

УДК 629.4.06:621.822.614

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.139.2013.86951>

*Д-р техн. наук І.Е. Мартинов,  
старші викладачі В.Г. Равлюк, М.Г. Равлюк*

*Doct. of techn. sciences I.E. Martynov,  
cent. lecturers V.H. Ravlyuk, N.H. Ravlyuk,*

**ФОРМУВАННЯ СЛОВНИКА ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК  
ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАГОНІВ  
З ПІДШИПНИКАМИ КОЧЕННЯ**

**THE FORMATION OF THE DICTIONARY DIAGNOSTIC SYMPTOMS  
FOR DIAGNOSIS OF AXLEBOX UNITS OF CARS WITH ROLLING  
BEARINGS**

**Вступ.** Широке застосування у промисловості методів та засобів технічної діагностики забезпечує перехід на якісно новий рівень експлуатації машини, що залежить від її фактичного технічного

стану, а не від жорсткого графіка планово-попереджувальних ремонтів [1].

Використання засобів діагностики дозволяє збільшити міжремонтний період, значно зменшити експлуатаційні витрати,

зокрема, за рахунок зниження потреби в запасних частинах і зниження трудомісткості ремонтних робіт.

За допомогою пристроїв діагностики вдається без попереднього розбирання виявити 36% пошкоджень роторів і 35% пошкоджень підшипників.

При побудові реальних систем діагностування виникає питання про розміри алфавіту класів технічних станів і словника діагностичних ознак. Якщо зафіксувати розмір словника ознак, то розширення алфавіту класів приводить до зменшення вірогідності розпізнавання. Розширення словника ознак, хоча й приводить до збільшення вірогідності розпізнавання, вимагає, як правило, збільшення витрат ресурсів на реалізацію систем: апаратурних, обчислювальних, тимчасових тощо. Рациональний вибір діагностичних ознак, тобто відповідним чином наведених характеристик коливальних процесів, чутливих до зміни технічного стану підшипників кочення, значною мірою визначає успіх діагностування [1-4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Як правило, розвиток несправностей підшипникових вузлів та зубчастих передач супроводжується наростанням рівня шуму, вібрацією, підвищенням температури [1]. Однак ці ознаки свідчать про наявність вже досить розвинених несправностей і не дають змоги виявляти несправності, що зароджуються, тобто носять оцінюючий, констатуючий характер.

Методи й засоби вібродіагностування підшипників локомотивів та вагонів описано в працях РПЗТ, ХПТ, ТашПТ, ВНДІЗТ та ін. [2, 3]. У той же час досліджень, що спрямовані на формування словника діагностичних ознак підшипників

буксових вузлів вагонів з використанням методів вібродіагностики, проводиться надто мало [2, 4, 5, 7].

За існуючою технологією контролю стан підшипників буксового вузла оцінюється за непрямыми параметрами: наявністю металевої стружки в мастилі; зміною температури корпусу букси; зміною вібрації в штатних точках у діапазоні роторних частот.

**Мета статті** – створення ефективного словника діагностичних ознак для ідентифікації технічного стану елементів підшипників кочення.

**Викладення основного матеріалу.** При виборі діагностичних ознак необхідно враховувати ряд вимог, що впливають із завдання оптимізації системи діагностування. Насамперед ознаки повинні бути однозначно пов'язані зі станом об'єкта й утворювати достатню систему для забезпечення достовірного діагнозу. Кращі ознаки, які дозволяють виявляти дефекти на якомога більш ранніх стадіях їх розвитку. Ознаки повинні забезпечувати необхідну глибину діагнозу, не ускладнюючи його процедури й не збільшуючи вартості засобів діагностування [1, 4, 6, 7].

Формування робочого словника діагностичних ознак звичайно проводиться в кілька етапів. На першому кроці побудови системи діагностування утворюється апріорний словник ознак, який уточнюється на наступних ітераціях розроблення системи. Робочий словник діагностичних ознак формується з урахуванням їх інформативності. Щодо інформативності ознак (урахуванням їх роздільних властивостей) слід помітити таке: якщо ознаки  $u_1, u_2, \dots, u_n$  розпізнаваних станів статистично незалежні, тобто слушна умова

$$p_i(u_1, \dots, u_n) = \prod_{j=1}^n p_i(u_j), \quad i = 1, \dots, n, \quad (1)$$

де  $p_i(u)$  - щільності розподілу ознак в  $i$ -му класі, тоді це є достатньою умовою рівності безумовної й умовної інформативності ознак або, що рівносильне, достатній умові адитивності інформації:

$$J(u_1, \dots, u_n) = \sum_{j=1}^n J(u_j), \quad (2)$$

де  $J(u_i)$  - кількість інформації, що міститься в  $j$ -й ознаці.

