дійсної функції $x(t)$, що простягається від $-\infty$ до $+\infty$, є дійсною функцією $\tilde{x}(t)$ і визначається за формулою (10).

Фізичне значення НТ допомагає отримати більш глибокий доступ до цієї процедури. Фізично НТ є еквівалентом особливого виду лінійного фільтра, де всі амплітуди спектральних компонент залишаються незмінними, але їх фази зазнають зсуву на $-(\pi/2)$. Таким чином, подання НТ $\tilde{x}(t)$ вихідної функції є згортанням інтеграла $x(t)$ з $(\pi t)^{-1}$, записаного як $\tilde{x}(t) x(t) \cdot (\pi t)^{-1}$.

Таким чином, процедура НТ сигналу у часовій області $x(t)$ призводить до отримання іншої часової області сигналу $\tilde{x}(t)$ і якщо $x(t)$ є дійсним, тоді і сигнал $\tilde{x}(t)$ є дійсним також.

Процес технології вібродіагностування містить у собі декілька операцій [25].

Перша операція — це встановлення редуктора пасажирського вагона типу ТРКП на стенд для діагностування, зачистки та знежирення місць на редукторі для встановлення датчиків.

Друга операція передбачає встановлення датчиків на корпус редуктора та під'єднання проводів до діагностичного обладнання (рис. 1).

Третя операція передбачає увімкнення стенда та здійснення реєстрації сигналу датчиками віброприскорень, які встановлені на корпусі редуктора пасажирського вагона.

Четверта операція передбачає цифрову обробку зареєстрованого сигналу в програмному середовищі «MATLAB» з подальшим висновком про технічний стан редуктора пасажирського вагона типу ТРКП.

Під час проведення експерименту вимірювання здійснювалися при частоті обертання ведучого вала редуктора 204 об/хв або 3,4 Гц, частота зубозачеплення становила 71,4 Гц, тривалість реалізації сягала 524288 відліків при частоті дискретизації f_s =40000 Гц, що дорівнює 12 с (рис. 2).

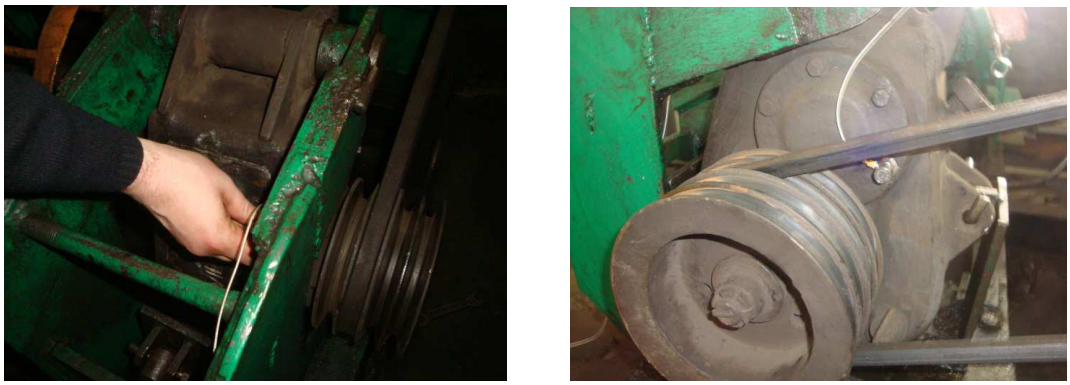

Рис. 1. Місця встановлення датчиків на редукторі пасажирського вагона типу ТРКП

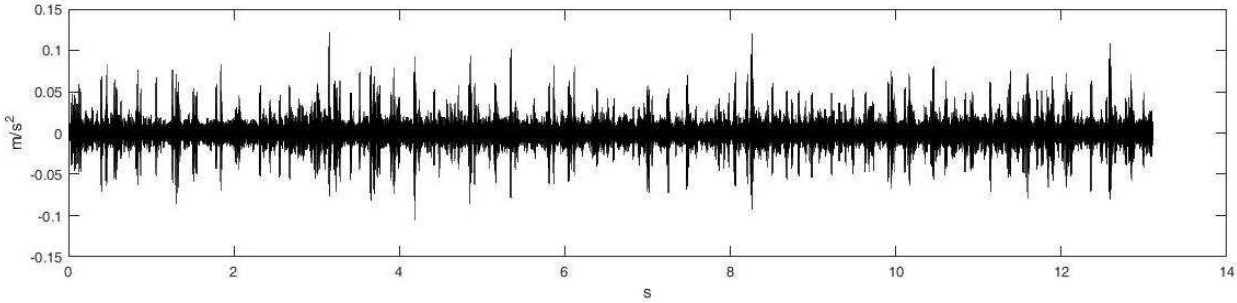

Рис. 2. Часова форма сигналу редуктора привода підвагонного генератора типу ТРКП при викришуванні зуба

За результатами вимірювань отримали спектр у широкому частотному діапазоні (рис. 3), де чітко видно зростання резонансної складової у частотному діапазоні 1500-2000 Гц. Такий характер резонансу не дає змоги чітко визначити пошкодження або спростувати його наявність, тому в подальшому вдавалися до складнішої процедури НТ. Спектр обвідної вібрації наведений на рис. 4, на якому чітко видно складову частоти зубозачеплення та її першу гармоніку, а також незначні бічні смуги в околиці згаданих гармонік, що може свідчити про наявність пошкодження, що зароджується. Після розбирання редуктора привода підвагонного генератора типу ТРКП було виявлено викришування зуба.

