

В.І. Лусь

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

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ КОМПЛЕКСНИХ КОНТАКТНИХ З'ЄДНАНЬ ПРЕЦИЗІЙНИХ РОТОРНИХ СИСТЕМ

*Досліджено питання визначення стану комплексних контактних з'єднань прецизійних роторних систем на прикладі симетричних конструкцій із суміщеними шарикопідшипниковими опорами.*

*Діагностовано відповідність осьової жорсткості шарикопідшипникових опор їх номінальним значенням. Розглянута динамічна модель вузла і визначені функції впливу.*

**Ключові слова:** *конструкція, пресо-різьбове з'єднання, динамічні параметри, структурна модель, деформація, частота і амплітуда коливань, чутливість динамічних параметрів, вібраційна характеристика, функції впливу.*

### Постановка проблеми

В будь-якій збірній конструкції параметри системи в процесі складання можуть відрізнитись від розрахункових значень і змінюватись в процесі експлуатації. Для того щоб передбачити наслідки цього, необхідно знати реакцію системи на ці зміни.

При цьому в багатьох випадках практично неможливо оцінити експериментально вплив параметрів на поведінку системи. Тому виникає необхідність вивчення і аналізу впливу змін параметрів на властивості системи аналітичним шляхом, тобто по відомій математичній моделі системи. Для розв'язання поставленої задачі найбільш прийнятними є методи теорії чутливості [1, 2].

В прецизійному електромашинобудуванні можна відмітити тенденції до все більш широкого використання симетричних конструкцій із суміщеними шарикопідшипниковими опорами. В якості основних конструкційних елементів системи можна виділити такі: вал з напресованим ротором, два статори і корпус. Основні елементи системи і їх зв'язки можна представити у вигляді коливальної системи із зосередженими параметрами, які мають декілька ступенів свободи. При цьому передбачається, що об'єкт діагностики розглядається разом з пристроєм кріплення до вібробуджувача, який складається із штока, рамки і пристрою для кріплення вібродатчика.

Визначення функцій чутливості для такого виду з'єднань експериментальним шляхом представляє собою складну технологічну задачу.

Тому, для діагностики відповідності осьової жорсткості шарикопідшипникових опор номінальним значенням, доцільно розглянути динамічну модель вузла і вирахувати функції впливу параметрів системи.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Швидкісні роторні системи, які у великих обсягах застосовуються в техніці (наприклад, гіроскопи), в реальних умовах працюють під впливом механічних вібрацій, які значно знижують точність системи. Природа вібрацій ротора електродвигуна, яка викликається вібраціями корпусу, характеризується жорсткістими і демпферуючими характеристиками системи, постійними і змінними складовими моментами сил опору обертання ротора в опорах, осьовими і радіальними коливаннями центру важкості і рядом інших характеристик. Аналітичне дослідження динаміки таких систем є дуже складною задачею але визначення функцій чутливості для такого виду з'єднань експериментальним шляхом представляє собою іще набагато складнішу технологічну задачу, тому їх характеристики доцільно одержувати різними методами ідентифікації [3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11].

### Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми

У промисловому устаткуванні, де вимоги до надійності і точності, при зменшенні маси і габаритів, все більше зростають, вживання нових технологій бажане, а інколи просто необхідне. Створення роторних машин нових поколінь формує нові вимоги до підшипникових вузлів, а саме:

1. Виконання нових функціональних завдань контролю і діагностики параметрів.

2. Забезпечення надвисоких швидкостей обертання ротора з мінімальними енерговитратами, максимальними показниками стійкості, надійності і екологічної чистоти, що гарантує досягнення високого рівня конкурентоспроможності.

3. Можливість здобуття прецизійних рухів ротора з метою реалізації нових перспективних мікро-

і нанотехнологій.

4. Реалізація інтелектуальної поведінки роторної системи в умовах невизначеності зовнішнього середовища, зокрема, при виникненні автоколивальних режимів, параметричних і хаотичних коливань.

