

# ДОСЛІДЖЕННЯ КОРЕЛЯЦІЙНОЇ СТРУКТУРИ ВІБРАЦІЙНОГО СИГНАЛУ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ДЕКАНТЕРА

І.М. Яворський<sup>1,2</sup>, Р.М. Юзефович<sup>1,3</sup>, О.В. Личак<sup>1</sup>, Б.Р. Комарницький<sup>1</sup>, Р.І. Хміль<sup>3</sup>, О.Я. Смірнова<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України. 79060, м. Львів, вул. Наукова, 5.

E-mail: [roman.yuzefovych@gmail.com](mailto:roman.yuzefovych@gmail.com)

<sup>2</sup>Бидгощська Політехніка. 85796, Польща, м. Бидгощ, алея проф. С. Каліського, 7

<sup>3</sup>Національний університет «Львівська політехніка». 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12

З використанням теорії та методів статистики періодично нестационарних випадкових процесів проаналізовано кореляційну структуру вібраційного сигналу підшипникового вузла декантера. Побудовано індикатори для виявлення та оцінювання розвитку дефектів. Досліджено зв'язок між шириною смуги фільтрації та параметрами амплітудного спектру дисперсії сигналу. Бібліогр. 21, табл. 3, рис. 10.

*Ключові слова:* декантер, вібрація, пробний період, кореляційна функція, спектральна густина, смугова фільтрація, індикатор розвитку дефекту

**Вступ.** На даний час існує ряд методів отримання інформації про технічний стан механізмів обертової дії, які спрямовані на виявлення дефектів як у процесі виготовлення, монтування та експлуатації, так і на ранніх стадіях їх розвитку. Вважається, що носієм інформації про технічний стан у системах вібродіагностики є вібраційний сигнал (віброприскорення, віброшвидкість, вібропереміщення), що збуджується в результаті механічної взаємодії деталей механізмів (наприклад, тіла кочення та сепаратора в підшипниках, пари коліс у редукторі, циліндра та поршня у двигунах внутрішнього згорання, зубчасті передачі тощо). Слід зазначити, що характер такої взаємодії знаходить своє відображення у властивостях відібраних сигналів. Для опису та аналізу закономірностей структури відібраних вібраційних сигналів необхідно вміти вибрати та обґрунтувати адекватні математичні моделі сигналів, методи та алгоритми їх обробки, застосувати процеси виділення діагностичних ознак і тоді на їх основі прийняти рішення про технічний стан механізму [1–11]. Вібрацію, що виникає в елементах досліджуваних механізмів, можна розглядати як вимушені коливання цілого механізму відносно положення рівноваги. У перших дослідженнях вібрацій виходять з припущення, що для їх опису можна застосовувати детерміновані моделі у вигляді періодичних або майже періодичних функцій. Тоді інформативними параметрами сигналу вібрації є періоди, амплітуди та фази гармонічних складових функцій, що описують коливання. Оцінки амплітуд вимушених коливань, зумовлених обертанням, дають змогу виявити значні зміни характеристик технічного

стану механізмів, які граничать з аварійною ситуацією в процесі експлуатації машини [1, 3, 12–15].

Імовірнісні підходи до задачі аналізу стохастичних складових сигналів вібрацій у вигляді стаціонарних випадкових процесів використовують для формування діагностичних ознак усереднених в часі (постійних) характеристик. До них слід віднести оцінки кореляційної функції і спектральної густини потужності, оцінку дисперсії. Інформацію про локальні дефекти, які зароджуються, може бути отримано при аналізі параметрів стохастичної амплітудно-фазової модуляції, оскільки розвиток таких дефектів викликає у вібраційному процесі ріст числа й амплітуд короткотривалих імпульсів, які модулюють амплітуду й фазу вимушених і власних коливань механічної системи [16–20]. Зокрема, локальні дефекти у вигляді задирих, спричиняючи заїдання, схоплення контактуючих поверхонь, модулюють фазу вимушених коливань, а дефекти типу тріщин, викришування, корозії або ерозії поверхонь, модулюють амплітуду вимушених коливань. Властивості такої модуляції описуються моделями у вигляді періодично нестационарних випадкових процесів (ПНВП) [1–3, 9].

**Мета роботи:** проведення на основі ПНВП-підходу аналізу кореляційної структури вібраційного сигналу, яка формується модуляційними процесами, побудова відповідних індикаторів і дослідження впливу ширини смуги фільтрації сигналу на їх величину.

**ПКВП-аналіз вібрацій.** Для аналізу був вибраний вібраційний сигнал підшипникового вузла декантера Flottweg 24E з метою встановлення його технічного стану. Сигнали вібрації реестру-

Яворський І.М. – <https://orcid.org/0000-0003-0243-6652>, Юзефович Р.М. – <https://orcid.org/0000-0001-5546-453X>,

Личак О.В. – <https://orcid.org/0000-0001-5559-1969>, Комарницький Б.Р. – <http://orcid.org/0009-0009-9595-8580>,

Хміль Р.І. – <https://orcid.org/0009-0003-1855-6226>, Смірнова О.Я. – <https://orcid.org/0000-0002-1314-0489>

© І.М. Яворський, Р.М. Юзефович, О.В. Личак, Б.Р. Комарницький, Р.І. Хміль, О.Я. Смірнова, 2024

валися у вертикальному напрямі давачами віброприскорення, які кріпилися на обіймах опорних підшипників. Параметри відбору сигналів наступні: нижня частота зрізу смугового фільтра становила 2 Гц, верхня – 5 кГц, частота дискретизації сигналу 10 кГц, тривалість реєстрації – 10 с. Фрагмент реалізації вібраційного сигналу показано на рис. 1.

