

В.І. Лусь

Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна

СПОСІБ ОЦІНКИ ЗМІНИ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЕЦИЗІЙНИХ РОТОРНИХ СИСТЕМ ЗА ЗМІЩЕННЯМ ФАЗИ ВІБРОСТАНУ

Досліджено питання щодо прецизійних роторних систем про взаємозв'язок їх дисипативних характеристик зі змінами конструктивних параметрів. Ідентифіковано динамічну модель. Запропоновано варіаційне співвідношення, яке пов'язує зміни вектора фази механічного імпедансу реального об'єкта і відхилення дисипативних параметрів його математичної моделі. Розглянуто числовий приклад парціальної збірки прецизійних роторних систем, який підтверджує точність розрахунку.

Ключові слова: коливальна система, дисипативні властивості, математична модель, фазовий кут, імпеданс, матриця чутливості.

Постановка проблеми

Як показує досвід дослідження прецизійних роторних систем (ПРС), важливим показником якості складання є їх дисипативні характеристики [1, 2, 3, 4]. Якість складання серії однотипних об'єктів тим вища, чим менше поле допусків за розкидом дисипативних характеристик (рис. 1).

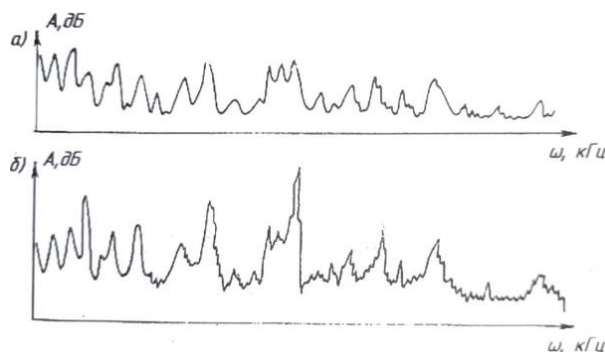


Рис. 1. Спектр власних вібрацій гіродвигуна при якісній (а) і неякісній (б) збірці ПРС

До того ж виявляється, що дисипативні параметри зазвичай найбільш чутливі до конструктивних змін, як порівняти, наприклад, з пружно-інерційними, і можуть бути використані також для діагностики об'єктів (рис. 2).

Такі величини, як добротність, площа петлі гістерезису та інші якісні оцінки дисипативних властивостей конструкції точно або наближено можуть бути зв'язані відомими співвідношеннями з коефіцієнтами при перших похідних від переміщень в диференціальних рівняннях коливань об'єкта в режимі вібродіагностики.

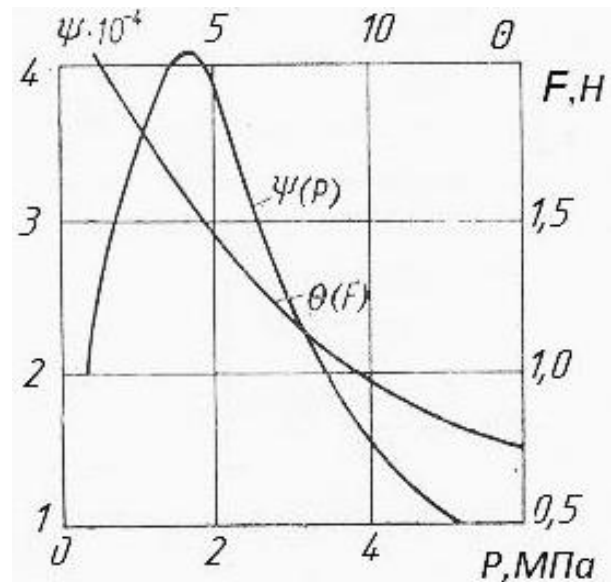


Рис. 2. Залежності площі петлі гістерезису від контактного тиску $\psi(P)$ і добротності від зусилля натягу підшипникових вузлів $\theta(F)$

Тож якщо відволіктись від тонкощів, пов'язаних з виявленням природи дисипативних сил в окремих елементах і вузлах ПРС, і припустити, що динамічна модель ідентифікована, а отже, є всі підстави вважати, що дисипативні параметри цієї моделі достатньо точно відображають локальні властивості конструкції, то питання про оцінку якості складання за дисипативними параметрами зведеться до вибору діагностичної прикмети, яка найбільше підходить до цього випадку і способу її виміру.

