



Равлюк В. Г.

Українська державна
академія залізничного
транспорту

Ravlyuk V. G.

Ukrainian State Academy
of Railway Transport

УДК 629.4.06:621.822.6

ДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ВАГОНІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПІД ЧАС РУХУ

Розглянуто методи діагностування технічного стану вузлів вагонів, які базуються на аналізі перехідних режимів під час руху. За допомогою математичного комп'ютерного моделювання у програмному середовищі при використанні наведеної методики можна оцінити технічний стан вузла вагона. Небезпечні дефекти у вузлах вагонів при перехідних режимах краще проявляються, коли вузол вагона навантажений. Про це свідчить, зареєстрований діагностичний сигнал та аналіз його результатів.

Ключові слова: вагон, вузол, діагностування, перехідний режим, процес, сигнал, система.

Вступ. Вузли вагонів, що працюють в повторно-короткочасному режимі, мають чітко виражену залежність вібрацій, які виникають від наявності дефектів, швидкості v і ваги вантажу m , що перевозиться. Отже, в даному випадку для визначення технічного стану вузла вагона необхідно проводити вимірювання при фіксованих значеннях v і m або визначити їх вплив на параметри вібрації [1]. Процеси, які швидко проходять із змінними прискореннями важко діагностувати, оскільки процес вимірювання вимагає певного проміжку часу, протягом якого параметр, що вимірюється не залишається постійним. У цьому випадку доцільно проводити спільну реєстрацію не середніх, а миттєвих значень вібрації і швидкості руху при постійній вазі вантажу, що перевозиться і отримувати для аналізу їх тимчасову розгортку [1, 2]. Використання апарату спектрального аналізу практично виключається із-за необхідності отримання усереднених значень при аналізі спектрів вібрації. Відомо, що перехідні процеси несуть більше інформації про стан та дефекти вузла вагона, ніж стаціонарні. Цей підхід можна використовувати в даному випадку [3].

На залізничному транспорті експлуатуються тисячі вагонів, які становлять більшу частину робочого парку і володіють низьким ресурсом внаслідок їх тривалої експлуатації. Тому актуальним завданням є застосування засобів вібраційного діагностування для своєчасного виявлення несправностей вузлів вагонів на початкових та

середніх стадіях їх розвитку [1].

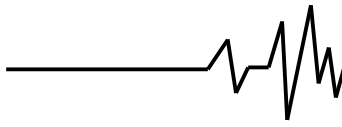
Аналіз досліджень і публікацій.

Виконані за останні 15-20 років дослідження й публікації можна умовно розділити на кілька великих груп. У першу чергу необхідно відзначити теоретичні питання, що стосуються розвитку несправностей, форм їхнього прояву й реєстрації, а також можливих шляхів їхнього усунення [1]. До другої групи віднесемо методи й засоби технічної діагностики, відзначаючи, що в основній своїй масі вони базуються на даних вібраційних вимірюваннях [2, 3]. У третю групу варто включити роботи з оцінки технічного стану систем і вибору ремонтного впливу [4]. Тут розглядаються конкретні механізми, системи й робляться припущення про можливість їхньої подальшої експлуатації.

Метою даної роботи є визначення технічного стану вузлів вагонів з використанням математичного комп'ютерного моделювання руху вагонів на основі аналізу перехідних процесів.

Викладення основного матеріалу.

Складність реєстрації параметрів вібрації при перехідних процесах роботи вузла вагона полягає у використанні сучасного обладнання. Дефекти, що виникають в механічній частині вузлів вагонів, проявляються на холостому ході і збільшують вібрацію механізму під навантаженням. Дефекти, обумовлені технологією процесу, проявляються лише при роботі під навантаженням і не впливають на вібрацію механізму на холостому ході. Звідси випливає необхідність вимірювання параметрів



вібрації в двох зазначених режимах діагностування (тривалість періоду менше 1 хв) та врахування їх співвідношення при аналізі результатів [2, 3].