Для загального дослідження властивостей сигналу спершу розраховувалися оцінки його кореляційної функції та спектральної густини у стаціонарному наближенні:

$$\hat{R}(jh) = \frac{1}{K} \sum_{n=0}^{K-1} [\xi(nh) - \hat{m}] [\xi((n+j)h) - \hat{m}],$$

$$\hat{m} = \frac{1}{K} \sum_{n=0}^{K-1} \xi(nh), \quad (1)$$

$$\hat{f}(\omega) = \frac{h}{2\pi} \sum_{n=-L}^L k(nh) \hat{R}(nh) \cos \omega nh, \quad (2)$$

де  $h = \frac{T}{K}$  – інтервал дискретизації;  $j$  – номер зсуву;  $T$  – тривалість реалізації у часі;  $K$  – кількість відліків реалізації;  $L = u_m/h$ , де  $u_m$  – точка усічення корелограму,  $k(nh)$  – кореляційне вікно Хеммінга.

Графіки отриманих оцінок кореляційної функції (1) і спектральної густини (2) показані на рис. 2. Наявність періодичного «хвоста» в оцінці кореляційної функції (рис. 2, а) спричиняє появу у оцінці спектральної густини (рис. 2, б) дискретних компонент, які представлені гострими піками на певних частотах. Ці піки також можуть бути наслідком вузькосмугових стохастичних модуляцій несучих гармонік. Такий «змішаний» спектр є складним для інтерпретації і кількісного аналізу, тому доцільно провести розділення дискретної і неперервної складових сигналу та окремий спеціальний аналіз відповідними методами [1, 20, 21]. Ця процедура є важливою з точки зору діагностування механізму, оскільки дискретні та неперервні складові діагностичного сигналу можуть бути спричинені різними дефектами.

Для отримання оцінки періоду математичного сподівання, що описує регулярну складову сигналу, використано функціонал виду [1, 20, 21]:

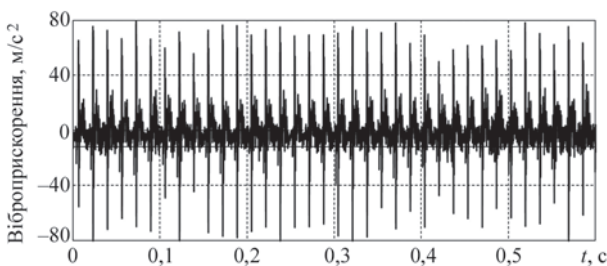


Рис. 1. Фрагмент реалізації сигналу вібрації підшипника декантера

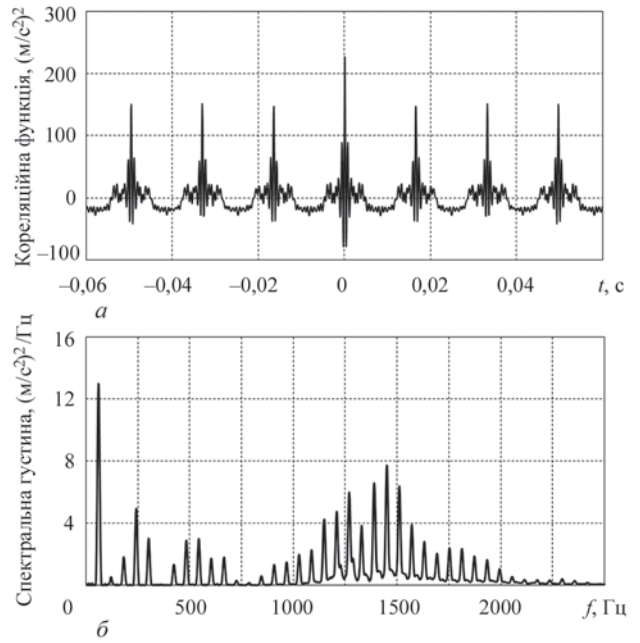


Рис. 2. Оцінки кореляційної функції (а) і функції спектральної густини (б) для стаціонарного наближення моделі сигналу

$$\hat{F}_1(\theta) = \frac{1}{2K+1} \sum_{n=-K}^K \hat{m}^2(\theta, nh), \quad (3)$$

де  $\hat{m}(\theta, nh) = \sum_{k=1}^L \left[ \hat{m}_k^c(\theta) \cos k \frac{2\pi}{\theta} nh + \hat{m}_k^s(\theta) \sin k \frac{2\pi}{\theta} nh \right], \quad (4)$

$$\left\{ \begin{matrix} \hat{m}_k^c(\theta) \\ \hat{m}_k^s(\theta) \end{matrix} \right\} = \frac{2}{2K+1} \sum_{n=-K}^K \xi(nh) \left\{ \begin{matrix} \cos k \frac{2\pi}{\theta} nh \\ \sin k \frac{2\pi}{\theta} nh \end{matrix} \right\}, \quad (5)$$

а  $\theta$  – пробний період. Похибок отриманої оцінки, викликаних ефектами накладання частот першого та другого роду, можна уникнути, якщо величина кроку дискретизації сигналу  $h$  у рівняннях (4) і (5) вибрана таким чином, що задовольняє нерівності [1, 20, 21]:

$$h \leq \frac{P}{2L_1+1}, \quad h \leq \frac{P}{2L_2+1},$$

де  $P$  – період нестаціонарності, а  $L_1$  і  $L_2$  – число гармонік математичного сподівання та кореляційної функції відповідно. При цьому слід зазначити, що величина пробного періоду  $\theta$  у рівняннях (4) і (5) може задаватися довільною та не залежить від величини кроку дискретизації  $h$ .

Графік залежності квадратичного функціоналу у рівнянні (3) від пробної частоти  $f = 1/\theta$  (для  $L_1 = 40$  і  $T = 10$  с) наведено на рис. 3.