Якщо діагностування стану підшипника кочення розглядати як процес одержання інформації, необхідної для зменшення невизначеності її стану, то як захід невизначеності береться ентропія [8-10].

$$H = -\sum_{i=1}^m p_i \log_2 p_i, \quad (3)$$

де  $p_i$  - апіорна ймовірність стану підшипника кочення  $\left(\sum_{i=1}^m p_i = 1\right)$ ;

$m$  - число станів підшипника кочення. При  $p_i = 1$   $H = 0$ , тобто ніякої невизначеності в стані підшипника кочення немає. Якщо  $p_1 = p_2 = \dots = p_m = 1/m$ , тоді  $H = \log_2 m$ , що відповідає максимальному значенню невизначеності.

Кількість інформації про стан підшипника кочення, що міститься в  $u_j$  ознаці, можна визначити як різницю початкової й залишкової невизначеності після вимірювання ознаки  $u_j$ :

$$J = H_0(u_j) - H(u_j), \quad (4)$$

де  $H_0(u_j)$  - ентропія стану за  $j$ -ю ознакою до проведення діагностування;

$H(u_j)$  - ентропія стану за тією ж ознакою після проведення діагностування.

Очевидно, що найбільш корисними ознаками є ті, які інваріантні (нечутливі) до змін усередині класу й різко змінюються при переході від одного класу станів до іншого [2-5].

Всі їх ознаки, що характеризують стан підшипника кочення, при вимірюванні можуть одержувати випадкові значення як у результаті похибок вимірювань, так і в результаті розкиду параметрів станів, що належать одному класу. Найбільш інформативними є такі характеристики віброакустичного сигналу, які мало змінюються від експерименту до експерименту при заданні тих самих параметрів технічного стану, тобто мають найменшу дисперсію за умови, що середні значення цих ознак для різних дефектних станів досить відрізняються один від одного, інакше кажучи, дисперсія за всією сукупністю станів велика. Для виділення ознак, що характеризуються мінімальною дисперсією, будується кореляційна матриця ознак:

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & \dots & K_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ K_{n1} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

у якій ступінь кореляційних ознак оцінюється за формулою

$$K_{ij} = \frac{\sum_{l=1}^q (u_{il} - Mu_i)(u_{jl} - Mu_j)}{q-1}, \quad (6)$$

де  $Mu_i$  й  $Mu_j$  - оцінки математичних очікувань ознак  $u_i$  й  $u_j$ ;

$q$  - число повторних експериментів.

Якщо ознаки незалежні, тобто  $K_{ij} = K_{ji} = 0$ , і їхня кореляційна матриця діагональна, легко можна встановити, які ознаки мають мінімальну дисперсію, а

отже, характеризуються більшою інформативністю.

У віброакустичній діагностиці часто приходять до вибору таких ознак, кожна з яких характеризує певну несправність або дефект, так звані "характерні" ознаки, а мінімізація опису об'єкта проводиться виходячи з фізичних міркувань.

Однією з основних вимог до діагностичної ознаки є висока чутливість, тобто більша відносна швидкість її зміни  $\partial u / \partial r$  при зміні параметра технічного стану від нормального  $W_H$  до дефектного  $W_D$ :

$$J = |u_D - u_H| / u_H. \quad (7)$$

Не менш важливою властивістю діагностичної ознаки є монотонність його зміни при розвитку дефекту, тобто відсутність екстремуму  $\partial u / \partial r$  в діапазоні зміни параметра технічного стану.

Вимірювання інформативних ознак обумовлено характером звукоутворення з появою несправності й пов'язане зі структурою сигналу. Саме тому найважливіша роль приділяється моделі формування й зміни віброакустичного сигналу з появою й розвитком дефекту.

Більше за інші розроблено детерміновані моделі, у яких коливальні процеси подаються періодичними функціями, пов'язаними з обертанням або періодичним зіткненням елементів підшипника кочення. Інформативними ознаками тут є амплітуда, тривалість і момент появи імпульсу, а також амплітуда, частота й фаза гармонічного сигналу. Моделі з детермінованими сигналами виправдали себе й дають гарні результати у випадку діагностування порівняно низькообертових механізмів і з малою кількістю джерел порушення коливань [5].

Набагато складніше виявити дефект, що зароджується, у високообертovому механізмі з більшим числом взаємозалежних джерел порушення. Віброакустичні сигнали в таких об'єктах, як

правило, є випадковими процесами, а діагностичними ознаками служать досить складні характеристики сигналів (спектри, кореляційні функції, кепстри, моментні характеристики законів розподілу ймовірностей тощо).