Порушення й аналіз вимушених коливань вузла діагностування з потрібною частотою й амплітудою у деяких випадках може бути складним. Зокрема, проблеми можуть виникати при діагностуванні великогабаритних вузлів вагонів, що мають, як правило, низькі власні частоти коливань (порядку 1-2 Гц). Вимушені резонансні коливання на таких низьких частотах не можуть бути генеровані за допомогою стандартних вібраторів, більшість із яких має нижній поріг в 10 Гц [4].

У подібних випадках часто застосовують аналіз перехідних режимів руху вузла вагона, що діагностується. Вони збуджуються технічно порівняно просто — шляхом впливу на систему одиночного ударного імпульсу (серії імпульсів) в початковий момент часу ненульових значень переміщень і (або) швидкостей. Імпульсні методи навантаження конструкцій мають ряд переваг у порівнянні із традиційними «вібраторними» методами (більш низька трудомісткість випробувань; менша кількість необхідної апаратури; можливість імпульсного навантаження елементів конструкцій у важкодоступних місцях), завдяки цьому отримують більш ширше практичне застосування.

Після порушення в системі, що діагностується перехідного режиму руху аналізуються його частотні характеристики. Сутність даного підходу розглянемо для випадку ударного порушення перехідних режимів [5]. Коефіцієнт передачі системи в цьому випадку може бути визначений на основі спектрального аналізу вхідної дії та реакції.

За допомогою зворотного перетворення Фур'є визначається закон зміни реакції в часі

$$X(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F_x(j\omega) e^{j\omega t} d\omega = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F_y(j\omega) W(j\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (1)$$

Комплексний спектр перехідного процесу на виході системи можна представити у вигляді:

$$F_x(j\omega) = \text{Re}_x(\omega) + j \text{Im}_x(\omega) = \Phi_x(\omega) e^{j\varphi_x(\omega)}, \quad (2)$$

де $\text{Re}_x(\omega) = \int_0^{\infty} X(t) \cos \omega t dt$ – речовинна частина комплексного спектра;

$$\text{Im}_x(\omega) = -\int_0^{\infty} X(t) \sin \omega t dt \quad - \text{ уявна}$$

частина комплексного спектра;

$$\Phi_x(\omega) = \sqrt{[\text{Re}_x(\omega)]^2 + [\text{Im}_x(\omega)]^2} \quad - \text{ модуль}$$

комплексного спектра, або просто спектр;

$$\varphi_x(\omega) = \arg F_x(j\omega) = \arctg \frac{\text{Im}_x(\omega)}{\text{Re}_x(\omega)} \quad - \text{ фаза}$$

комплексного спектра.

Практично частота, у межах якої проводиться інтегрування у виразі (1), обмежується тією її величиною ω_0 , при якій речовинна частина комплексного спектра

$\text{Re}_x(\omega_0)$ досить мала:

$$\text{Re}_x(\omega_0) \leq 0,1 \Phi_x(0). \quad (3)$$

Тоді рівняння (1) отримає вигляд:

$$X(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\omega_0}^{\omega_0} F_x(j\omega) e^{j\omega t} d\omega = \frac{2}{\pi} \int_0^{\omega_0} \text{Re}_x(\omega) \cos \omega t d\omega \quad (4)$$

У ряді випадків більш кращим може виявитися часовий метод, заснований на використанні інтеграла Дюамеля [5]:

$$X(t) = \int_0^t g(\theta) \cdot Y(t-\theta) d\theta = \int_0^t g(t-\theta) \cdot Y(\theta) d\theta \quad (5)$$

Вагова функція $g(t)$ при цьому може бути визначена за частотними характеристиками системи:

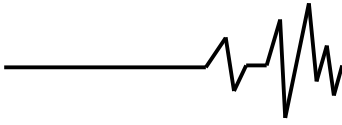
$$g(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} W(j\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \text{Re}_W(\omega) \cos \omega t d\omega \quad (6)$$

Обмежуючи $\text{Re}_x(\omega)$ деякою частотою ω_0 , можна записати:

$$g(t) \cong \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \text{Re}_W(\omega) \cos \omega t d\omega, \quad (7)$$

де $\text{Re}_W(\omega) = \text{Re}[W(j\omega)]$.