Положення точки максимуму функціоналу відповідає оцінці базової частоти  $\hat{f}_0 = \frac{1}{\hat{P}}$ . Знайдена величина оцінки базової частоти (у межах трьох десяткових знаків) дорівнює  $\hat{f}_0 = 60,430$  Гц. Зна-

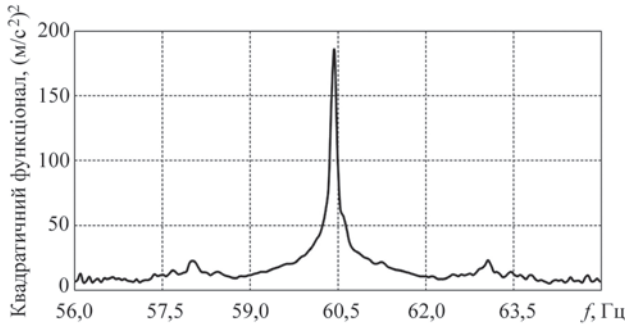


Рис. 3. Залежність квадратичного функціоналу (3) від пробної частоти

ючи її, можна отримати оцінки синусних і косинусних складових амплітуд у рівнянні (5) і величини самих амплітуд:

$$\hat{A}(kf_0) = \sqrt{[\hat{m}_k^c(\hat{P})]^2 + [\hat{m}_k^s(\hat{P})]^2}.$$

Отриманий амплітудний спектр  $\{\hat{A}(kf_0), k=1, 40\}$  представлено на рис. 4 у вигляді діаграми. Як видно з рис. 4, цей спектр є досить широкий та містить принаймні 40 значущих гармонік, що перекривають смугу приблизно 2,5 кГц.

Логічно припустити, що амплітуди деяких гармонік зростають у міру розвитку несправності. Отже, для попередньої кількісної оцінки стану механізму можна використовувати суму амплітуд гармонік:

$$\hat{A}_\Sigma = \sum_{k=1}^{L_1} \hat{A}\left(k \frac{2\pi}{\hat{P}}\right)$$

або суму потужностей гармонік:

$$\hat{Q}_d = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{L_1} \hat{A}^2\left(k \frac{2\pi}{\hat{P}}\right).$$

При цьому динаміку розвитку несправності можна оцінити за допомогою показників, що визначаються співвідношеннями поточних (с) величин до початкових (і):

$$I_1 = \frac{\hat{A}_\Sigma^{(c)}}{\hat{A}_\Sigma^{(i)}}, \quad I_2 = \frac{\hat{Q}_d^{(c)}}{\hat{Q}_d^{(i)}}.$$

Ці індикатори характеризують регулярну складову і можуть бути використані для виявлення

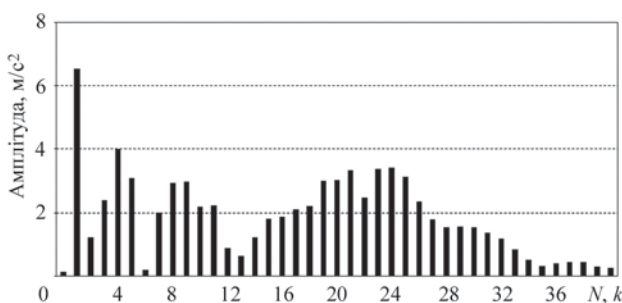


Рис. 4. Амплітудний спектр регулярної складової

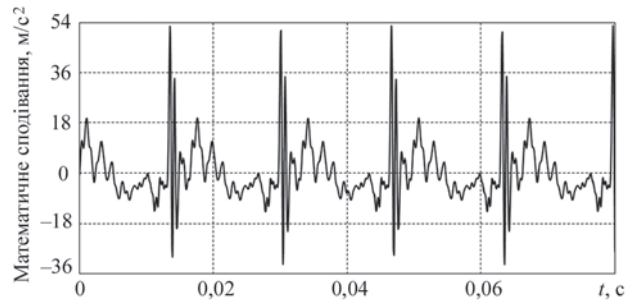


Рис. 5. Регулярна складова вібраційного сигналу

та оцінювання розвинутого дефекту. Таке оцінювання дає змогу лише встановити придатність діагностованого механізму до експлуатації. Дослідження ранніх стадій зародження та розвитку дефекту потребують глибшого аналізу структури стохастичної складової діагностичного сигналу.

Отримавши з використанням формул (5) синусні та косинусні коефіцієнти Фур'є, можна обчислити регулярну складову для всіх  $t \in [0, \hat{P}]$  на основі інтерполяційної формули [1, 20, 21]:

$$\hat{m}_\xi(t, \hat{P}) = \hat{m}_0 + \sum_{k=1}^{L_1} \left[ \hat{m}_k^c(\hat{P}) \cos k \frac{2\pi}{\hat{P}} t + \hat{m}_k^s(\hat{P}) \sin k \frac{2\pi}{\hat{P}} t \right].$$

Графік регулярної складової наведено на рис. 5.

Оцінка кореляційної функції стохастичної складової сигналу, отриманої шляхом віднімання регулярної складової від вібраційного сигналу, має вигляд повільно зникаючих груп коливань, що слідують одна за одною з періодом основної частоти (рис. 6, а). Кореляційна функція зникає до малих величин при зростанні зсуву, отже, регулярна складова сигналу була повністю вилучена. Основна частина оцінки спектральної густини стохастичної складової зосереджена у діапазоні [800, 2500 Гц] (рис. 6, б). Вона має гребінчасту структуру, причому різниці між положенням піків приблизно відповідають величині основної частоти.