5. Забезпечення обертальних і поступальних рухів елементів роторної системи по складних траєкторіях і законах зміни параметрів.

6. Реалізація складних кінематичних структур роторно-опорних вузлів машин нових поколінь, що забезпечують якісно вищі показники.

### Мета статті

Головною метою цієї роботи є визначення відповідності осьової жорсткості шарикопідшипникових опор їх номінальним значенням. Розглянута динамічна модель вузла і визначені функції впливу параметрів системи на якісні показники.

### Виклад основного матеріалу

Прецизійна роторна система (ПРС) при збу-

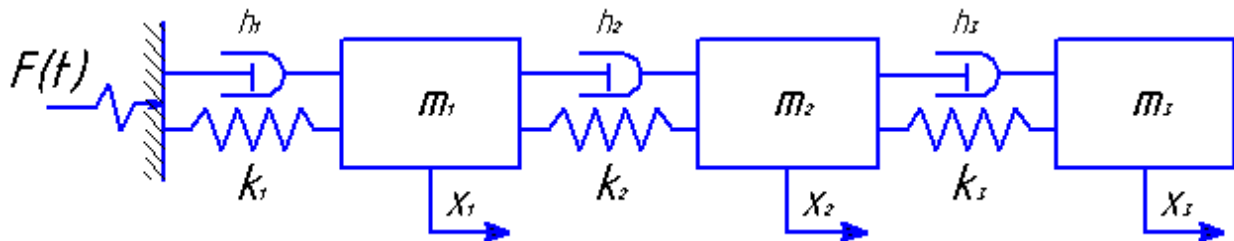


Рис. 1. Розрахункова схема спрощеної моделі ПРС

Введемо в систему рівнянь (1) безрозмірні параметри:

$$\left. \begin{aligned} \bar{F} = Fa; x_i = \zeta_i a; t = a\tau; \alpha_1 = ah_1/m_1; \alpha_2 = ah_2/m_2; \\ \alpha_3 = ah_3/m_3; \alpha_4 = ah_3/m_2; \alpha_5 = ah_2/m_1; \beta_1 = \alpha^2 k_1/m_1; \} (2) \\ \beta_2 = \alpha^2 k_2/m_2; \beta_3 = \alpha^2 k_3/m_3; \beta_4 = \alpha^2 k_3/m_2; \beta_5 = \alpha^2 k_2/m_1, \\ \text{де } \alpha = 10^{-3} \text{ с; } a = 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned} \right\}$$

Визначивши зовнішнє збурення у вигляді

$$\bar{F}(t) = \bar{F} \sin p_1 \tau \quad (3)$$

де  $p_1$  – кругова частота зовнішнього збурення, і вводячи заміну перемінних:

$$A = \begin{bmatrix} \beta_1 + \beta_5 - p^2 & -\alpha_1 p - \alpha_5 p & -\beta_5 & \alpha_5 p & 0 & 0 \\ \alpha_1 p + \alpha_5 p & \beta_1 + \beta_5 - p^2 & -\alpha_5 p & -\beta_5 & 0 & 0 \\ -\beta_2 & \alpha_2 p & \beta_4 + \beta_2 - p^2 & -\alpha_2 p - \alpha_4 p & -\beta_4 & \alpha_4 p \\ -\alpha_2 p & -\beta_2 & \alpha_2 p + \alpha_4 p & \beta_4 + \beta_2 - p^2 & -\alpha_4 p & -\beta_4 \\ 0 & 0 & -\beta_3 & \alpha_3 p & \beta_3 - p^2 & -\alpha_3 p \\ 0 & 0 & -\alpha_3 p & -\beta_3 & \alpha_3 p & \beta_3 - p^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

дженні її коливальною силою в осьовому напрямі розглядається у виді розрахункової схеми (рис. 1) і може бути описана системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + h_1 \dot{x}_1 + h_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = h_1 \bar{F} + k_1 \bar{F}; \\ m_2 \ddot{x}_2 + h_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + h_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_2 (x_1 - x_2) + k_3 (x_2 - x_3) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + h_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_3 (x_3 - x_2) = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