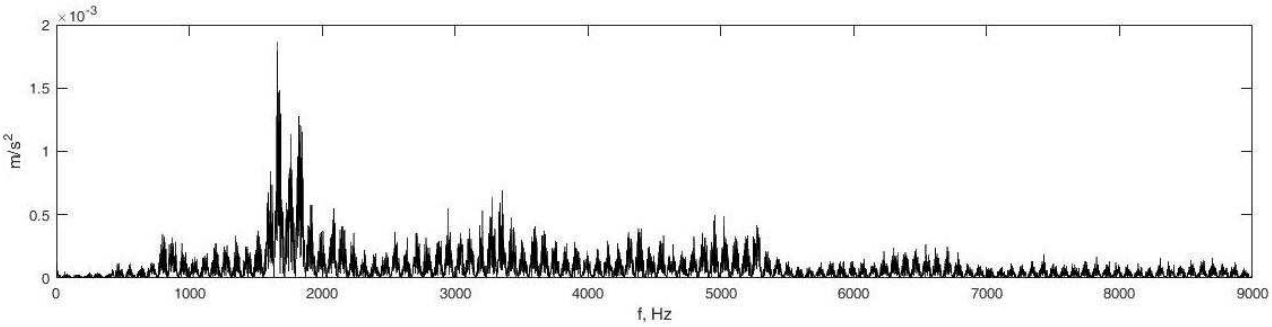

Рис. 3. Спектр у широкому частотному діапазоні редуктора привода підвагонного генератора типу ТРКП при викришуванні зуба

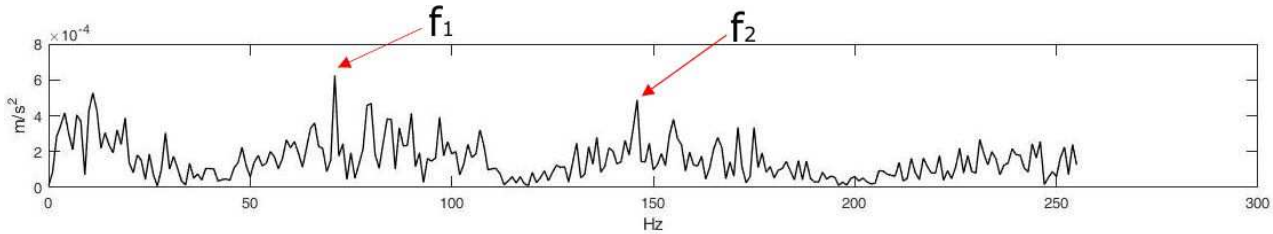

Рис. 4. Спектр обвідної вібрації редуктора привода підвагонного генератора типу ТРКП при викришуванні зуба

Висновки. У статті проведено експериментальні дослідження вібрації і підтверджено математичну модель вібрації редуктора пасажирського вагона типу ТРКП, що дало змогу за допомогою сучасного методу аналізу сигналів виділити діагностичні ознаки пошкодження, яке перебуває на ранній стадії і яке неможливо було виявити стандартними спектральними методами у широкому частотному діапазоні.

Список використаних джерел

1. McFadden, P. D. Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration, Journal of Vibration Design [Text] / P. D. McFadden., Acoustics, Stress, and Reliability in 108 (1986). – P. 165-170.

2. Rondel, R. B. A new method of modelling gear faults [Text] / R. B. Rondel. Journal of Mechanical Design 104 (1982). – P. 259-267.

3. Badaoui, M. El. Modeling and detection of localized tooth defects in geared systems [Text] / M. El. Badaoui, V. Cahouet, F. Guillet, J. Daniere, P. Velex. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME [Text] / 123 (2001). – P. 422-430.

4. D. Brie, V. Tomczak, H. Oehimann, A. Richard, Gear crack detection by adaptive amplitude and phase modulation [Text] / Mechanical Systems and Signal Processing 11(1) (1997). – P. 149-167.

5. Lee, S. K. The enhancement of impulsive noise and vibration signals for fault detection in rotating and reciprocating machinery [Text] / S. K. Lee, P. R. White. Journal of Sound and Vibration 217 (3) (1998). – P. 485-505.