Використання інтеграла Дюамеля (5) найбільше зручно в тих випадках, коли вагова функція $g(t)$ і вхідний вплив $Y(t)$ задані аналітично. У той же час частотний метод



виявляється більш кращим, коли $Y(t)$ і $X(t)$ являють собою експериментальні криві, які важко апроксимувати аналітичними залежностями.

Якщо зовнішній вплив $Y(t)$ є коротким імпульсом, тоді в межах смуги частот $0 \leq \omega \leq \omega_0$ його комплексний спектр можна вважати постійним і рівним площі діючого імпульсу [5]:

$$F_y(j\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T e^{-j\omega t} Y(t) dt = \int_0^T Y(t) dt. \quad (8)$$

З урахуванням рівнянь (1), (6) і (8) виразів для вихідної реакції $X(t)$ система прийме вигляд:

$$X(t) \cong F_y(j\omega) \frac{1}{2\pi} \int_{-\omega_0}^{\omega_0} W(j\omega) e^{j\omega t} d\omega = F_y(j\omega) g(t). \quad (9)$$

Як впливає з виразу (9), при досить короткому зовнішньому імпульсі вихідна реакція системи $X(t)$ виявляється пропорційною її ваговою функцією $g(t)$. Остання може бути

$$F(j\omega) = Y_{\max} \int_0^{2\tau} e^{-j\omega t} \sin \frac{\pi t}{2\tau} dt = \frac{4Y_{\max}\tau}{\pi} \frac{1}{1 - (\frac{2}{\pi})^2 (\omega\tau)^2} \cos \omega\tau e^{-j\omega\tau}. \quad (12)$$

Згідно (12), у випадку $j\omega = j0$ отримаємо $F(j0) = \frac{4Y_{\max}\tau}{\pi}$.

Зі співвідношення (12) випливає:

$$\Phi(\omega) = \frac{4Y_{\max}\tau}{\pi} \left| \frac{\cos \omega\tau}{1 - (\frac{2}{\pi})^2 (\omega\tau)^2} \right|. \quad (13)$$

Розділивши функцію $\Phi(\omega)$ на площу імпульсу $F(j\omega)$, отримаємо нормований спектр:

$$\bar{\Phi}(\omega) = \left| \frac{\cos \omega\tau}{1 - (\frac{2}{\pi})^2 (\omega\tau)^2} \right|. \quad (14)$$

З виразу (14) видно, що нормований спектр $\bar{\Phi}(\omega)$ являє собою функцію, що спадає в міру зростання частоти ω . При $\omega\tau \rightarrow \pi/2$ отримаємо $\bar{\Phi}(\omega) \rightarrow \pi/4$ (невизначеність легко розкривається за правилом Лопіталю). При малих значеннях $\omega\tau$ можна записати

$$\bar{\Phi}(\omega) \approx \frac{1 - 0,5(\omega\tau)^2}{1 - (\frac{2}{\pi})^2 (\omega\tau)^2} \geq \chi_0, \quad (15)$$

знайдена за відомим коефіцієнтом передачі системи відповідно до рівняння (6). Співвідношення (9) може бути також використане для визначення максимальної величини реакції системи, що діагностується:

$$X_{\max} = F_y(j\omega) g_{\max}. \quad (10)$$

Із практичної точки зору становить інтерес оцінка тривалості ударного імпульсу, при якій його можна вважати близьким за своїми властивостями до дельта-функції $\delta(t)$ у межах деякої смуги частот ($0 \leq \omega \leq \omega_0$). Спектр дельта-функції, як відомо [6], постійний у межах необмеженого діапазону частот.

Розглянемо випадок, коли ударний імпульс апроксимується співвідношенням:

$$Y(t) = Y_{\max} \sin \frac{\pi t}{2\tau}, \quad 0 \leq t \leq 2\tau, \quad (11)$$

де τ – тривалість переднього фронту.