де  $x_i$  – координата переміщення  $i$ -ї маси;  $m_1, m_2, m_3$  – маси корпусу ПРС і платформи кріплення, статора і ротора відповідно;  $k_1, k_2, k_3$  – коефіцієнти осьової жорсткості мембрани віброзбуджувача, віток рамки ПРС і осьової жорсткості шарикопідшипників відповідно;  $h_1, h_2, h_3$  – коефіцієнти демпфування відповідних коливальних контурів;  $\bar{F}$  – амплітуда зовнішнього збурення.

$$F = \sin p\tau; \bar{F} = F/a; p = p_1 a,$$

представимо розв'язок системи рівнянь (1) у вигляді

$$\zeta_i = f_i \sin p\tau + g_i \cos p\tau \quad (4)$$

В результаті чого одержимо рівняння у матричній формі

$$A\bar{x} = \bar{F} \quad (5)$$

де  $A$  – матриця (6х6) буде мати такий вигляд

$$\bar{x} = \begin{bmatrix} f_1 \\ g_1 \\ f_2 \\ g_2 \\ f_3 \\ g_3 \end{bmatrix}; \bar{F} = \begin{bmatrix} \beta_1 F \\ \alpha_1 p F \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Із системи (5) можна одержати характеристичні рівняння, допускаючи як окремий випадок  $F=0$ , або в матричному вигляді  $A=0$ . Розв'язання системи рівнянь по методу Крамера призводить до розрахункових значень резонансних частот часткової збірки вузла. Хай, наприклад, числові значення параметрів дорівнюють:  $m_1=1,8$  кг;  $m_2=0,7$  кг;  $m_3=1,5$  кг;  $h_1=50$  Нс/м;  $h_2=30$  Нс/м;  $h_3=100$  Нс/м;  $k_1=0,7 \cdot 10^7$  Н/м;  $k_2=1,46 \cdot 10^7$  Н/м;  $k_3=0,807 \cdot 10^7$  Н/м;  $\alpha_1=0,033$ ;  $\alpha_2=0,06$ ;

$\alpha_3=0,1$ ;  $\alpha_4=0,2$ ;  $\alpha_5=0,02$ ;  $\beta_1=33,3$ ;  $\beta_2=25,2$ ;  $\beta_3=4,07$ ;  $\beta_4=8,14$ ;  $\beta_5=8,4$ .

Близька відповідність розрахункової і експериментальної амплітудно-частотних характеристик (рис. 2) моделі та об'єкта вказує на достатньо адекватний аналітичний опис динаміки вузла в осьовому напрямі.

$$\bar{\xi} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \end{bmatrix}; A = E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} \alpha_1 + \alpha_5 & -\alpha_5 \\ -\alpha_2 & \alpha_2 + \alpha_4 \\ 0 & -\alpha_3 \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} \beta_1 + \beta_3 & -\beta_3 & 0 \\ -\beta_2 & \beta_2 + \beta_4 & -\beta_4 \\ 0 & -\beta_3 & \beta_3 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

де  $\bar{\xi}$  - вектор безрозмірних переміщень;  $E$  - одинична матриця;  $B$  і  $C$  - матриця коефіцієнтів демпфірування і жорсткості динамічної моделі відповідно.