6. Wang, W. Autoregressive model-based gear fault diagnosis [Text] / W. Wang, A. K. Wong, Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics 124 (2002). – P. 172-179.

7. Vartin, N. Close shock detection using time-frequency Prony modeling [Text] / N. Vartin, P. Jaussaud, F. Combet. Mechanical Systems and Signal Processing 18 (2004). – P. 235-261.

8. Lee, J. Y. Extraction of impacting signals using blind deconvolution [Text] / J. Y. Lee, A. K. Nandi. Journal of Sound and Vibration 232 (5) (2000). – P. 945-962.

9. Endo, H. Enhancement of autoregressive model based gear tooth fault detection technique by the use of minimum entropy deconvolution filter [Text] / H. Endo, R. B. Rondel. Mechanical Systems and Signal Processing 21 (2007). – P. 906-919.

10. Wang, W. J. Early detection of gear failure by vibration analysis — I. Calculation of the time-frequency distribution [Text] / W. J. Wang, P. D. McFadden. Mechanical Systems and Signal Processing 7 (3) (1993). – P. 193-203.

11. Forrester, B. D. Advanced vibration analysis techniques for fault detection and diagnosis in geared transmission systems[Text] / B. D. Forrester. Ph.D. Dissertation, Swinburne University of Technology, Melbourne, Australia, 1996.

12. Choy, F. K. Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system [Text] / F. K. Choy. Tribology International 29(1) (1996). – P. 77-83.

13. Staszewski, W. J. Time-frequency analysis in gearbox fault detection using the Wigner-Ville distribution and pattern recognition [Text] / W. J. Staszewski, K. Worden, G. R. Timlinson. Mechanical Systems and Signal Processing 11 (5) (1997). – P. 673-692.

14. Loutridis, S. J. Instantaneous energy density as a feature for gear fault detection [Text] / S. J. Loutridis. Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006). – P. 1239-1253.

15. Dalpiaz, G. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears [Text] / G. Dalpiaz, A. Rivola, R. Rubini. Mechanical Systems and Signal Processing 14 (3) (2000). – P. 387-412.

16. Wang, W. Q. Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements [Text] / W. Q. Wang, F. Ismail, M. F. Golnaraghi. Mechanical Systems and Signal Prcxressing 15(5) (2001). – P.905-922.

17. Lin, J. Gearbox fault diagnosis using adaptive wavelet filter [Text] / J. Lin, V. J. Zuo. Mechanical Systems and Signal Processing 17 (6) (2003). –P. 1259-1269.

18. Stewart, R. M. Some useful data analysis techniques for gearbox diagnostics [Text] / R. M. Stewart. Institute of Sound and Vibration Research, Paper MHM/R/10/77. – P. 1977.

19. McFadden, P. D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration [Text] / P. D. McFadden. Mechanical Systems and Signal Processing 1 (2) (1987). – P. 173-183.

20. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст]: учебник / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.

21. Баркова, Н. А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза [Текст] / Н. А. Баркова, А. А. Борисов. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2009. – 111 с.

22. Combet, F. Optimal filtering of gearsignals for early damage detection based on the spectralkurtosis [Text] / F. Combet, L. Gelman. Mechanical Systems and Signal Processing 23 (2009). – P. 652-668.

23. McFadden, P. D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration [Text] / P. D. McFadden. Mechanical Systems and Signal Processing (1987) l(2). – P. 173-183.

24. Feldman, M. Hilbert transform in vibration analysis [Text] / M. Feldman. Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011). – P. 735-802.

25. Равлюк, В. Г. Визначення технічного стану буксових підшипників рухомого складу шляхом вібродіагностування [Текст] / В. Г. Равлюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Вып. 2/7 (74). – С. 11-15.

Равлюк Василь Григорович канд. техн. наук, доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.
Ткаченко Марина Андріївна, магістрант ІППК (Проект ТЕМПУС IV) Українського державного університету залізничного транспорту.
Уманець Андрій Савелович, магістрант ІППК (Проект ТЕМПУС IV) Українського державного університету залізничного транспорту.
Соколова Рімма Олегівна, магістрант Українського державного університету залізничного транспорту.
Калініна Інна Василівна, магістрант Українського державного університету залізничного транспорту.

Ravlyuk Vasyl G. candidate of technical sciences, docent of chair of cars of Ukrainian state University of railway transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.
Tkachenko Marina, gs of ESIRAT (project TEMPUS IV) Ukrainian state University of railway transport.
Umanets Andriy, gs of ESIRAT (project TEMPUS IV) Ukrainian state University of railway transport.
Sokolova Rimma, master student of Ukrainian state University of railway transport.
Kalinina Inna, master student of Ukrainian state University of railway transport.

Стаття прийнята 04.10.2017 р.