Будемо вважати, що такою прикметою є фазовий зсув між збудовальною силою і віброшвидкістю, з огляду на наступні міркування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Сучасні тенденції технічної діагностики поточного технічного стану системи пов'язані зі своєчасним виявленням та встановленням характеру розвитку дефекту в елементах системи, прогнозуванням моменту виникнення поступової функціональної відмови всієї контрольованої системи загалом та умов виникнення раптової відмови елемента системи [1, 2, 4, 5, 6]. Нині діагностика та ідентифікація механічних систем здійснюється переважно за вектором вібраційного стану. Проте через недостатні досконалості вимірювальної апаратури помилки вимірювання вектора вібраційного стану виявляються того ж порядку, що і параметричні збурення діагностованого об'єкта. З цього погляду більш точними є фазочастотні методи вимірювань, основна похибка яких не перевищує $0,03+0,1^\circ$, а в режимі оптимального квантування може досягати $0,0001^\circ$ [5].

Водночас, згідно з роботою [6], під фазовим кутом механічного імпедансу (ФМІ) будемо розуміти гострий кут між вектором імпедансу дисипативного елемента і уявною віссю, тобто кут між зовнішнім збуренням і віброшвидкістю. Такий вираз фазового кута відповідає апаратурній реалізації електро-механічної аналогії «сила – струм». Вимірювання ФМІ дає можливість найбільш повно використати переваги точних апаратурних методів одержання інформації.

Істотний недолік всіх наявних методів і способів діагностування технічного стану контрольованої системи і дефектоскопічного аналізу її елементів полягає в тому, що здійснюється діагностування дефектів, що вже з'явилися, а не діагностування умов їх виникнення. Велика кількість методів та способів діагностування технічного стану роторних електромеханічних систем ґрунтується на вивченні в них коливальних процесів. Тому розробка нового методу діагностування технічного стану електромеханічних систем, що дозволяє оцінювати вплив технологічних похибок виготовлення та складання елементів роторної системи на нерівномірність зносу, є наразі також актуальною [5, 7, 8].

Мета статті

Задачу оцінки збурень дисипативних параметрів будемо розв'язувати, використовуючи загальний підхід теорії інверсної чутливості [5, 7, 9]: за відомими функціями чутливості і вимірюванням збурень ФМІ визначимо відхилення дисипативних параметрів квазіконсервативних лінійних механічних систем, тобто визначимо причини конструктивно-технологічних змін якості об'єкта. У цьому разі зміна ФМІ передбачається невеликою.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо механічну коливальну систему (МКС) виду:

$$A\ddot{X} + B\dot{X} + CX = f, \quad (1)$$

де $A, B, C \in R^{n \times n}$ – матриці інерції, дисипації і жорсткості, відповідно;

X – вектор вібраційного стану, $X \in R^n$;

f – вектор зовнішніх збурень, $f \in R^l$ ($1 \leq l$).

Для системи (1) введемо матрицю механічного імпедансу, відповідну визначеній частоті збурення:

$$z = B + j\lambda_i A - jC / \lambda_i, \quad z \in R^{n \times n}. \quad (2)$$

Вираз (2) містить два частотно-залежних доданки. Для приведення цього виразу до одного введемо безрозмірний «розлад» частот:

$$v_i = \lambda_i / \lambda_{0i} - \lambda_{0i} / \lambda_i, \quad (3)$$

де λ_{0i} – одна із власних частот МКС.

