

## РУХОМИЙ СКЛАД

УДК 629.4.06:621.822.614

*Борзилов І.Д., к. т. н. (УкрДАЗТ)  
Равлюк В.Г., ст. викладач (УкрДАЗТ)  
Равлюк М.Г., інженер(УкрДАЗТ)*

### **ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАГОНІВ ВІБРОДІАГНОСТИЧНИМИ МЕТОДАМИ**

*Вступ.* Результати аналізу надійності роботи буксових вузлів за кілька років показують, що значна частка виходів їх з ладу (від 40 до 50 %) відбувається через руйнування підшипників кочення.

В експлуатації буксові вузли сприймають осьові й радіальні навантаження, знакозмінні динамічні й ударні впливи, вібраційні навантаження, працюють в несприятливих кліматичних умовах, що постійно змінюються. У всіх випадках ці вузли повинні зберігати свої експлуатаційні параметри й властивості відповідно до вимог нормативно-технічної документації, забезпечуючи високу надійність й працездатність. Цим вимогам сприятиме визначення працездатності буксових вузлів вібродіагностичними методами в умовах планового ремонту вагонів.

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

Методи й засоби вібродіагностування підшипників локомотивів та вагонів описано в працях РІЗТ, ХІТ, ТашІТ, ВНДІЗТ та ін. [2, 3]. В той же час, досліджень, що спрямовані на створення моделей працездатності буксових вузлів вагонів з використанням методів вібродіагностики, проводиться надто мало.

За існуючою технологією контролю стан підшипників буксового вузла оцінюється по непрямим параметрах: наявності металевої стружки в

мастилі; зміні температури корпусу букси; зміні вібрації в штатних точках у діапазоні роторних частот.

Для вирішення завдання виявлення працездатності підшипників, в даній роботі розглядаються методи вібраційної діагностики, які оперують деякими характеристиками вібраційних процесу, що супроводжують роботу буксового вузла.

**Постановка проблеми.** Під час роботи підшипники буксових вузлів генерують так звані «підшипникові» вібрації в досить широкому діапазоні частот. Ці вібрації обумовлені наступними причинами:

- перекосами кілець, недотриманням допусків і т.д., що виникають при монтажі буксових вузлів ;
- забрудненням мастила, збільшенням радіального зазору й т. д. при експлуатації буксового вузла ;
- наявністю в підшипниках декількох елементів, що виконують складний рух з різними кутовими швидкостями.

Зазначені причини приводять до складного характеру руху центру осі під впливом сил взаємодії контактуючих деталей.

Створювані підшипниками кочення порушення ставляться до розряду кінематичних, коли вихідними параметрами стають взаємні переміщення зовнішнього й внутрішнього кілець підшипників. При розвитку несправностей, вібраційні характеристики кінематичних порушень змінюються, що й дозволяє виявляти несправності підшипників по зміні вібрації.

Відомо багато методів вібродіагностики, що використовують різні інформативні характеристики вібраційних сигналів для виявлення різних несправностей підшипників.

Створення методів вібродіагностики потребує побудову фізичної моделі, тобто опису зв'язків динамічних, кінематичних і інших параметрів підшипника з його технічним станом. Далі будується діагностична модель, яка дозволяє описати ці параметрів за допомогою певних характеристик вібраційних процесів (діагностичних ознак).

**Викладення основного матеріалу.** При побудові діагностичної моделі використовують детерміністські та ймовірнісні підходи.

Типовий приклад застосування детерміністського підходу наведений у роботі [4], де кожній несправності відповідає коливання із частотою, кратній частоті обертання осі, а коефіцієнти кратності розраховуються виходячи з кінематичних співвідношень переміщення окремих елементів підшипника, що мають дану несправність (таблиця 1).

Таблиця 1 - Частоти «підшипникових» вібрацій

Частота	Причина
$\omega$	різна товщина і перекіс внутрішнього кільця
$2\omega$	овальність внутрішнього кільця
$K\omega$ ( $K=3,4,5\dots$ )	некруглість доріжки кочення внутрішнього кільця
$\omega_c=K_1\omega$	неврівноваженість сепаратора
$Z\omega c$	періодична зміна твердості при груповому обертанні тіл кочення.
$K_1\omega Z$	дефекти на доріжках зовнішнього кільця
$K_2\omega Z$	дефекти на доріжках кочення внутрішнього кільця
$K_1\omega Z$	гранність $n$ -го порядку тіл кочення
$K_2\omega Zn$	хвилястість $n$ -го порядку доріжки кочення внутрішнього кільця
$\omega_u Zn$	хвилястість $n$ -го порядку доріжки кочення зовнішнього кільця

Амплітуди коливань на зазначених в таблиці 1 частотах характеризують ступінь розвитку відповідним цим коливанням несправностей.