Визначаючи розв'язання для системи (7) у вигляді

$$\bar{\xi} = \bar{V} e^{\lambda t}, \quad (9)$$

де  $\lambda$  - характеристичний показник;  $\bar{V}$  - вектор власних форм, одержимо характеристичне рівняння і вигляді

$$\det(A\lambda^2 + B\lambda + C) = 0. \quad (10)$$

Задача визначення коренів характеристичного рівняння (10) зводиться до визначення власних значень матриці  $G$ , складеної із матриць  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , по слідуючому правилу:

$$G = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A^{-1}C & A^{-1}B \end{bmatrix} \quad (11)$$

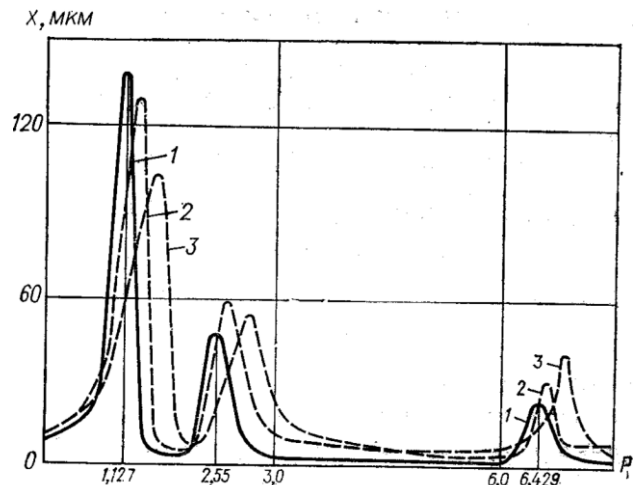


Рис.2. Розрахункова (1) та експериментальні (2, 3) амплітудно-частотні характеристики спрощеної моделі збірки ПРС ( $A = \sqrt{f^2 + g^2}$ )

Власні частоти системи при визначенні функцій чутливості визначаються із рівняння в безрозмірних параметрах в матричному виді

$$A\ddot{\xi} + B\dot{\xi} + C\xi = 0. \quad (7)$$

тут

або в розгорнутому виді

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\beta_1 - \beta_5 & \beta_5 & 0 & \alpha_1 + \alpha_5 & -\alpha_5 & 0 \\ \beta_2 & -\beta_2 - \beta_4 & \beta_4 & -\alpha_2 & \alpha_2 + \alpha_4 & -\alpha_4 \\ 0 & \beta_3 & -\beta_3 & 0 & -\alpha_3 & \alpha_3 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Власні значення матриці  $G$  в безрозмірному виді дорівнюють (див. рис. 2):

$p_1=1,127$ ;  $p_2=2,55$ ;  $p_3=6,429$ . Власні частоти динамічної моделі, яка розглядається в даному прикладі, тоді дорівнюють:  $\omega_1=179$  Гц;  $\omega_2=406$  Гц;  $\omega_3=1023$  Гц.

Числові рішення для функцій впливу динамічних параметрів системи на вібраційні характеристики, відповідно до методики викладеної в [1, 2, 9], приведені на рис. 3, 4 та рис. 5, 6.

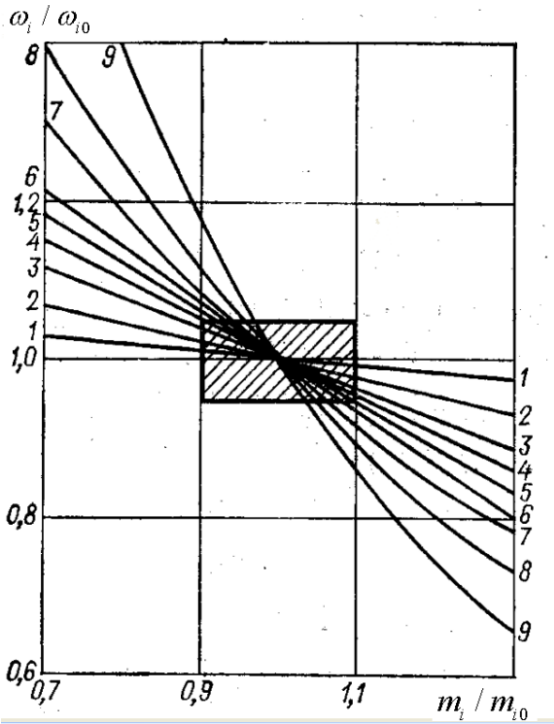


Рис. 3. Частотно-масові функції чутливості вузла: 1 -  $U_{\omega_1 m_1}$ ,  $U_{\omega_3 m_2}$ ; 2 -  $U_{\omega_2 m_2}$ ; 3 -  $U_{\omega_1 m_2}$ ; 4 -  $U_{\omega_3 m_2}$ ; 5 -  $U_{\omega_1 m_3}$ ; 6 -  $U_{\omega_2 m_3}$ ; 7 -  $U_{\omega_3 m_1}$ ; 8 -  $U_{\omega_2 m_1}$ ; 9 -  $U_{\omega_3 m_2}$ .