Тоді вираз (2) набуде такого вигляду:

$$z = B + j\lambda_{0i} v_i A. \quad (4)$$

Із виразу (4) визначимо матрицю фаз механічного імпедансу:

$$\varphi = B^{-1} \lambda_{0i} v_i A; \varphi \in R^{n \times n}. \quad (5)$$

У резонансній області «розлад» частот дорівнює подвоєному значенню девіації частоти відносно її резонансного значення [2]:

$$v_i = 2(\lambda_i - \lambda_{0i}) / \lambda_{0i}. \quad (6)$$

Враховуючи незначну величину кутів втрат і використовуючи співвідношення (6), одержимо вираз для матриці фаз механічного імпедансу у вигляді:

$$\varphi = 2(\lambda_i - \lambda_{0i}) B^{-1} A. \quad (7)$$

Далі із матриці фази необхідно сформувати вектор фази механічного імпедансу (ВФМІ). Зважаючи на досвід експлуатації і аналізу механічних коливальних систем, для однієї власної частоти не видається можливим сформувати вектор фази такої розмірності, як розмірність вектора дисипативних параметрів, тому що на власній частоті виділяється лише визна-

чена форма руху. Тому зміна більшості дисипативних параметрів буде інваріантною до зміни всієї матриці фази для частоти, яка розглядається. Отже, найбільш доцільно формувати ВФМІ за компонентами, відповідними різним власним частотам системи. ВФМІ повинен мати ту ж розмірність, що і вектор оцінюваних дисипативних параметрів системи.

Нехай φ – номінальний вектор ВФМІ; $\delta\varphi$ – вектор варіації ФМІ; $\tilde{\varphi}, \delta\tilde{\varphi}$ – відповідні вектори фізичного об'єкта; q – номінальний вектор дисипативних параметрів математичної моделі; δq – вектор змін параметрів стану моделі; $\delta\tilde{q}$ – вектор змін дисипативних параметрів об'єкта (усі вектори належать області R^n).

Якщо відображення $f: \varphi \rightarrow q$ гоморфне, то справедливими будуть наступні співвідношення:

$$d\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial q} dq = Udq; \quad (8)$$

$$\partial\varphi = U\delta q, \quad (9)$$

$$I = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\delta\tilde{\varphi} - \delta\varphi)^T \otimes (\delta\tilde{\varphi} - \delta\varphi)^T d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\delta\tilde{\varphi}^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T - \delta\varphi^T \otimes \delta\varphi^T - \delta\tilde{\varphi}^T \otimes \delta\varphi^T + \delta\varphi^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T) d\varphi. \quad (12)$$

Функціонал (12) характеризує ступінь близькості ВМФІ $\tilde{\varphi}$ фізичного об'єкта і відповідного вектора

де U – шукана матриця чутливості:

$$U = \begin{bmatrix} \frac{\partial \varphi_1}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \varphi_1}{\partial q_n} \\ \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \varphi_n}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \varphi_n}{\partial q_n} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Від диференційного співвідношення (8) перейдемо до інтегрального співвідношення:

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_1} d\varphi = \int_{q_1}^{q_2} Udq. \quad (11)$$

Для розв'язання задачі діагностування скористаємося, як і раніше, скалярним критерієм якості. Тоді функціонал буде мати такий вигляд:

математичної моделі. Відповідно до виразів (9) і (11), функціонал (12) можна записати у такому вигляді:

$$I = \int_{q_1}^{q_2} (\delta\tilde{\varphi}^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T) Udq - \int_{q_1}^{q_2} [(U\delta q)^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T] Udq - \int_{q_1}^{q_2} [\delta\tilde{\varphi}^T \otimes (U\delta q)^T] Udq + \int_{q_1}^{q_2} [(U\delta q)^T \otimes (U\delta q)^T] Udq. \quad (13)$$