Для виявлення прихованої періодичності другого порядку використаємо квадратичний функціонал [48–52]:

$$\hat{F}_2(0, \theta) = \frac{1}{2K+1} \sum_{n=-K}^K \hat{R}_\xi^2(nh, 0, \theta), \quad (6)$$

$$\text{де } \hat{R}_\xi^2(nh, 0, \theta) = \sum_{k=1}^{L_2} \left[ \hat{C}_k^{(\xi)}(jh, \theta) \cos k \frac{2\pi}{\theta} nh + \hat{S}_k^{(\xi)}(jh, \theta) \sin k \frac{2\pi}{\theta} nh \right]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{C}_k^{(\xi)}(jh, \theta) \\ \hat{S}_k^{(\xi)}(jh, \theta) \end{array} \right\} = \frac{2}{2K+1} \sum_{n=-K}^K \left[ \xi(nh) - \hat{m}(nh) \right] \times \left[ \xi((n+j)h) - \hat{m}((n+j)h) \right] \left\{ \begin{array}{l} \cos k \frac{2\pi}{\theta} nh \\ \sin k \frac{2\pi}{\theta} nh \end{array} \right\}. \quad (7)$$

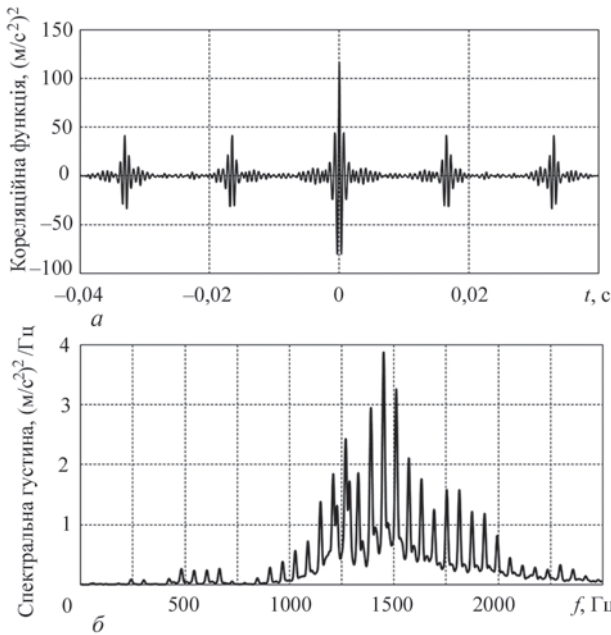


Рис. 6. Кореляційна функція (а) і спектральна густина потужності (б) стохастичної складової сигналу

Оцінки періоду дисперсії знаходяться як значення  $\theta$ , яке відповідає максимуму статистики (6). Ефекти накладання частот першого та другого роду можна уникнути, якщо величина періоду дискретизації задовольняє нерівності [1, 20, 21]:

$$h \leq \frac{P}{4L_2 + 1}. \quad (8)$$

Величина, отримана з рівняння (8) в точці  $\theta = \hat{P}$ , є близькою до усередненої в часі величини  $\hat{R}_\xi^2(nh, 0, \hat{P})$ :

$$\hat{F}_2(0, \hat{P}) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{L_2} \left[ \left[ \hat{C}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \right]^2 + \left[ \hat{S}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \right]^2 \right].$$

Ця величина визначає сумарну потужність гармонік дисперсії. Для розрахунку оцінки дисперсії використано статистику:

$$\hat{b}_\xi(t, 0, \hat{P}) = \hat{B}_0^{(\xi)}(0) + \sum_{k=1}^{L_2} \left[ \hat{C}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \cos k \frac{2\pi}{\hat{P}} t + \hat{S}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \sin k \frac{2\pi}{\hat{P}} t \right] \quad (9)$$

де  $\hat{B}_0^{(\xi)}(0) = \frac{1}{2K+1} \sum_{n=-K}^K [\xi(nh) - \hat{m}(nh)]^2. \quad (10)$

Якщо величина періоду дискретизації задовольняє умові нерівності (8), то рівняння (10) є інтерполяційною формулою, що дозволяє розрахувати величини дисперсії для всіх  $t \in [0, \hat{P}]$  [1, 20, 21].

Графік залежності функціоналу (6) від пробної частоти  $f = 1/\theta$ , розрахований для  $L_2 = 40$ , наведено на рис. 7. Координата точки максимуму, тобто величина оцінки базової частоти, дорівнює

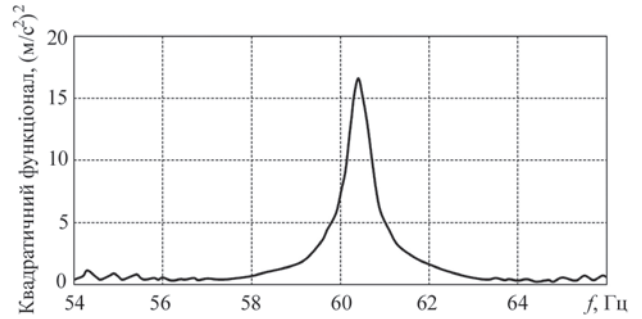


Рис. 7. Залежність квадратичного функціоналу дисперсії (6) від пробної частоти

$\hat{f}_0 = 60,420$  Гц. Амплітудний спектр дисперсії, розрахований як:

$$\hat{V}(kf_0) = \sqrt{\left[ \hat{C}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \right]^2 + \left[ \hat{S}_k^{(\xi)}(0, \hat{P}) \right]^2}$$

наведено на рис. 8, б. Ширина спектру дисперсії є суттєво меншою за спектр регулярних коливань. Приблизно 25–27 гармонік у ньому мають значущі величини, оскільки величини амплітуд  $\hat{V}(kf_0)$  визначаються кореляціями лише тих гармонік спектру, які зсунуті на  $k\hat{f}_0$  [1, 20, 21]. Часова залежність оцінки дисперсії, отримана з рівняння (9), представлена на рис. 8, а. Вона має вигляд послідовності коротких потужних імпульсів, що слідує один за одним з періодом обертання механізму. Такі виявлені властивості часової залежності дисперсії та її амплітудного спектру свідчать про наявність суттєвого пошкодження в діагностованому механізмі.