Якщо незалежні дефекти  $S_i$  викликають незалежні впливи  $g_k(f_j, S_i)$  на різних частотах  $f_j$ , то за принципом суперпозиції реакція лінійної системи в частотній області на вплив дефектів проявляється в спектрі коливань на частотах, характерних для кожного дефекту. Система функціональної залежності виду

$$S_i = F_i(u_{j1}, \dots, u_{jm}), i = 1, \dots, m;$$

$j = 1, \dots, n$  розпадається в цьому випадку на незалежні співвідношення виду  $S_i = F_i(u_j)$ ,

$n = m$ . Слід зазначити, що при одночасному впливі декількох дефектів, що викликають зміну амплітуди коливань механізму на одній і тій же частоті, дана модель непридатна. Для того, щоб за спектром вібрації розрізнити дефекти, що викликають кореляційні впливи на механізм, слід звернутися до аналізу не безпосередніх проявів дефекту на частоті його впливу, а до супутніх явищ, що проявляються в інших діапазонах частот і на інших частотах внаслідок змін структури сигналу (викликаних, наприклад, амплітудною модуляцією) або скористатися регресійною моделлю.

У загальному випадку результати діагностичних випробувань підшипників кочення можна подати у вигляді матриці даних, у кожному рядку якої наведений набір ознак  $U_{i,j}$ , що описують один з  $m$  класів станів підшипників кочення,

$$\|U\| = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{1m} \\ u_{21} & u_{22} & u_{2n} \\ \dots & \dots & \dots \\ u_{m1} & u_{m2} & u_{mn} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

При цьому довільний набір діагностичних ознак не завжди є оптимальний, що дозволяє розділити класи станів підшипників кочення.

Відомо, однак, що найбільш зручною формою показання діагностичної інформації є діагональна матриця

$$\|U\| = \begin{bmatrix} u_{11} & 0 & 0 \\ 0 & u_{22} & 0 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & u_{mn} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

у якій число ознак дорівнює числу класів станів, що діагностуються ( $n = m$ ), а

кожному стану поставлена у відповідність "характерна" діагностична ознака.

При діагностуванні реальних машин матрицю виду (9) побудувати практично не можливо. По-перше, надзвичайно складно знайти одновимірну ознаку, чутливу лише до одного з дефектів. По-друге, одновимірною ознакою, як правило, неадекватно описує поведінку складної механічної системи, особливо в низькочастотному діапазоні. У даній ситуації для поділу класів станів і ідентифікації несправностей об'єкта діагностування можна звернутися до побудови багатовимірної діагностичної моделі на основі групових ознак в ортогональному базисі. Більш прийнятною є така форма подання інформації [9, 10]:

$$\|U\| = \begin{bmatrix} (u_{11}, u_{12}, u_{1m}) & (0, 0, \dots, 0) & \dots & (0, 0, \dots, 0) \\ (0, 0, \dots, 0) & (u_{21}, u_{22}, u_{2k_2}) & \dots & (0, 0, \dots, 0) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (0, 0, \dots, 0) & (0, 0, \dots, 0) & \dots & (u_{m1}, u_{m2}, u_{mk_m}) \end{bmatrix}, \quad (10)$$

де кожному виду несправності поставлена у відповідність сукупність характерних ознак  $\{u_{i1}, u_{i2}, \dots, u_{ik_i}\}$ , причому необов'язково однакової розмірності, тобто  $k_i \neq k$ . Сформовані в такий спосіб вектори діагностичних ознак різних несправностей виявляються взаємно ортогональними векторами.

Одним з етапів процедури діагностування в цьому випадку є пошук інформативних діагностичних ознак на основі фізичної моделі звукоутворення, відповідної до кожного виду несправності, потім мінімізація числа ознак і виділення компактних множин істотних, найбільш інформативних ознак кожного класу й інваріантних до факторів, що заважають, об'єднаних у незалежні групи.

Подання діагностичних ознак в ортогональних базисах суттєво спрощує процедуру діагностування експлуатаційних дефектів. Оцінку зміни  $i$ -го структурного параметра підшипників кочення можна здійснювати, наприклад, за зміною метрики вектора ознак  $U_i(t)$ , сформованого для  $i$ -ї несправності, не турбуючись про поводження діагностичних ознак інших дефектів. Особливо просто ця процедура реалізується в тому випадку, коли як носії діагностичної інформації використовуються характеристики демодульованих віброакустичних процесів у зонах вимушених і власних частот слабких вузлів буксового вузла, що лімітують його ресурс [1, 3, 6, 8-10]. При зародженні або розвитку локальних пошкоджень контактуючих поверхонь типу викришування або задирки одного з вузлів підшипників кочення в