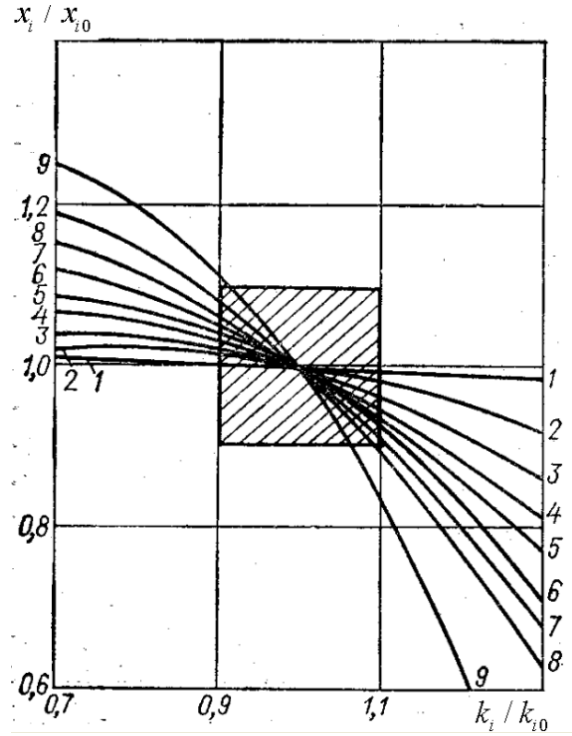


Рис. 5. Амплітудно-жорсткісні функції чутливості вузла: 1 -  $U_{x_3 k_3}$ ; 2 -  $U_{x_2 k_1}$ ; 3 -  $U_{x_3 k_1}$ ; 4 -  $U_{x_1 k_2}$ ; 5 -  $U_{x_1 k_1}$ ; 6 -  $U_{x_3 k_2}$ ; 7 -  $U_{x_2 k_3}$ ; 8 -  $U_{x_2 k_2}$ ; 9 -  $U_{x_1 k_1}$ .

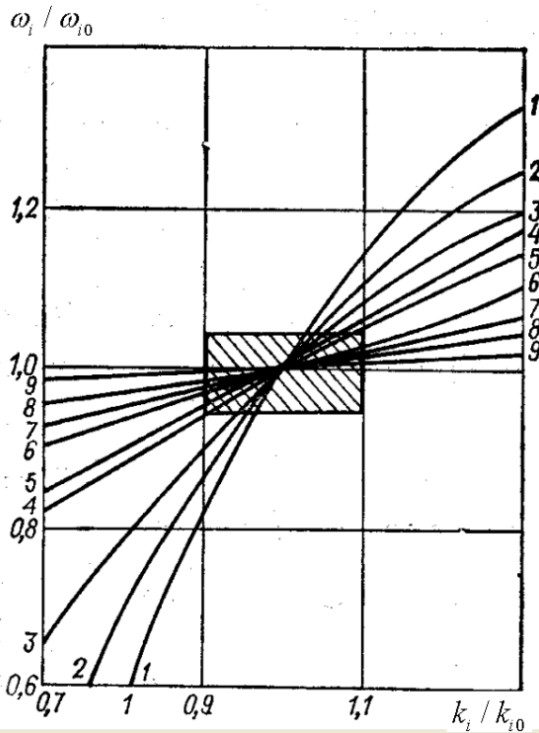


Рис. 4. Частотно-жорсткісні функції чутливості вузла: 1 -  $U_{\omega_1 k_3}$ ; 2 -  $U_{\omega_2 k_3}$ ; 3 -  $U_{\omega_1 k_1}$ ; 4 -  $U_{\omega_2 k_2}$ ; 5 -  $U_{\omega_1 k_2}$ ; 6 -  $U_{\omega_3 k_2}$ ; 7 -  $U_{\omega_2 k_1}$ ; 8 -  $U_{\omega_3 k_3}$ ; 9 -  $U_{\omega_3 k_1}$ .