У роботі [5] окремі несправності підшипників кочення не розглядаються і діагностична модель являє собою зв'язок між станом підшипника й деякою статистичною характеристикою «фактором Куртозиса» (ФК), який визначається з виразу

$$\hat{O}\hat{E} = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (\delta - \bar{\delta})^4 D(\delta) dx}{\delta}, \quad (1)$$

де  $\delta$  - амплітуда сигналу з датчика вібрації;

$\bar{\delta}$  - середнє значення сигналу;

$D(\delta)$  - ймовірність появи величини;

$\delta$  - середньоквадратичне відхилення для середнього нульового сигналу.

ФК розраховується по сигналу віброприскорення в п'яти смугах частот: 2,5-5 кГц, 5-10 кГц, 10-20 кГц, 20-40 кГц, 40-80 кГц. Якщо підшипник справний, значення ФК залишається приблизно постійним (біля трьох) і не залежить від частотного діапазону виміру. Якщо ж у

якому-небудь діапазоні частот значення ФК істотно відмінно від трьох (більше або менше), то здійснюються додаткові виміри в цих діапазонах для виявлення конкретних дефектів. ФК дуже чутливий до ступеня пошкодження підшипника й не залежить від типу вузлів, де вони встановлені. Для виміру ФК фірмою «Environment Equipment LTD» розроблений спеціальний прилад. Можлива також комп'ютерна реалізація даного методу.

Один із методів діагностування технічного стану підшипників кочення [3, 4] за допомогою виміру параметра «Spike Energy» (енергія сплесків - SE).

Цей параметр складається із двох частин:

$$SE = q_1 + q_2, \quad (2)$$

де  $q_1$  - енергія детермінованих частотних складових у діапазоні 5 - 10 кГц, [4];

$q_2$  - енергія зіткнень (імпульсів) тіл кочення з доріжками кочення в діапазоні частот 30-50 кГц.

Для поділу станів підшипників залежно від ступеня їхнього пошкодження існують таблиці значень параметра SE для конкретних типів устаткування.

Розглянуті вище методи досить добре працюють, коли є можливість установки датчиків вібрації безпосередньо на корпус підшипника та коли при вимірі в одній точці діагностується тільки один підшипник, у всіх інших випадках застосування цих методів проблематично.

Особливостями конструкції буксових вузлів, що входять до складу ходових частин вагонів, є обмеження застосування розглянутих вище методів тим, що неможливо встановити датчики вібрації безпосередньо на самий підшипник, датчики встановлюються на корпуси букси, у результаті чого виникають перекручування сигналів від підшипників через безліч резонансів і переходів «зазор-натяг». Крім того, підшипники розташовані близько один біля одного, і це не дозволяє розділити сигнали підшипників.

Основою методології, викладеної в даній роботі, є облік фактичного радіального зазору в підшипнику кочення, як параметра, що визначає його працездатність, реальну довговічність і фактичний термін служби.

У довідковій літературі по підшипниках кочення приводиться докладна методика розрахунку допустимого радіального зазору. Аналіз різних факторів, що впливають на його величину показує, що різні сполучення допусків на посадку підшипника в корпус, на вісь, допуски на

перекіс кілець, допуски на температурні розширення й пружні деформації можуть привести до відхилень величини встановленого зазору від розрахункового вже на етапі виконання монтажу буксового вузла.

Розглянемо рух центра ваги шийки осі в підшипнику з позитивним радіальним зазором. Траєкторію руху центра ваги шийки осі можна представити у вигляді зворотної синусоїди:

$$y = \Delta \left| \sin \frac{\pi x}{\lambda} \right|, \quad (3)$$

де  $x = \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_{\dot{o}}}{D_o} \cos \beta \right) \frac{D_D t}{2}$  - шлях, який проходять тіла кочення (ролики);

$\lambda = \frac{\pi D_D}{Z}$  - відстань між тілами кочення (роликами);

$\omega_D$  - кругова частота обертання осі колісної пари;

$D_{\dot{o}}$  - діаметр тіла кочення;

$D_o$  - середній діаметр підшипника;

$t$  - час;

$Z$  - кількість тіл кочення;

$\beta$  - кут контакту.