Необхідною умовою екстремуму функціоналу (13) є рівняння:

$$\partial I / \partial q = 0. \quad (14)$$

Диференціюючи почленно співвідношення (13) за вектором параметрів q , одержуємо наступні вирази:

$$\frac{\partial}{\partial q} \left[\int_{q_1}^{q_2} (\delta\tilde{\varphi}^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T) Udq \right] = U^T (\delta\tilde{\varphi}^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T); \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial q} \left\{ \int_{q_1}^{q_2} [(U\delta q)^T \otimes \delta\tilde{\varphi}^T] Udq \right\} = 2U^T [\delta\tilde{\varphi} \otimes (U\delta q)]; \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial q} \left\{ \int_{q_1}^{q_2} [\delta\tilde{\varphi}^T \otimes (U\delta q)^T] Udq \right\} = 2U^T [\delta\tilde{\varphi} \otimes (U\delta q)]; \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial q} \left\{ \int_{q_1}^{q_2} [(U\delta q)^T \otimes (U\delta q)^T] Udq \right\} = 3U^T [(U\delta q) \otimes (U\delta q)]. \quad (18)$$

Групуємо співвідношення (15)–(18) і одержуємо такий вираз:

$$U^T (\delta\tilde{\varphi} \otimes \delta\tilde{\varphi}) - 4U^T [\delta\tilde{\varphi} \otimes (U\delta q)] + 3U^T [(U\delta q) \otimes (U\delta q)] = 0. \quad (19)$$

Враховуючи, що матриця U^T не особлива, і множаючи всі доданки співвідношення (19) на матрицю U^{-T} зліва, остаточно отримуємо:

$$3(U\delta q) \otimes (U\delta q) - 4\delta\tilde{\varphi} \otimes (U\delta q) + \delta\tilde{\varphi} \otimes \delta\tilde{\varphi} = 0. \quad (20)$$

Співвідношення (20) є основним варіаційним співвідношенням, яке дозволяє за невеликим зміщенням ВФМІ фізичного об'єкта $\delta\tilde{\varphi}$ оцінити зміни вектора дисипативних параметрів математичної моделі δq , визначивши попередньо матрицю чутливості за формулою (10) і власні частоти системи.

Як приклад розглянемо задачу діагностики дисипативних параметрів МКС з двома ступенями свободи, схема якої показана на рис. 3 (динамічна модель складена для двох ідентичних статорів малодобротних ПРС).

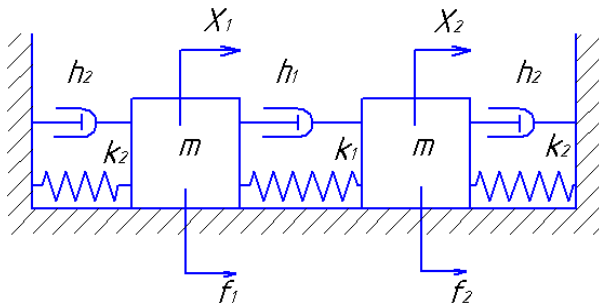


Рис. 3. Механічна коливальна система з двома ступенями свободи (при наявності сил тертя)

Рівняння руху цієї системи мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 + (h_1 + h_2)\dot{x}_1 - h_1\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_1x_2 &= f_1; \\ m\ddot{x}_2 - h_1\dot{x}_1 + (h_1 + h_2)\dot{x}_2 - k_1x_1 + (k_1 + k_2)x_2 &= f_2. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Необхідним етапом діагностики є визначення власних частот. Для цього розглянемо однорідну частину системи (21), яку представимо у матричній формі:

$$\left[\begin{array}{cc} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{array} \right] = \frac{2m}{h_2(2h_1 - h_2)} \left(\sqrt{\frac{k_2}{m} - \frac{h_2^2}{4m^2}} - \lambda_{01} \right) \times \left[\begin{array}{cc} (h_1 + h_2) & h_1 \\ h_1 & (h_1 + h_2) \end{array} \right];$$

$$\left[\begin{array}{cc} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{array} \right] = \frac{2m}{h_2(2h_1 - h_2)} \times \left(\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}} - \lambda_{02} \right) \left[\begin{array}{cc} (h_1 + h_2) & h_1 \\ h_1 & (h_1 + h_2) \end{array} \right]. \quad (27)$$