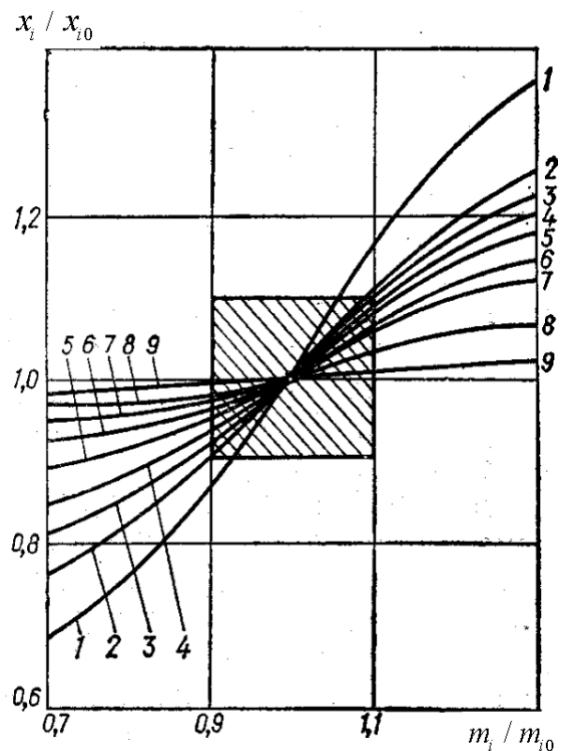


Рис. 6. Амплітудно-масові функції чутливості вузла: 1 -  $U_{x_1 m_1}$ ; 2 -  $U_{x_2 m_3}$ ; 3 -  $U_{x_2 m_1}$ ; 4 -  $U_{x_3 m_3}$ ; 5 -  $U_{x_1 m_2}$ ; 6 -  $U_{x_3 m_2}$ ; 7 -  $U_{x_3 m_1}$ ; 8 -  $U_{x_1 m_3}$ ; 9 -  $U_{x_2 m_2}$ .

Тут  $m_{10}, m_{20}, m_{30}, k_{10}, k_{20}, k_{30}$  – параметри динамічної моделі збірки, відповідні до номінальних значень;  $\omega_{10}, \omega_{20}, \omega_{30}, x_{10}, x_{20}, x_{30}$  – частоти і амплітуди осьових резонансних коливань, відповідні збірці вузла з номінальними параметрами при нормованому по амплітуді збуренню.

Заштриховані зони визначають межі параметрів, які відповідають якійсь збірці вузла. Хай в результаті вібраційного випробування вузла зафіксовані наступні вібраційні параметри (крива 3 на рис. 2):  $f_1=192$  Гц;  $f_2=426$  Гц;  $f_3=1047$  Гц;

$x_1=140$  мкм;  $x_2=60$  мкм;  $x_3=20$  мкм. В цьому випадку умови роботоздатності і нормального функціонування ПРС, як в процесі складання, так і процесі експлуатації зводиться до виконання нерівності типу

$$|\{q_0\} - \{q\}| \leq \{\delta\}, \quad (13)$$

де  $\{q_0\}$  і  $\{q\}$  - двомірні вектори номінальних і поточних значень параметрів відповідно,  $\{q\} \in R^r$  ( $R$  – простір допустимих параметрів);  $\{\delta\}$  - двомірний вектор допусків по вектору параметрів  $\{q\}$ . При апріорно відомих значеннях  $\{q_0\}$  і  $\{\delta\}$  задача діагностування зводиться до оцінки вектора  $\{q\}$  моделі по будь-яким непрямым прикметам (наприклад, амплітудно-частотним характеристикам).