Підставляючи  $x$  і  $\lambda$  в (3), одержимо

$$y = \Delta \left| \sin \left[ \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_{\dot{o}}}{D_o} \cos \beta \right) Z \right]^{\frac{t}{2}} \right|, \quad (4)$$

або

$$y = \Delta \left| \sin \frac{\omega_{\zeta} t}{2} \right|, \quad (5)$$

де  $\Delta$  - розмах коливань із частотою ( $\omega_{\zeta}$ ) перекочування осі через тіла кочення;

$$\omega_{\zeta} = \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_{\dot{o}}}{D_o} \cos \beta \right) Z, \quad (6)$$

Розмах коливання осі на частоті  $\omega_{\zeta}$  із врахуванням піддатливості тіл і доріжок кочення (див. рисунок 1) визначається як

$$\Delta = a - (\delta_i - \delta_j), \quad (7)$$

де  $a$  - величина просідання осі між двома сусідніми тілами кочення при абсолютно твердих кільцях і тілах кочення;

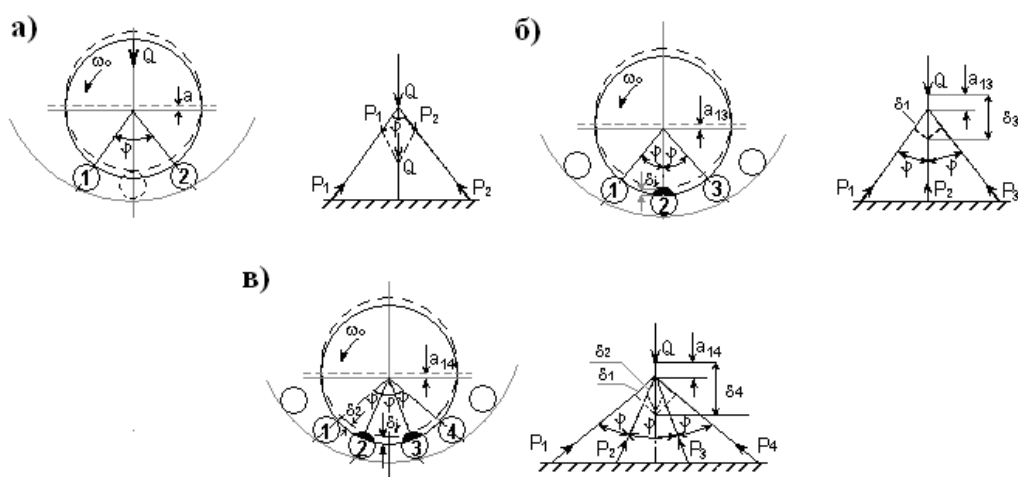
$\delta_i$  - величина зближення кілець у напрямку навантаження, коли вісь перебуває на одному, трьох, п'яти й т.д. тілах кочення,  $i=1,3,5\dots$ ;

$\delta_j$  - величина зближення кілець у напрямку навантаження, коли вісь перебуває на двох, чотирьох, шести й т.д. тілах кочення,  $j=2,4,6\dots$

$$a = \frac{e}{2} \left( \frac{l}{\cos \frac{\varphi}{2}} - l \right), \quad (8)$$

де  $e$  - встановлений радіальний зазор у підшипнику кочення;

$\varphi$  - кут між тілами кочення.



**а)** - просідання осі між тілами кочення при абсолютно твердих тілах і доріжках кочення; **б)** - зближення кілець при положенні осі на одному, трьох, п'яти й т.д. тілах кочення; **в)** - зближення кілець із появою осі на двох, чотирьох, шести й т.д. тілах кочення;  $a_{1s}$  – допустима величина, на яку вісь повинна стиснути тіла кочення №2 - (S-1), щоб вступити в контакт із тілами кочення №1- S.

Рисунок 1 - Розрахункові схеми взаємодії кілець підшипників кочення

Таким чином, рух шийки осі в підшипнику кочення визначається величиною радіального зазору в підшипнику ( $e$ ) і частотою перекочування шийки осі через тіла кочення ( $\omega_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}}$ ).