Із виразів (27) видно, що матриця фаз механічного імпедансу першого рівняння є інваріантною до зміни дисипативного параметра для власної частоти λ_{01} . Тому будемо оцінювати зміну дисипативного параметра h_2 на власній частоті λ_{01} за фазою φ_{11} і лінійною комбінацією дисипативних параметрів h_1 і h_2 на власній частоті λ_{02} за фазою φ_{12} , тобто ВФМІ

$$A\ddot{X} + B\dot{X} + CX = 0, \quad (22)$$

$$\text{де } A = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} (h_1 + h_2) & -h_1 \\ -h_1 & (h_1 + h_2) \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_1 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) \end{bmatrix}.$$

У цьому випадку можна знайти аналітичні вирази власних частот, переходячи в рівнянні (22) до нормальних координат за допомогою лінійного перетворення:

$$Y = TX, \quad (23)$$

$$\text{де } T = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix}.$$

де T – неособлива матриця виду:

Зробивши заміну змінної у виразі (22), одержимо:

$$AT^{-1}\ddot{Y} + BT^{-1}\dot{Y} + CT^{-1}Y = 0. \quad (24)$$

Рівняння (24) можна представити у вигляді двох незалежних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y}_1 + h_2\dot{y}_1 + k_2y_1 &= 0; \\ m\ddot{y}_2 + (2h_1 + h_2)\dot{y}_2 + (2k_1 + k_2)y_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Із рівнянь системи (25) одержимо вирази для власних частот:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{01} &= \sqrt{k_2/m - h_2^2/4m^2}; \\ \lambda_{02} &= \sqrt{(2k_1 + k_2)/m - (2h_1 + h_2)^2/4m^2}. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

При $m = 2$ кг; $k_1 = 30000$ Н/м; $k_2 = 20000$ Н/м; $h_1 = 90$ кг/с; $h_2 = 130$ кг/с; $\lambda_{01} = 94,571$ с⁻¹; $\lambda_{02} = 184,374$ с⁻¹ значення власних частот для цієї ж системи без демпфування, відповідно, дорівнюють $\lambda_{01}^* = 100\dot{n}^{-1}$, $\lambda_{02}^* = 200\dot{n}^{-1}$, тобто демпфування доволі значно (у цьому випадку на 5–6 %) змінює значення власних частот.

Відповідно до виразу (7), визначимо матриці фаз механічного імпедансу для частот λ_{01} і λ_{02} :

$$\text{буде мати вигляд } \varphi^T = [\varphi_1 \quad \varphi_2];$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{2m(h_1 + h_2)}{h_2(2h_1 + h_2)} \left(\sqrt{\frac{k_2}{m} - \frac{h_2^2}{4m^2}} - \lambda_{01}; \right. \\ \varphi_2 &= \frac{2mh_1}{h_2(2h_1 + h_2)} \left(\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}} - \lambda_{02} \right). \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Нехай при експериментальних вимірах в результаті зміни дисипативних параметрів об'єкта зафіксований фазовий зсув, який дорівнює $1,2^\circ$ для фази $\tilde{\varphi}_1$ і $1,4^\circ$ для фази $\tilde{\varphi}_2$, тобто $\delta\varphi^T = 10^{-2} [2,09 \ 2,44]$. Продиференціювавши співвідношення (28) і підставивши в них числові значення номінальних параметрів системи, визначимо матрицю чутливості ВФМІ до зміни дисипативних параметрів. Вираховуємо похідні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varphi_1}{\partial h_1} &= 0; \\ \frac{\partial \varphi_1}{\partial h_2} &= -\frac{h_1 + h_2}{2m(2h_1 + h_2)\sqrt{\frac{k_2}{m} - \frac{h_2^2}{4m^2}}}; \\ \frac{\partial \varphi_2}{\partial h_1} &= -\frac{h_1}{mh_2\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}}}; \\ \frac{\partial \varphi_2}{\partial h_2} &= -\frac{h_1}{2mh_2\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}}}. \end{aligned} \quad (29)$$