Використовуючи рівняння (13) і матриці чутливості по частоті і амплітуді коливань, одержимо відхилення конструктивних параметрів від номінальних значень у вигляді:  $\Delta m_1 = -5\%$ ;  $\Delta m_2 = -4\%$ ;  $\Delta m_3 = -1,5\%$ ;  $\Delta k_1 = +6\%$ ;  $\Delta k_2 = +2\%$ ;  $\Delta k_3 = -4,5\%$ .

Одержані похибки мають достатньо малі значення.

## Висновки і пропозиції

Це дозволяє зробити висновок про те, що одержані результати щодо параметрів випробовуваного вузла не виходять за межі допустимих зон. Тобто вузол годиться для послідовних складальних операцій.

Таким чином, контролюючи висхідний технічний стан виробів, можливо запобігти раптовим відмовам в найбільш відповідальних елементах роторних систем, тобто все це сприяє підвищенню якості і надійності функціонування приладів.

## Література

1. *Методы теории чувствительности в автоматическом управлении [Текст] / Под ред. Е.Н. Розенвассера, Р.М. Юсупова. Л.: Энергия, 1971. - 344 с.*
2. *Томович, П. Общая теория чувствительности. [Текст] / П. Томович, М. Вукобратович - М.: Сов. Радио, 192. - 239 с.*

3. *Об одном методе определения собственных спектров составных упругих систем [Текст] / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура // Прикладная механика. - т. XIV, № 7. - 1978. - с. 88-96.*
4. *Актуальные вопросы автоматизации вибродиагностики машин с помощью ЭЦВМ [Текст] / С.А. Добрынин. - В кн. Динамические методы испытаний и диагностирования машин-автоматов и автоматических линий. - М.: 1981. - с.111-116.*
5. *Исследование вибрации упругих систем ротор-корпус с помощью ЭВМ [Текст] / В.О. Бауэр // Машиноведение. - 1980. - № 3. - с.11-14.*
6. *Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций [Текст] / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова и др.; Под ред. акад. К.В. Фролова / МЦНТИ, Ин-т машиноведения. - М., 1990. - 115 с.*
7. *Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. [Текст] / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовиев. - СПб.: Copyright. 1997 Inteltech Enterprises, Inc. - 1997. - 9 с.*
9. *Лусь, В.И. До визначення коефіцієнта чутливості власного спектру частот пресо-різбового з'єднання. [Текст] / В.И. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Випуск 128, серія: Технічні науки та архітектура. - Харків: 2016. - с.10-14.*
10. *Круг, Г.К. Планирование эксперимента в задачах классификации и интерполяции. [Текст] / Г.К. Круг, Ю.А. Сосулин, В.А. Фатуев. - М.: Наука, 1977. - 208 с.*
11. *Перель, Е.А. Параметрическое вибродиагностирование механических систем приборов [Текст] / Е.А. Перель, Д.Н. Козлов, А.А. Ковалев // Приборы и системы управления. 1987. -N 3. - С. 15-16.*