Як впливає з практичних досліджень [10–18, 28], вібраційний сигнал, який генерує механізм, набуває властивостей періодичної нестационар-

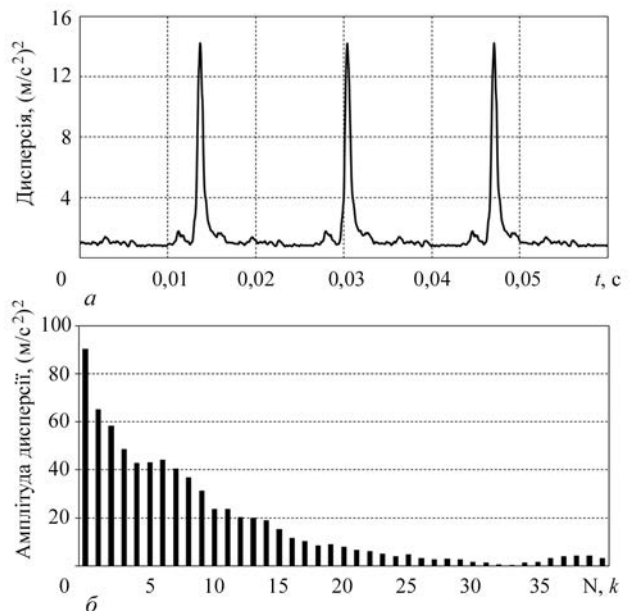


Рис. 8. Оцінка дисперсії стохастичної складової (а) та її амплітудний спектр (б)

ності другого порядку у зв'язку з розвитком дефекту (виникненням несправності). Це означає, що часові варіації дисперсії та оцінки кореляційної функції є індикаторною ознакою пошкодження системи. Таким чином, показники, сформовані на основі кореляційних компонентів, чутливі до появи та розвитку дефекту. Такий показник визначається відношенням сумарної амплітуди дисперсійної гармоніки та нульової кореляційної складової, тобто «індикатора нестационарності» вібраційного сигналу:

$$I_3 = \frac{\sum_{k=1}^{L_2} \hat{V} \left( k \frac{2\pi}{\hat{P}_1} \right)}{\hat{B}_0(0)}$$

Зростання показника  $I_3$  є свідченням розвитку дефекту і, відповідно, погіршенням стану діагностованої системи.

Стохастичний сигнал можна представити як суперпозицію гармонік несучої з високочастотною вузькосмуговою модуляцією:

$$\xi(t) = \sum_{k=-L}^L \left[ \mu_k^c(t) \cos(\lambda_0 + k\omega_0)t + \mu_k^s(t) \sin(\lambda_0 + k\omega_0)t \right]. \quad (11)$$

де  $L$  – число вибраних для аналізу частотних смуг високо частотного сигналу шириною  $\omega_0$ ,  $\lambda_0$  – резонансна частота механізму, а  $\mu_k^c(t)$  і  $\mu_k^s(t)$  – модулюючі випадкові процеси.

Кореляційна функція сигналу (11) визначається формулою:

$$b_\xi(t, u) = \sum_{l=-L}^L \left[ R_{\mu_l}^c(u) \cos(\lambda_0 + l\omega_0)u + R_{\mu_l}^{cs}(u) \sin(\lambda_0 + l\omega_0)u \right] + \sum_{\substack{r=-2L \\ r \neq 0}}^{2L} \sum_{l \in S} \left[ R_{\mu_{l-r}, \mu_l}^c(u) \cos[r\omega_0 t + (\lambda_0 + l\omega_0)u] + R_{\mu_{l-r}, \mu_l}^{cs}(u) \sin[r\omega_0 t + (\lambda_0 - l\omega_0)u] \right]. \quad (12)$$

Властивості високо частотної модуляції можуть бути проаналізовані шляхом використання вузькосмугової фільтрації сигналу з наступним перетворенням Гільберта відфільтрованих складових.

Використовуючи смугову фільтрацію виділимо сигнал, спектральна густина якого обмежена смугою [850, 2030 Гц] з центральною частотою  $\lambda_0 = 1453$  Гц. Ця смуга містить дев'ятнадцять високо частотних компонент (центральна та по дев'ять ліворуч і праворуч від центральної). Вона перекриває майже всю частотну область стохастичної складової сигналу. Сформована карта кореляцій  $|R_{kl}^{(\mu)}(0)|$  для  $k, l = \overline{-9, 9}$  [24] зображена на рис. 9.

Елементи  $|R_{kl}^{(\mu)}(0)|$  бокових діагоналей з номерами  $r = |k - l|$  визначаються взаємними кореляціями компонент, несучі частоти яких зсунуті на  $r\hat{f}_0$ . Подвоєна сума елементів головної діагоналі

$$\hat{S}_0 = 2 \sum_{k=-9}^9 |R_{kl}^{(\mu)}(0)|,$$

дорівнює загальній потужності модуляційних процесів.

Подвоєна сума елементів  $r$ -ї діагоналі

$$S_r = 2 \left[ \sum_{l=r-9}^9 |\hat{R}_{l-r, l}^{(\mu)}(0)| + \sum_{l=-9}^{9-r} |\hat{R}_{l+r, l}^{(\mu)}(0)| \right]$$

визначає амплітуду  $r$ -ї гармоніки дисперсії дев'ятнадцятикомпонентного ПНВС. Теоретичні амплітуди гармонік визначаються з формули (12) при  $u = 0$ .

Аналізуючи відповідну карту кореляцій (рис. 9), можна зробити висновок, що найбільш корельовані компоненти зосереджені навколо головної діагоналі та осей системи координат карти кореляцій, де величини взаємних кореляцій близьких гармонік є доміантними. Величини взаємних кореляцій зменшуються зі зростанням різниці частот між гармоніками і вони найменші для компонент, які лежать на протилежних краях смуги стохастичної складової сигналу.