І одержуємо:

$$U = -\frac{1}{m} \times \begin{bmatrix} 0 & \frac{h_1 + h_2}{2(2h_1 + h_2)\sqrt{\frac{k_2}{m} - \frac{h_2^2}{4m^2}}} \\ \frac{h_1}{h_2\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}}} & \frac{h_1}{2h_2\sqrt{\frac{2k_1 + k_2}{m} - \frac{(2h_1 + h_2)^2}{4m^2}}} \end{bmatrix}. \quad (30)$$

При складанні матриці чутливості бралось до уваги те, що в системі рівнянь (28) вирази, розміщені в дужках, тотожно дорівнюють нулю при номіна-

льних значеннях параметрів.

Підставляючи числові значення у вираз (30), одержуємо:

$$U = -0,5 \begin{bmatrix} 0 & 0,00381 \\ 0,0037 & 0,001875 \end{bmatrix} = -0,9375 \cdot 10^{-3} \begin{bmatrix} 0 & 2,032 \\ 2 & 1 \end{bmatrix}. \quad (31)$$

Представимо в числовій формі рівняння (20):

$$\begin{aligned} & 3(-0,9375 \cdot 10^{-3} \begin{bmatrix} 0 & 2,032 \\ 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta h_1 \\ \delta h_2 \end{bmatrix}) \otimes (-0,9375 \cdot 10^{-3} \times \\ & \times \begin{bmatrix} 0 & 2,032 \\ 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta h_1 \\ \delta h_2 \end{bmatrix}) - 4 \left(10^{-2} \begin{bmatrix} 2,09 \\ 2,44 \end{bmatrix} \right) \otimes (-0,9375 \cdot 10^{-3} \begin{bmatrix} 0 & 2,032 \\ 2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta h_1 \\ \delta h_2 \end{bmatrix}) + \\ & + (10^{-2} \begin{bmatrix} 2,09 \\ 2,44 \end{bmatrix}) \otimes (10^{-2} \begin{bmatrix} 2,09 \\ 2,44 \end{bmatrix}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (32)$$

Розкриваючи рівняння (32), одержуємо таку систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} 0,9375 \cdot 2,032 \delta h_2 &= -20,9 / 3; \\ 0,9375(2\delta h_1 + \delta h_2) &= -24,4 / 3. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

З цієї системи визначаємо виміри дисипативних параметрів: $\delta h_1 = -6,166; \delta h_2 = -3,657$.

Одержаний результат легко перевірити. Для цього записуємо точний вираз для фази механічного імпедансу, відповідного власним частотам λ_{01} і λ_{02} :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{\lambda_1^2 m - k_2}{\lambda_1 h_2} = -\frac{h_2}{4m\sqrt{k_2/m - h_2^2/4m^2}}; \\ \varphi_2 &= \frac{\lambda_2^2 m - (2k_1 + k_2)}{\lambda_2(2h_1 + h_2)} = -\frac{2h_1 + h_2}{4m\sqrt{(2k_1 + k_2)/m - (2h_1 + h_2)^2/4m^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

Визначимо значення фазових кутів для резонансних частот за формулами (34), підставивши в них номінальне значення параметрів: $\varphi_1 = -0,188$ рад; $\varphi_2 = -0,210$ рад. Далі визначимо ВФМІ для змінених дисипативних параметрів: $h_1 = 83,834$; $h_2 = 126,343$. Тоді значення ВФМІ стануть такими: $\varphi = [-0,021-0,1856]$ або $\delta\varphi_1 = 0,0209$ рад; $\delta\varphi_2 = 0,0244$ рад.