При цьому виникає періодична сила, що обурює,  $C_y$ , яка передається на корпус букси та збуджує коливання із частотами, кратними частоті перекочування шийки осі через тіла кочення

$$C_y = \sum_{k=1}^D C_k \cos k \left[ \frac{\omega_D}{2} \left( 1 - \frac{D_o}{D_o} \cos \beta \right) Z \right]^2, \quad (9)$$

де  $k=1,2,3,\dots, n$  - номер гармоніки;

$C_k$  - амплітуда гармоніки.

Колівання із частотами  $k\omega_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}}$ , що є показником встановленого радіального зазору в підшипнику, сприймаються вібродатчиком, що встановлюється на корпусі букси і відповідає прийнятій фізичній моделі, з необхідною діагностичною інформацією про технічний стан підшипника кочення.

З теорії пружності

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{Q}{F}}, \quad (10)$$

де  $F$  - контактна твердість вузла кільця-тіла кочення (для роликів підшипників  $F_\delta = 0,178 \cdot 10^6 l_\delta$ ,  $t = 1$ );

$Q$  - радіальне навантаження на підшипник.

Радіальне навантаження визначається за формулою

$$Q = Q_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}} + Q_q, \quad (11)$$

де  $Q_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}}$  - статичне радіальне навантаження, визначається з умови розподілу маси шийок осей по буксових вузлах;

$Q_q = D\omega_o^2$  - динамічне навантаження;

$D$  - максимально-допустимий залишковий баланс осі;

$\omega_o$  - кутова швидкість обертання осі.

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}} = \sqrt{Q_{\dot{\alpha}\dot{\zeta}}^2 + \left( \frac{Q_{i\dot{\zeta}}}{Z} \right)^2}, \quad (12)$$

де  $Q_{i\bar{n}}$  - осьове навантаження на підшипник.

Величини зближення кілець і просідання осі визначалися за наступними формулами. У положенні осі на одному тілі кочення

$$\delta_1 = \sqrt[3]{-\frac{P_1}{F}}, \quad P_1 = Q, \quad (13)$$

У положенні осі на двох тілах кочення

$$\delta_2 = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}}, \quad P_{1,2} = P_1 = P_2 = \frac{Q}{2 \cos \frac{\varphi}{2}}, \quad (14)$$

У положенні осі на трьох тілах кочення

$$\delta_3 = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}}, \quad (15)$$

Значення  $P_2$  знаходимо із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = P_2 + 2P_{1,3} \cos \varphi \\ \sqrt[3]{\frac{P_{1,3}}{F}} + a_{1,3} \end{array} \right. , \quad \text{де} \left\{ \begin{array}{l} P_{1,3} = P_1 = P_3 = \frac{Q}{2 \cos \varphi} \\ a_{1,3} = \frac{e}{2} \left( \frac{l}{\cos \varphi} - l \right) \end{array} \right. , \quad (16)$$

У положенні осі на чотирьох точках кочення

$$\delta_3 = \sqrt[3]{\frac{P_2}{F}}, \quad (17)$$

Значення  $P_2 = P_3 = P_{2,3}$  знаходять із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = 2P_{2,3} \cos \frac{\varphi}{2} + 2P_{1,4} \cos \frac{\varphi}{2} \\ \sqrt[3]{\frac{P_{1,4}}{F}} + a_{1,4} = \sqrt[3]{\frac{P_{2,3}}{F}} \end{array} \right. , \quad \text{де} \left\{ \begin{array}{l} P_{1,4} = P_1 = P_4 = \frac{Q}{2 \cos \frac{3\varphi}{2}} \\ a_{1,4} = \frac{e}{2} \left( \frac{l}{\cos \frac{3\varphi}{2}} - l \right) \end{array} \right. , \quad (18)$$



Граничні величини радіального зазору при переході осі з положення одного-двох тіл кочення в положення двох-трьох, трьох-чотирьох, чотирьох-п'яти тіл кочення визначені за умов

$$e_1 \rightarrow a_{1,3} = \delta_1; \quad e_2 \rightarrow a_{1,4} = \delta_2; \quad e_3 \rightarrow a_{1,5} = \delta_3; \quad e_4 \rightarrow a_{1,6} = \delta_4;$$

відповідно.