Застосовуючи до виразу (11) пряме перетворення Фур'є, отримаємо

де $\chi_0 (< 1)$ – припустимий «завал» спектра. Розв'язуючи рівняння (15) відносно $\omega\tau$, отримаємо

$$\omega\tau \leq \pi \sqrt{\frac{2(1 - \chi_0)}{\pi^2 - 4\chi_0}}, \quad (16)$$

або

$$f\tau \leq \sqrt{\frac{1 - \chi_0}{2(\pi^2 - 4\chi_0)}}.$$

Як впливає із виразу (16), чим менше допустимий «завал» спектра (тобто чим більше χ_0), тим коротше повинен бути й відповідний ударний імпульс (у заданому частотному діапазоні $0 \leq f \leq f_0$). При $\chi_0 = 0,90$ (допускається відносний «завал» 10%), тоді отримаємо $f\tau \leq 0,084$, що при $f_0 = 2000$ Гц відповідає тривалості імпульсу $\tau \leq 42$ мкс.

При оцінці тривалості імпульсу слід приймати до уваги й частотну характеристику системи. Необхідно забезпечити, щоб частотна характеристика практично повністю укладалася в межах частотного діапазону з майже постійним спектром ударного імпульсу. У цьому випадку відповідно до рівняння (9) реакцію системи можна розглядати як імпульсну перехідну функцію $g(t)$.

Наведена методика аналізу частотних



характеристик справедлива тільки для лінійних систем. Тому за цим визначенням коефіцієнта передачі методом ударного збудження повинна передувати оцінка лінійності системи. Така оцінка може бути здійснена як при вібраційному, так і при ударному навантаженні системи. Ознакою лінійності може бути амплітудна подібність ряду вихідних реакцій системи, що досліджується при подібності зовнішніх вхідних збуджень [7].

Необхідно мати на увазі, що практично в будь-якій системі умова лінійності може порушитися при перевищенні зовнішнім впливом деякого граничного значення. Тому важливо визначити діапазон зміни вхідного впливу, у межах якого система зберігає лінійні властивості.

Визначення комплексних спектрів впливу поєднано з необхідністю проведення трудомістких розрахунків, які доцільно виконувати на сучасних ЕОМ із використанням спеціалізованих програм моделювання й аналізу, що реалізують інтегральні перетворення Фур'є [8].

За допомогою математичного комп'ютерного моделювання у якості ілюстрації описаного підходу наведені результати розрахунків частотних характеристик системи, що представляє собою колісну пару вагона [5]. У якості вихідних даних для розрахунків використані осцилограми прискорень на буксі й ободі колісної пари, які отримані при русі колісної пари вагона по стикам рейок (рис. 1).

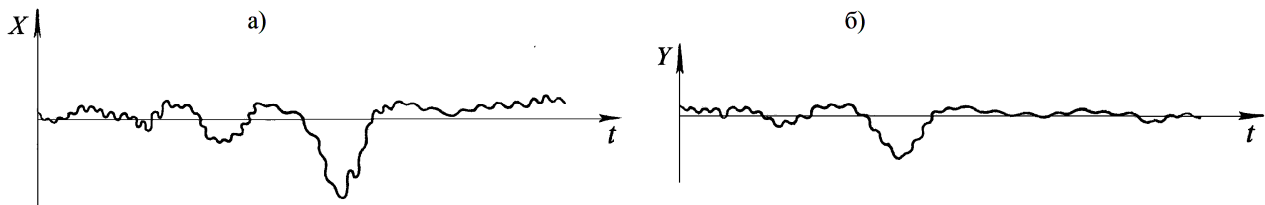


Рис. 1. Осцилограми зміни прискорень на: а) буксі $X(t)$; б) ободі колеса $Y(t)$

Крива на рис. 1. а) характеризує реакцію системи, тобто закон зміни прискорень на буксі $X(t)$. А крива, яка наведена на рис. 1. б), характеризує закон зміни прискорень на ободі колеса й прийнята за вхідну дію $Y(t)$. Максимальні значення прискорень відповідно дорівнюють: $X_{max} = 10g$; $Y_{max} = 8,2g$. Отже, у цьому випадку спостерігається зростання рівня прискорень на виході системи.