Для дослідження зв'язку між шириною смуги фільтрації і амплітудним спектром дисперсії розглянуто декілька варіантів фільтрації. При дослідженні було зазначено, що величини амплітуд гармонік, які були розраховані прямо на основі реалізації з використанням (7) і подвоєної суми елементів відповідних діагоналей матриці кореляцій, несуттєво відрізняються. Це не суперечить

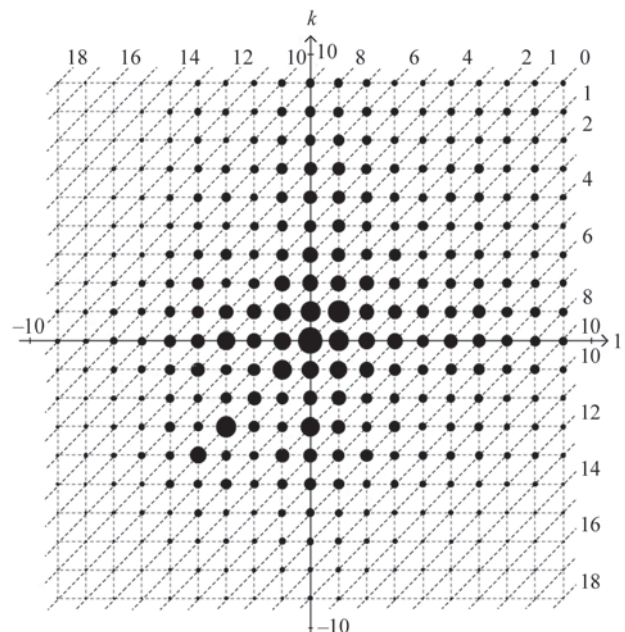


Рис. 9. Карта кореляцій  $|R_{kl}^{(\mu)}(0)|$  для  $k, l = \overline{-9, 9}$

Таблиця 1. Величини амплітуд  $\hat{V}(rf_0)$  і відповідних сум  $\hat{S}_r$  діагональних елементів

$r$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\hat{S}_r$	78,30	112,48	102,40	100,30	77,43	62,88	49,84	30,78	22,88	13,80	6,92
$\hat{V}(rf_0)$	78,28	110,80	100,64	98,58	76,32	62,64	49,24	30,54	22,34	13,66	7,00

теоретичному припущенню, що модулюючі вузькосмугові процеси є взаємостаціонарними. Перевірку цього припущення проведено шляхом аналізу одинадцятикомпонентного сигналу. Результати проведених розрахунків наведено у табл. 1. Видно що, отримані величини  $\hat{V}(rf_0)$  та  $\hat{S}_r$  відрізняються несуттєво. Малі різниці між ними цілком можна пояснити похибками обчислень. Отже, можна подвоєну суму елементів  $r$ -ї діагоналі матриці замінити амплітудою  $r$ -ї гармоніки дисперсії.

Часова залежність дисперсії одинадцятикомпонентного ПНВС та його амплітудний спектр показано на рис. 10. Графік дисперсії (рис. 10, а) має форму послідовності різких високих піків. Розрахований показник нестационарності  $I_3 = 3,648$ . А сумарні взаємкореляції компонент, котрі власне визначають амплітуди гармонік стохастичної складової (рис. 10, б), наростають суттєво швидше, ніж їхня сумарна потужність.

При дослідженні кореляційної структури вібраційного сигналу слід порівнювати величини амплітуд  $\hat{V}(rf_0)$  і відповідних сум  $\hat{S}_r$  діагональних елементів, які формують карту кореляцій  $|R_{kl}^{(M)}(0)|$ . Порівнювання змін цих величин потрібно проводити в залежності від ширини смуги сигналу.

Таблиця 2. Величини амплітуд гармонік дисперсії та індикаторів нестационарності для різної ширини смуг досліджуваного сигналу

Амплітуда	Ширина смуги (число гармонік)						
	$3\hat{f}_0$	$5\hat{f}_0$	$7\hat{f}_0$	$9\hat{f}_0$	$11\hat{f}_0$	$15\hat{f}_0$	$19\hat{f}_0$
$S_0$	30,00	42,95	57,75	69,69	78,30	90,08	97,92
$S_1$	34,22	59,51	80,38	96,97	112,48	136,40	152,05
$S_2$	15,19	43,78	66,19	83,68	102,40	128,78	145,80
$S_3$	–	27,16	58,18	82,74	100,19	126,11	144,44
$S_4$	–	9,74	33,34	56,18	77,43	104,69	123,52
$S_5$	–	–	17,79	39,09	62,88	94,98	114,56
$S_6$	–	–	10,17	29,14	49,54	85,25	106,82
$S_7$	–	–	–	15,50	30,78	64,80	88,95
$S_8$	–	–	–	7,44	22,82	51,88	78,52
$S_9$	–	–	–	–	13,80	38,28	64,03
$S_{10}$	–	–	–	–	7,32	28,25	48,82
$S_{11}$	–	–	–	–	–	20,68	38,47
$S_{12}$	–	–	–	–	–	12,94	29,52
$S_{13}$	–	–	–	–	–	7,23	12,84
$S_{14}$	–	–	–	–	–	3,09	15,35
$S_{15}$	–	–	–	–	–	–	10,14
$S_{16}$	–	–	–	–	–	–	6,40
$S_{17}$	–	–	–	–	–	–	3,42
$S_{18}$	–	–	–	–	–	–	1,28
$I$	0,83	1,63	2,30	2,95	3,70	5,01	6,11

налу. Величини амплітуд гармонік дисперсії для різної ширини смуги сигналу наведено в табл. 2. З цих даних видно, що амплітуди суттєво зростають

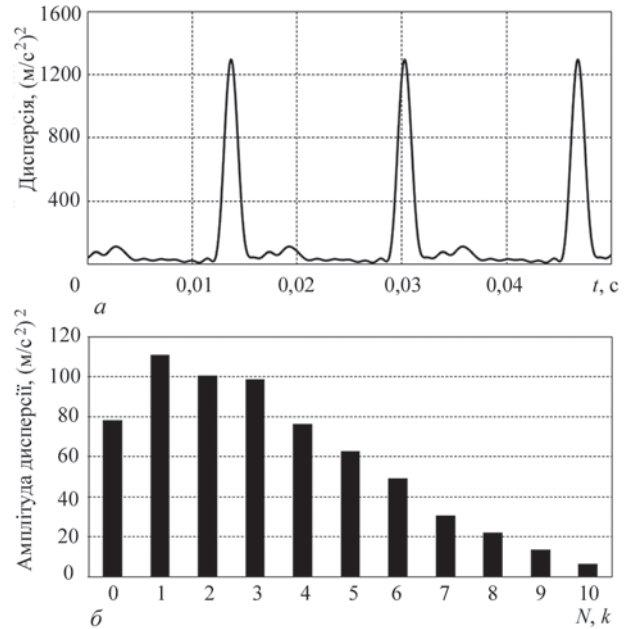


Рис. 10. Оцінка дисперсії одинадцятикомпонентного сигналу (а) та його амплітудний спектр (б)