спектрі віброакустичного сигналу в межах вимушеної частоти  $kf_z$  дефектного вузла з'являються або підсилюються комбінаційні частоти  $kf_z \pm lf_d$ , ( $l = 1, 2, \dots$ ), де  $f_d$  - характерна частота потрапляння дефекту в зону контакту. Формування вектора діагностичних ознак проводиться шляхом виділення зі спектра амплітудної або фазової обвідної, частотних складових, кратних частоті потрапляння дефекту в зону контакту, для чого необхідне застосування операції синхронної гребінчастої фільтрації обвідної сигналу. У такий спосіб реалізується адаптація ознакового простору до дефекту. Наявність сукупностей таких характерних діагностичних ознак дозволяє побудувати діагностичну модель, що розпадається на  $m$  незалежних елементів (за числом діагностуючих несправностей). При формуванні характерних діагностичних ознак беруть до уваги фізичні процеси порушення коливань під дією несправностей, напрямку діючих сил і їх частотний склад, функції зв'язку з іншими агрегатами. Для повноти опису коливальних процесів і характеру їх поширення по конструкціях букс вимірювання коливальних процесів у

підшипниках кочення доцільно робити спеціальними датчиками, установленими в безпосередній близькості від джерел порушення коливань.

**Висновок.** При оцінці технічного стану підшипників кочення вимірювання можна виконувати трикомпонентними вібродатчиками (або трьома датчиками, орієнтованими у вертикальному, горизонтальному й осьовому напрямках), установленими на буксових вузлах. Однак для діагностичної мети можна використовувати не всі дані вимірювань, а лише основну інформацію з датчиків у напрямку діючих сил. Для діагностики стану опорних підшипників кочення напрямок вимірювання повинен бути радіальним, а для діагностики упорних підшипників необхідно також урахувати характеристики осьової вібрації.

Для формування незалежних діагностичних ознак стану контактуючих поверхонь або взаємодіючих з робочим середовищем елементів підшипника надзвичайно корисною є інформація, отримана при аналізі демодульованих вузькосмугових віброакустичних процесів у зоні високочастотних резонансів за межами основних частот вимушених коливань.

### *Список літератури*

1. 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.
2. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
3. Неразрушающий контроль [Текст] : справочник: в 7 т. / под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: в 2 кн. Кн. 2: Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова [и др.]. — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с.
4. Ту, Дж. Принципы распознавания образов [Текст] / Дж.Ту, Р. Гонсалес; пер. с англ.; под ред. Ю.И.Журавлева. — М.: Мир, 1978. — 411 с.
5. Равлюк, В.Г. Вібродіагностика та методи діагностування підшипників кочення буксових вузлів вагонів [Текст] / В. Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. — Донецьк, 2010. — Вип. 21. — С. 177-189.

6. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст] / А.В. Барков, Н.А. Баркова; СЗУЦ. — СПб.: СПбГМТУ, 2004. — 156 с.

7. Равлюк, В.Г. Методологія вібродіагностування буксових вузлів вагонів з підшипниками кочення [Текст] / В.Г. Равлюк, М.Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. — Донецьк, 2011. — Вип. 123. — С. 141-146.

8. Васильева, Р.В. Требования к датчикам для стационарного контроля вибрации машин роторного типа [Текст] / Р.В. Васильева, К.Р. Цеханский // Труды ЦНИИТМАШ. — М., 1988. — №204. — С.101-106.

9. Горелик, А.Л. Методы технической диагностики машин и механизмов [Текст] / А.Л. Горелик, Ф.Я. Балицкий, А.Н. Требунский. — М.: НТЦ «Информатика», 1990. — 204 с.

10. Соколова, А.Г. Методы акустической диагностики зарождающихся дефектов механизмов [Текст] / А. Г. Соколова // Точность и надежность механических систем. Задачи и методы технической диагностики. — Рига: Риж. политехн. ин-т, 1984. — С. 38-48.

**Ключові слова:** вібродіагностування, підшипник кочення, діагностика, словник, діагностична ознака, спектр вібрації, стан, датчик.

### *Анотації*

Описано етапи формування робочого словника діагностичних ознак для оцінки ідентифікації технічного стану підшипників кочення.

Розроблено детерміновані моделі, у яких коливальні процеси подано періодичними функціями, що пов'язані з обертанням або періодичним зіткненням елементів підшипників кочення, які дають гарні результати у випадку діагностування низькообертових механізмів.

Описаны этапы формирования рабочего словаря диагностических признаков для оценки идентификации технического состояния подшипников качения.

Разработаны детерминированные модели, в которых колебательные процессы представлены периодическими функциями, связанными с вращением или периодическим столкновением элементов подшипников качения, которые дают хорошие результаты в случае диагностирования низкооборотных механизмов.

Describes the stages in the formation of a working vocabulary of diagnostic features for assessment of identification of the technical condition of rolling bearings.

Developed deterministic model in which the oscillatory processes are presented periodic functions associated with the rotation or periodic clash of the elements of rolling bearings, which give good results in case of diagnosis of low-speed mechanisms.