Результати розрахунку наведені на рисунку 2., з яких можна помітити:

- при  $e < e_{01}$  коливання осі із частотою  $\omega_{\text{св}}$  буде усе більше визначатися величиною самого зазору, а не піддатливістю вузла «кільця тіла кочення»;
- при  $e > e_{01}$  рівень віброшвидкості коливання із частотою не перевищує заданих величин для двох підшипників буксового вузла;
- з огляду на те, що допустимий радіальний зазор у підшипнику не повинен бути як збільшеним, так і зменшеним, можна з умови мінімуму коливального навантаження на доріжки й тіла кочення прийняти за номінальну величину допустимого радіального зазору значення  $e_n = e_{0i}$ .

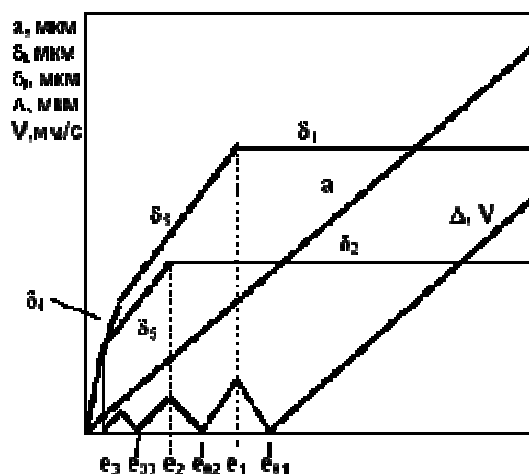


Рисунок 2 - Залежності  $a$ ,  $\delta_i$ ,  $\delta_j$ ,  $\Delta$  і  $V$  від величини допустимого радіального зазору ( $e$ ,  $e_{01}$ ,  $e_{02}$ ,  $e_{03}$ ), при  $\Delta = 0$  для підшипників кочення

**Висновок.** При одному і тому ж радіальному навантаженні на підшипник його стан і ресурс багато в чому визначаються інтенсивністю роторних коливань при перекочуванні шийки осі колісної пари через тіла кочення підшипників, які описуються величиною узагальненого діагностичного параметра. При цьому величина допустимого радіального

зазору в підшипнику вже із самого початку експлуатації визначає його фактичний експлуатаційний ресурс, що дає можливість визначати працездатності буксових вузлів відразу після монтажу на вагоноремонтному підприємстві й установлювати їх гарантійний ресурс по стану підшипників кочення.

***Список літератури***

1. Равлюк В. Г. Напрямок досліджень з вібродіагностування ходової частини рухомого складу // Зб. наук. праць. – Харків: НТУ «ХП», 2008. – Вип. 46' 2008 – С. 112-117.

2. Погребняк А. В. Совершенствование методики диагностирования подшипников тепловозных турбокомпрессоров по вибрационным характеристикам: Дис. канд. техн. наук: 05.22.07 – Днепропетровск, 1990 – 164 с.

3. Тартаковский Э. Д., Игуменцев Е. А., Погребняк А. В. Вибродиагностика подшипников скольжения турбокомпрессоров с помощью кепстра // Сб. научных трудов. ХИИТ – Харьков, 1990. – 15 с. – Деп. ЦНИИТЭИ МПС, № 5266.

4. Диментберг Ф. М., Колесников К. С. Вибрации в технике. Справочник. М.: Машиностроение, 1980, т. 3, 544 с.

5. Lagerschaden - fruherkennung mit der Kurtoses-Metode, Nojak, «Elektronik», 1981, №17, p. 55-58.

**УДК 621.436:631.37**

***Гришук І.В., к.т.н, доцент (ДонІЗТ)***

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В ДОСЛІДЖЕННЯХ СИСТЕМ  
АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ АВТОТРАКТОРНИХ  
ДИЗЕЛІВ ПРИ ЇХ КОНВЕРТАЦІЇ В СТАЦІОНАРНІ  
ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ**

***Вступ.*** На більшості стаціонарних електростанцій, що використовуються в промисловості і транспорті, в якості основних джерел енергії застосовують автотракторні поршневі двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), що були попередньо конвертовані в стаціонарні [1]. Вони займають провідне місце в балансі споживання пального нафтового походження, тому все гострішою й актуальнішою стає проблема економного витрачання пального нафтового походження. Підвищення