Таблиця 3. Суми взаємкореляційних компонентів і величини їх потужності

Ширина смуги (число гармонік)	$3\hat{f}_0$	$5\hat{f}_0$	$7\hat{f}_0$	$9\hat{f}_0$	$11\hat{f}_0$	$15\hat{f}_0$	$19\hat{f}_0$
$S_0$	30,00	42,95	57,75	69,69	78,30	90,08	97,92
$\Sigma S_r$	49,80	140,02	266,04	411,17	579,42	902,60	1196,58

з ростом ширини смуги сигналу, причому величини деяких з них зростають більше ніж на порядок від початкового рівня. Величина показника нестационарності також зростає від 0,832 для трикомпонентного сигналу до 6,11 для дев'ятнадцятикомпонентного сигналу.

Сумарний приріст взаємкореляційних компонент суттєво перевищує сумарний приріст загальної потужності сигналу (табл. 3). Різниця між ними досягає максимуму при ширині смуги, що дорівнює  $15\hat{f}_0$ . Виходячи з цього, можна стверджувати, що для діагностування таких механізмів слід вибирати смугу сигналу рівною не менше ніж  $15\hat{f}_0$ .

**Висновки**

Результати проведеного дослідження показали, що використання смужової фільтрації перетворенням Гільберта дає змогу детально дослідити кореляційну структуру вібраційного сигналу високочастотної модуляції та описати специфічні особливості кожної окремої несправності на основі запропонованої кореляційної карти. При виборі смуги фільтрації досліджуваного сигналу слід проводити попередній кореляційний аналіз його структури. Використання запропонованих індикаторів, визначених на основі кореляційних компонентів, дозволить виявляти дефекти на ранніх стадіях і визначати ступінь їх розвитку.

**Список літератури/References**

1. Яворський І. (2013) *Математичні моделі та аналіз стохастичних коливань*. Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Львів.  
Javorskyj, I. (2013) *Mathematical models and analysis of stochastic oscillations*. PMI, Lviv [in Ukrainian].
2. Яворський І., Юзефович Р., Личак О. та ін. (2022) Застосування методів біперіодично корельованих випадкових процесів для дослідження вібраційних сигналів зубчастих передач. Частина 1. Теоретичні аспекти. *Техн. діагност. та неруйнів. контроль*, **4**, 4–11. DOI: <https://doi.org/10.37434/tdnk2022.04.01>  
Javorskyj, I.M., Yuzefovych, R.M., Lychak, O.V., Slyepko, R.T., Varyvoda, M.Z., Semenov P.O. (2022) Diagnostics of gear pair damage using the methods of bi-periodically correlated random processes. Pt 1. Theoretical aspects of the problem. *Tech. Diagnost. ta Neruiviv. Kontrol*, **4**, 4–11. DOI: <https://doi.org/10.37434/tdnk2022.04.01> [in Ukrainian].
3. Юзефович Р., Яворський І., Личак О. та ін. (2023) Діагностика пошкоджень зубчастих пар методами біперіодично корельованих випадкових процесів. Частина 2. Дослідження вібраційних сигналів редуктора вітрогенератора. *Техн. діагност. та неруйнів. контроль*, **1**, 13–21. DOI: <https://doi.org/10.37434/tdnk2023.01.02>  
Yuzefovych, R.M., Javorskyj, I.M., Lychak, O.V. et al. (2023) Diagnostics of gear pair damage using the methods of biperiodically correlated random processes. Part 2. Investigation of vibration signals of the wind power generator

- gearbox. *Tech. Diagnost. ta Neruiviv. Kontrol*, **1**, 13–21. DOI: <https://doi.org/10.37434/tdnk2023.01.02> [in Ukrainian].
4. Wang, D., Zhao, X., Kou, L.-L. et al. (2019) A simple and fast guideline for generating enhanced/squared envelope spectra from spectral coherence for bearing fault diagnosis. *Mech. Syst. Signal Process.*, **122**, 754–768. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.12.055>
5. Obuchowski, J., Wyłomańska, A., Zimroz, R. (2014) Selection of informative frequency band in local damage detection in rotating machinery. *Mech. Syst. Signal Process.*, **48**, 138–152. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.03.011>
6. Antoni, J. (2007) Cyclic spectral analysis in practice. *Mech. Syst. Signal Process.*, **21**(2), 597–630. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2006.08.007>
7. Ho, D., Randall, R.B. (2000) Optimization of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals. *Mech. Syst. Signal Process.*, **14**, 763–788. DOI: <https://doi.org/10.1006/mssp.2000.1304>
8. Antoni, J., Borghesani, P. (2019) A statistical methodology for the design of condition indicators. *Mech. Syst. Signal Process.*, **114**, 290–327. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.05.012>
9. Hurd, H.L., Miamee, A. (2007) *Periodically correlated random sequences: Spectral theory and practice*. Wiley, New York.
10. Antoni, J. (2009) Cyclostationarity by examples. *Mech. Syst. Signal Process.*, **23**(4), 987–1036. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2008.10.010>
11. Napolitano, A. (2020) *Cyclostationary processes and time series: Theory, applications, and generalizations*. Elsevier, Academic Press.
12. Antoni, J., Borghesani, P. (2019) A statistical methodology for the design of condition indicators. *Mech. Syst. Signal Process.*, **114**, 290–327. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.05.012>
13. Randall, R.B., Antoni, J. (2011) Rolling element bearing diagnostics – A tutorial. *Mech. Syst. Signal Process.*, **25**(2), 485–520. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.07.017>
14. Patel, V.N., Tandon, N., Pandey, R.K. (2012) Defect detection in deep groove ball bearing in presence of external vibration using envelope analysis and Duffing oscillator. *Measurement*, **45**(5), 960–970. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2012.01.047>
15. Borghesani, P., Pennacchi, P., Ricci, R., Chatterton, S. (2013) Testing second order cyclostationarity in the squared envelope spectrum of non-white vibration signals. *Mech. Syst. Signal Process.*, **40**(1), 38–55. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.05.012>
16. Abboud, D., El Badaoui, M., Smith, W., Randall, B. (2019) Advanced bearing diagnostics: A comparative study of two powerful approaches. *Mech. Syst. Signal Process.*, **114**, 604–627. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.05.011>
17. Antoni, J., Randall, R.B. (2003) A stochastic model for simulation and diagnostics of rolling element bearings with localized faults. *ASME J. Vib. Acoust.*, **125**, 282–289. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1569940>
18. Sawalhi, N., Randall, R.B., Endo, H. (2007) The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis. *Mech. Syst. Signal Process.*, **31**(6), 2616–2633. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2006.12.002>
19. Borghesani, P., Pennacchi, P., Randall, R.B. et al. (2013) Application of cepstrum pre-whitening for the diagnosis of bearing faults under variable speed conditions. *Mech. Syst. Signal Process.*, **36**(2), 370–384. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.11.001>
20. Javorskyj, I., Yuzefovych, R., Matsko, I., Zakrzewski, Z. (2022) The least square estimation of the basic frequency