За результатами математичної обробки зазначених кривих побудована частотна характеристика $K(\omega)$, яка наведена на рис. 2 [5]. Як можна бачити, у діапазоні $100 \leq f \leq 250$ Гц спостерігаються три резонанси. У той же час при $f > 250$ Гц коефіцієнт динамічності становить приблизно 0,20, тобто в даному частотному інтервалі проявляються демпфуючі властивості букси.

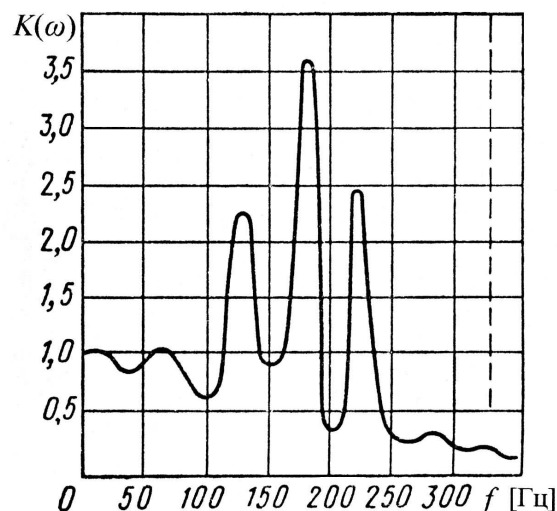
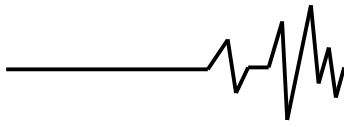


Рис. 2. Частотна характеристика $K(\omega)$ колісної пари



Висновок. Для визначення технічного стану вузлів вагонів при діагностуванні може бути покладений в основу аналіз отриманої частотної характеристики $K(\omega)$ на базі розглянутих підходів. Значною перевагою цих підходів є те, що на основі реєстрації однієї або двох осцилограм вдається отримати досить великий обсяг інформації про технічний стан вузла вагона, що піддається діагностуванню.

Однак, потрібно мати на увазі, що при використанні ударного збудження до динамічного діапазону аналізуючої апаратури, висуваються дуже високі вимоги, ніж у випадку аналізу періодичних вимушених коливань. Це пояснюється тим, що ударний імпульс володіє значно більшим ПІК-фактором. При ударному збудженні неминуче порушується ідентичність векторів сил від удару до удару по місці прикладення й напрямку, що приводить до деякої відмінності динамічних характеристик системи через перерозподіл енергії за власними формами коливань. Особливо гостро це відчувається в конструкціях вагонів із високою щільністю власних частот. Однак, зазначений недолік може бути усунутий при навантаженні конструкції вагона в результаті чого виникає серія ударних імпульсів. Зареєстровані динамічні характеристики системи при цьому накопичуються, обробляються й усереднюються в комп'ютерній частині діагностичного комплексу.

Необхідно зазначити, що дана методика може використовуватися лише для лінійних систем. Тому, якщо немає повної інформації про внутрішню структуру вузла вагона, тоді необхідно проводити попередні випробування за ідентифікацією класу динамічної системи. Завдання це в загальному випадку досить непросте, оскільки одна і та сама система може поводитися по-різному залежно від параметрів зовнішнього впливу. Так, при інтенсивному ударному впливі можуть виявитися нелінійні властивості. З іншого боку, якщо ударний імпульс — короткий, а система має велику довжину, істотну роль можуть відіграти хвильові явища. Тому при відпрацюванні процедур діагностування, важливе значення має вибір параметрів імпульсного впливу, їх узгодження з реальними інерційно-міцнісними характеристиками вузлів вагонів.

Список використаних джерел

1. Ширман А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования [Текст]: учеб. пособие / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М.: Москва, 1996. – 252 с.

2. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. [Текст] / Под общ. ред. В. В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др. Вибродиагностика – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.