Точні значення варіацій ВФМІ пояснюються тим, що було задане порівняно невелике значення зміни ВФМІ.

Висновки

Отже, запропоноване варіаційне співвідношення, яке пов'язує зміни ВФМІ реального об'єкта і відхилення дисипативних параметрів його математичної моделі, дозволяє з достатнім ступенем точності проводити діагностику дисипативних параметрів. Розглянутий числовий приклад парціальної збірки ПРС підтверджує точність розрахунку. Особливого значення ця обставина набуває при виготовленні виробів авіаційної та космічної техніки. Слід зазначити також, що наявні методи аналізів не дають можливість скласти уявлення про характер сумарного вимірюваного сигналу та його структуру [9, 10, 11]. Тому в роботі вирішується завдання розробки методу діагностування контрольованого технічного стану роторної електромеханічної системи на основі виділення найбільш інформативних діапазонів вихідного сигналу з метою підвищення достовірності діагностування. Сучасні тенденції достовірності діагностування технічного стану контрольованих електромеханічних систем спрямовані на використання мікропроцесорних діагностичних пристроїв та обчислювальної техніки для обробки інформаційних сигналів [12].

Література

1. *Вибрации роторных систем* / К.М. Рагульскис, Р.А. Ионушас, А.К. Бакишис, Р.А. Дашевский. Вильнюс, Моклас, 1976. -232 с.
2. Baines, N. (1987). *Modern vibration analysis in condition monitoring*. // *Noise and vibration control worldwide*. vol. 18, № 5. – 151 p.
3. Martin, Angelo (1987). *Vibration Monitoring of machines*. / *Technical Review*. 1987. № 1. *Bruel I Kjaer*, p. 36.
4. *Vibration and wear in high speed rotating machinery*. – *Dordrecht etc.: Kluwer Acad.*, 1990. - 6, – 852 p. Vol. 174.
5. Генкин М.Д., Соколова А.Г. *Виброакустическая диагностика машин и механизмов*. - М., Машиностроение, 1987, - 288 с.
6. Скучик Е. *Простые и сложные колебательные системы*. - М.: Мир, 1971. - 236 с.
7. Лусь В.І. «До оцінки конструктивно-технологічних змін параметрів прецизійної роторної системи по заданим функціям чутливості і девіації спектру власних частот». *Комунальне господарство міст. Науково-*

технічний збірник, серія: технічні науки та архітектура, випуск 3 (177), 2023. – 15-20 с.

8. Ewets, Tohn A. Pickett & Ronald, M. (1982). *Evaluation of diagnostic systems: Methods from signal detection theory*. – *New York etc.: Acad. Press*.
9. *Методы теории чувствительности в автоматическом управлении* / Под ред. Е.Н. Розенвассера, Р.М. Юсупова. Л.: Энергия, 1971. - 344 с.
10. Staszewski, W. J. (2000). *Wavelets for mechanical and structural damage identification/ – Gdansk*. – 175 p.
11. Bogus, W., Dzygadło, Z. & Rogula, D. (1992). *Vibrations*. *Et al.* – *Warszawa: PWN; Dordrecht et al.; Kluwer acad. publ.*, - 13. – 488 p.
12. «Вібрації в техніці та технологіях», XVII Міжнародна науково-технічна конференція 11-12 жовтня 2018 р., тези доповідей. - Дрогобич: Посвіт, 2018 - 143 с.