for periodically non-stationary random signals. *Digit. Signal Process.*, **122**, 103333. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.dsp.2021.103333>

21. Javorskyj, I., Yuzefovych, R., Lychak, O., Matsko, I. (2024) Hilbert transform for covariance analysis of periodically nonstationary random signals with high-frequency modulation. *ISA Transactions*, **144**, 452–481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2023.10.025>

## INVESTIGATION OF THE CORRELATION STRUCTURE OF THE VIBRATION SIGNAL OF THE DECANter BEARING ASSEMBLY

I.M. Javorskyj<sup>1,2</sup>, R.M. Yuzefovych<sup>1,3</sup>, O.V. Lychak<sup>1</sup>, B.R. Komarnytskyi<sup>1</sup>, R.I. Khmil<sup>3</sup>, O.Y. Smirnova<sup>3</sup>

<sup>1</sup>G.V. Karpenko Physico-Mechanical Institute of NASU. 5 Naukova Str., 79060, Lviv, Ukraine.

E-mail: [roman.yuzefovych@gmail.com](mailto:roman.yuzefovych@gmail.com)

<sup>2</sup>Bydgoszcz University of Sciences and Technology. 7, Prof. S. Kaliskiego Al., 85796, Bydgoszcz, Poland.

<sup>3</sup>Lviv Polytechnic National University. 12 S. Bandery Str., 79000, Lviv, Ukraine.

The correlation structure of the vibration signal of the decanter bearing assembly was analyzed using the theory and methods of statistics of periodically non-stationary random processes. Indicators for detecting and evaluating the propagation of the defects have been developed. The relationship between the width of the filtering bandwidth and the parameters of the amplitude spectrum of the signal variation was investigated. 21 Ref., 3 Tabl., 10 Fig.

*Keywords:* decanter, vibration, trial period, correlation function, spectral density, band filtering, defect development indicator

Отримано 02.05.2024

Отримано у переглянутому вигляді 22.05.2024

Прийнято 11.06.2024

### IX Міжнародна зварювальна виставка ExpoWELDING

Міжнародний конгрес-центр в Катовіце, Польща

15–17 Жовтня 2024



### 9<sup>th</sup> International Welding Fair ExpoWELDING

International Congress Centre in Katowice, Poland

15–17 October 2024

ExpoWELDING є найважливішою зварювальною виставкою в Польщі та однією з найкращих галузевих у даній галузі в Європі. Серед учасників виставки – представники провідних польських та міжнародних виробників зварювального обладнання, програмного забезпечення, робототехніки та автоматизації. Виставка – це чудова нагода розпочати та розширити ваші ділові відносини.

За традицією, центральне місце на виставці ExpoWELDING займає Міжнародна конференція зі зварювання, організована її головним спонсором: Łukasiewicz Research Network – Institute of Welding. Конференція є можливістю налагодити зв'язки між польською дослідницькою спільнотою та промисловими технологіями та інженерами, а також представити нові відкриття та оцінити поточний стан знань у галузі зварювання.

3300 спеціалістів галузі, майже 100 експонентів з 11 країн, 10 000 м<sup>2</sup> виставкової площі, 5 додаткових заходів, 63-я престижна міжнародна конференція зі зварювання – це була 8-а виставка ExpoWELDING у цифрах. Присутність лідерів зварювальної галузі та відомих гостей з провідних зварювальних установ робить ExpoWELDING особливо популярним серед спеціалістів галузі.

ExpoWELDING збирає представників таких галузей, як металургія, гірничодобувна промисловість, суднобудування, будівництво, залізничний транспорт, енергетика, харчова та автомобільна промисловість. Серед відвідувачів – спеціалісти зі зварювання, менеджери та інженери виробничих підприємств, які мають можливість ознайомитися з найновішими пристроями та технологіями, призначеними для промислових зварювальних процесів.

Демонстрація найновіших комплексних зварювальних рішень, а також інструментів, які покращують якість та ефективність, – це лише деякі з атракцій, які чекають на ExpoWELDING.

#### Тематика виставки:

- Зварювальне обладнання та апарати
- Зварювальні матеріали
- Роботизація та автоматизація зварювання
- Пристрої для різання
- Технічні гази
- Обладнання для охорони праці та захисту навколишнього середовища
- Термічна обробка

Виставка проходить у сучасному та престижному Міжнародному конгрес-центрі в Катовіце.

Детальніше: <https://www.expowelding.pl/2024>