3. Кравченко В. М. Технічне діагностування механічного обладнання [Текст]: підруч. / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. Я. Седуш. – Донецьк: ТОВ „Юго-Восток, Лтд“, 2007. – 447 с.

4. Пархоменко П. П. Основы технической диагностики [Текст]: учеб. пособие / П. П. Пархоменко. – М.: Энергия, 1976. – 467 с.

5. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. – Москва: Машиностроение, 1977. – 240 с.

6. Харкевич А. А. Спектры и анализ [Текст]: учеб. пособие / А. А. Харкевич. – Москва: Физматгиз, 1962. – 236 с.

7. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний и удара [Текст]: учеб. пособие / Я. Г. Пановко. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.

8. Фигурнов В. Э. IBM PC для пользователя [Текст]: учебник. / В. Э. Фигурнов. – Уфа: ПК «Дегтярев и сын», 1993. – 352 с.

Список джерел в транслітерації

1. Shirman A. R. Practical vibrodiagnostics and condition monitoring mechanical equipment [Text]: textbook. manual / A. P. Shirman, A. B. Soloviev. – M.: Moscow, 1996. – 252 p.

2. Non-destructive testing: Reference: 7 so [Text] / edited amended centuries V. V. Klyuyev. So 7: 2 kN. KN. 2: F. I. Balitsky, A. V. Barkov, N. A. Barkova and other Diagnostics – M.: Mashinostroenie, 2005. – 829 p.

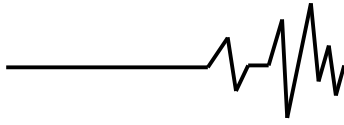
3. Kravchenko V. M. Tenne Dagestana mehanna appliances [Text]: paruch. / V. M. Kravchenko, V. A. Sidorov, V. I. Sedus. – Donetsk: LLC "South-East, Ltd.", 2007. – 447 p.

4. Parkhomenko P. P. Fundamentals of technical diagnostics [Text]: textbook. manual / P. P. Parkhomenko. – M.: Energy, 1976. – 467 p.

5. Engineering methods of study of impact processes / G. S. Batuev, Y. C. Golubkov, A. K. Efremov, A. A. Fedosov. – Moscow: Mashinostroenie, 1977. – 240 p.

6. Kharkevich A. A. Spectra and analysis [Text]: textbook. manual / A. A. Kharkevich. – Moscow: Fizmatgiz, 1962. – 236 p.

7. Panovko I. G. fundamentals of applied theory of elastic waves and shock [Text]: textbook. manual / I. G. Panovko. – Leningrad:



The Polytechnic, 1990. – 272 p.

8. Figurov V. E. IBM PC user [Text] : textbook. / V. E. Figurov. – Ufa: PC Degtyarev and son", 1993. – 352 p.

ДИАГНОСТИКА УЗЛОВ ВАГОНОВ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ВО ВРЕМЯ ДВИЖЕНИЯ

Аннотация. Рассмотрены методы диагностирования технического состояния узлов вагонов, основанные на анализе переходных режимов при движении. С помощью математического компьютерного моделирования в программной среде при использовании приведенной методики можно оценить техническое состояние узла вагона. Опасные дефекты в узлах вагонов при переходных режимах лучше проявляются, когда узел вагона нагруженный. Об этом свидетельствует, зарегистрирован

диагностический сигнал и анализ его результатов.

Ключевые слова: вагон, узел, диагностирования, переходный режим, процесс, сигнал, система.

DIAGNOSTICATING OF KNOTS OF CARRIAGES IS BY APPLICATION OF TRANSIENTS DURING MOTIONS

Annotation. Methods for diagnosing technical condition of units of cars based on the analysis of transients while driving. Using mathematical computer modeling in software environment using The technique can assess the technical condition of the car unit. Unsafe nodes in cars with better transient conditions occur when a wagon loaded node. This is evidenced by registered diagnostic signal analysis and its results

Key words: carriages, node, diagnosis, mode transition process, the signal system.