References

1. Ragulskis, R.A., Jonushas, A.K. Bakshis, R.A. & Dashevsky (1976) *Vibrations of rotor systems/ Vilnius, Moklas*, 232.
2. Baines, N. (1987). *Modern vibration analysis in condition monitoring*. // *Noise and vibration control worldwide*. vol. 18, № 5. – 151 p.
3. Martin, Angelo (1987). *Vibration Monitoring of machines*. / *Technical Review*, 1987. № 1. *Bruel I Kjaer*, p. 36.
4. *Vibration and wear in high speed rotating machinery*. – *Dordrecht etc.: Kluwer Acad.*, 1990. - 6, – 852 p. Vol. 174.
5. Genkin, M.D., Sokolova, A.G. (1987) *Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms*. - M., *Mechanical Engineering*, 288.
6. Skuchik, E. (1971) *Simple and complex oscillatory systems*. - M.: *Mir*, 236.
7. Lus, V. (2023) “Before assessing design and technological changes in the parameters of a precision rotor system based on specified sensitivity functions and deviations in the power frequency spectrum.” *Communal gospodarstvo mist. Scientific and technical collection, series: technical sciences and architecture, issue 3 (177)*, 15-20.
8. Ewets, Tohn A. Pickett & Ronald, M. (1982). *Evaluation of diagnostic systems: Methods from signal detection theory*. – *New York etc.: Acad. Press*.
9. Yusupova, R.M. (1971) *Methods of sensitivity theory in automatic control* / Ed. E.N. Rosenwasser, L.: *Energy*, 344.
10. Staszewski, W. J. (2000). *Wavelets for mechanical and structural damage identification/ – Gdansk*. – 175 p.
11. Bogus, W., Dzygadło, Z. & Rogula, D. (1992). *Vibrations*. *Et al.* – *Warszawa: PWN; Dordrecht et al.; Kluwer acad. publ.*, -13. – 488 p.
12. "Vibrations in engineering and technology"(2018), *XVIII International Scientific and Technical Conference October 11-12, 2018: abstracts of reports*. - *Drohobych: Posvit*, 143.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. І.М. Рябченко, Харківський національний університет радіоелектроніки, Україна.

Автор: ЛУСЬ Володимир Іванович
кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри цифрового моделювання і графіки
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – vladimirpilot2018@gmail.com

METHOD OF ASSESSING THE CHANGE IN DESIGN PARAMETERS OF PRECISION ROTARY SYSTEMS BY THE PHASE SHIFT OF THE VIBRATION STATE

V. Lus

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine

The article examines the issue of precision rotary systems (PRS) and the relationship between their dissipative characteristics and changes in design parameters, which is applicable for assessing the quality of their assembly and diagnosing objects in general.

We identified a dynamic model, the dissipative parameters of which sufficiently accurately reflect the local properties of the structure. The question of assessing the quality of assembly by dissipative parameters comes down to the choice of the diagnostic sign that is most suitable for this case and the method of its measurement. Such a sign is a phase shift between the disturbance force and the vibration velocity. From this point of view, phase-frequency measurement methods are generally more accurate, which allows using the advantages of precise hardware methods to obtain information to the fullest extent.

The proposed variation ratio, which connects the changes in a real object's phase vector of the mechanical impedance (PVMI) and the deviation of the dissipative parameters of its mathematical model, makes it possible to diagnose the dissipative parameters with a sufficient accuracy degree. The considered numerical example of a partial assembly of precision rotary systems confirms the accuracy of the calculation.

Thus, the proposed variation ratio, which connects the changes in the PVMI of a real object and the deviation of the dissipative parameters of its mathematical model, allows for the diagnosis of the dissipative parameters with a sufficient accuracy degree. The considered numerical example of a partial assembly of the PRS confirms the accuracy of the calculation. This fact is of particular importance in manufacturing aviation and space technology products. We should also note that the existing analysis methods do not provide an opportunity to form an idea about the nature of the total measured signal and its structure. Therefore, the work solves the task of developing a method for diagnosing the controlled technical condition of a rotary electromechanical system based on the selection of the most informative ranges of the output signal to increase the reliability of diagnosis.

Keywords: *oscillatory system, dissipative properties, mathematical model, phase angle, impedance, sensitivity matrix.*