## References

1. Rosenwasser, E.N., & Yusupova, R.M. (1971) Methods of the theory of sensitivity in automatic control: L.: Energy. 344.
2. Tomovich, P., & Vukobratyich, M. (1972). General theory of sensitivity: -M.: Sov. Radio., 239.
3. Veyc, V.L., & Kochura, A.E. (1978) About one method of determination of own spectrums of component resilient system. *Applied mechanics*, v. XIV, 7, 88-96.
4. Dobrynin, S.A. (1981) Pressing questions of automation of vibrodiagnostics of machines by PC. *Dynamic methods of tests and diagnosticating of machines-automats and automatic transfer lines. M.: 111-116.*
5. Bauer, V.O. (1980) Research of vibration of the resilient systems rotor-corps by PC. *it is engineering Science*, 3, 11-14.
6. Balitsky, F.Y., Genkin, M.D., Ivanova, M.A., & Frolova, K.V. (1990). Modern methods and means of vibration diagnostics of machines and structures. MCSTI Institute of Machine Science. Moscow. 115
7. Barkov, A.B., Barkova, H.A., & Azovtsev, A.Y. (1997) Monitoring and diagnostics of rotary machines by vibration. SPb.: Copyright. Inteltech Enterprises, Inc., 9.
8. Lus', V.I. (2016) To determine the sensitivity coefficient own frequency spectrum press threaded connection. *Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 128 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 10-14.*
9. Krug, G.K., Sosulin, U.A., & Fatuev, V.A. (1977) Planning of experiment in the tasks of classification and interpolation. *M.: Science*, 208.
10. Perel, Y.A., Kozlov, D.N., & Kovalev, A.A. (1987, March 3) Parametric vibration diagnosis of mechanical systems of devices. *Instruments and control systems*, 3, 15-16

**Рецензент:** д-р. техн. наук, проф. Ю.М. Тормосов  
Харківський державний університет харчування та  
торгівлі, Харків, Україна

**Автор:** ЛУСЬ Володимир Іванович  
кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри  
Харківський національний університет міського  
господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – lus.51@mail.ru

## TO DETERMINE THE STATE OF COMPLEX CONTACT JOINTS OF PRECISION ROTARY SYSTEMS

V. Lus'

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

*In this paper, the problem of determining the state of complex contact joints of precision rotary systems is investigated on an example of symmetrical structures with combined ball-bearing supports.*

*The conformity of the axial rigidity of the ball bearings to the nominal value is diagnosed. The dynamical model of the node is considered and the functions of influence are defined.*

*The materials of the article today are relevant, because in any prefabricated design, system parameters in the process of assembly may differ from the calculated values and change in the process of operation. In order to predict the consequences of this, you need to know the reaction of the system to these changes.*

*High-speed rotary systems, which are used in large quantities in engineering (for example, gyroscopes), in real conditions operate under the influence of mechanical vibrations, which greatly reduces the accuracy of the system. The nature of the vibrations of the rotor of the electric motor, which is caused by the vibration of the body, is characterized by rigid and damping characteristics of the system, constant and alternating components of the moment of the forces of resistance of rotor rotation in the supports, axial and radial oscillations of the centre of gravity and a number of other characteristics. An analytical study of the dynamics of such systems is a very difficult task, but the definition of sensitivity functions for this kind of compounds experimentally is still a much more complicated technological problem, so their characteristics should be obtained by different methods of identification.*

*At the same time, in many cases it is virtually impossible to evaluate experimentally the influence of parameters on the behaviour of the system. Therefore, it is necessary to study and analyse the influence of changes in parameters on the properties of the system analytically, that is, according to the well-known mathematical model of the system.*

*The main purpose of this work is to determine the conformity of the axial rigidity of the ball bearings to their nominal value. The dynamical model of the node is considered and the functions of influence of system parameters on qualitative indicators are determined.*

*This allows us to conclude that the results obtained with respect to the parameters of the test node do not exceed the limits of permissible zones. That is, the node is suitable for subsequent assembly operations.*

*Thus, controlling the ascending technical condition of products, it is possible to prevent sudden failures in the most important elements of rotary systems, that is all contributes to improving the quality and reliability of the operation of devices.*

*The problem of determining the state of complex contact joints of precision rotary systems on the example of symmetrical structures with combined ball bearings is investigated.*

*The conformity of the axial rigidity of the ball bearings to the nominal value is diagnostically verified. The dynamical model of the node is considered and the functions of influence are defined.*

**Keywords:** design, press-threaded connection, dynamic parameters, structural model, deformation, frequency and amplitude of oscillations, sensitivity of dynamic parameters, vibration characteristic, functions of influence.