

В.І. Лусь

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

ЩОДО ЯКОСТІ СКЛАДАННЯ ПРЕСОГВИНТОВИХ З'ЄДНАНЬ ВУЗЛА КРІПЛЕННЯ ШАРИКОПІДШИПНИКОВИХ ОПОР

Досліджена динамічна модель прецизійної роторної системи (ПРС). Вібраційні випробування на етапі складання конструкції ПРС показали, що в процесі складання елементів змінюються власні частоти системи і добротність коливальних контурів. Функції чутливості конструктивних параметрів комплексного пресо-рїзбового з'єднання по відношенню до вібраційних динамічних параметрів – частотам і амплітудам резонансних коливань – якісно не відрізняються від одержаних раніше.

Ключові слова: конструкція, динамічна реакція, динамічні параметри, вібраційне збудження, структурна модель, зона нестійкості, частота і амплітуда коливань, нелінійна система, пружна характеристика, нерівножорсткість, чутливість динамічних параметрів.

Постановка проблеми

Умови рівножорсткості дисипативних характеристик прецизійних роторних систем є одними з найважливіших показників якості збірки приладів. Внаслідок неідеальної пружності і нерівножорсткості опорних підшипників динамічна реакція об'єкта на зовнішнє вібраційне збудження може мати нелінійний характер [1].

При цьому можливі в загальному випадку варіанти м'якої, жорсткої і комбінованої характеристик нелінійної системи. Якщо нерівножорсткість достатньо велика, то вказані нелінійні властивості проявляються навіть при незначних вібраційних збудженнях системи.

Експериментальне визначення функцій чутливості для діагностики якості складання вузла ПРС технологічно неможливе.

Тому для даного кола специфічних задач, як і раніше, розглянемо метод динамічного моделювання.

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.

Як показує досвід, в прецизійних машинах і приладах показники робочих характеристик і їх стабільність залежать головним чином від якості виконання з'єднань в механічній частині приладу або машини.

Особливістю всіх видів механічних з'єднань є неможливість прямого вимірювання параметрів, які характеризують їх робочий стан. Аналітичне дослід-

ження динаміки таких систем є дуже складною задачею, тому їх характеристики доцільно одержувати різними методами ідентифікації [3, 4, 5, 6].

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми

Роторні системи входять до складу енергетичних, транспортних, технологічних машин і складають основу для передачі всіх видів обертального руху. Вони характеризуються наявністю контакт-ного тиску на сполучених поверхнях основних деталей, які за рахунок сил тертя забезпечують взаємну нерухомість деталей.

Застосування методу вібродіагностики заснова-но на наявності кореляційних залежностей динаміч-них характеристик всього вузла від контакт-ного тиску в з'єднанні через зміну жорсткості стиків. Зміна жорсткості окремих елементів приводить до зміни приведеної жорсткості вузла, а разом з тим і характерним йому динамічним характеристикам штучно створюваного вібраційного поля: частот і амплітуд резонансних коливань, показників демпфі-рування, фазових співвідношень.

При виготовленні таких об'єктів виникає задача визначення способу контролю найбільш відпові-дальних технологічних складальних операцій: якості контактних з'єднань, шарикопідшипникових вузлів, фіксації попереднього натягу шарикопідшипників і контролю ізотропності жорсткісних і дисипативних характеристик системи підвіски ротора на всіх стадіях складання, в тому числі і в функціональному стані. Однак, оскільки загальним недоліком функці-ональних методів є неможливість їх застосування для контролю якості машин і приладів, параметри стану яких не формують внутрішніх збурень

безпосередньо в робочому стані, то єдиним прийнятним способом оцінки якості збірки контактних з'єднань ПРС є активний метод тестової вібродіагностики.

Головною метою цієї роботи є дослідження питання впливу неідеальної пружності і нерівножорсткості опорних підшипників на динамічну реакцію об'єкта при зовнішньому вібраційному збудженні, визначення оцінки нерівножорсткості підшипників, 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

Монтажна схема збірки і фіксації осьового натягу шарикопідшипникового вузла передбачає

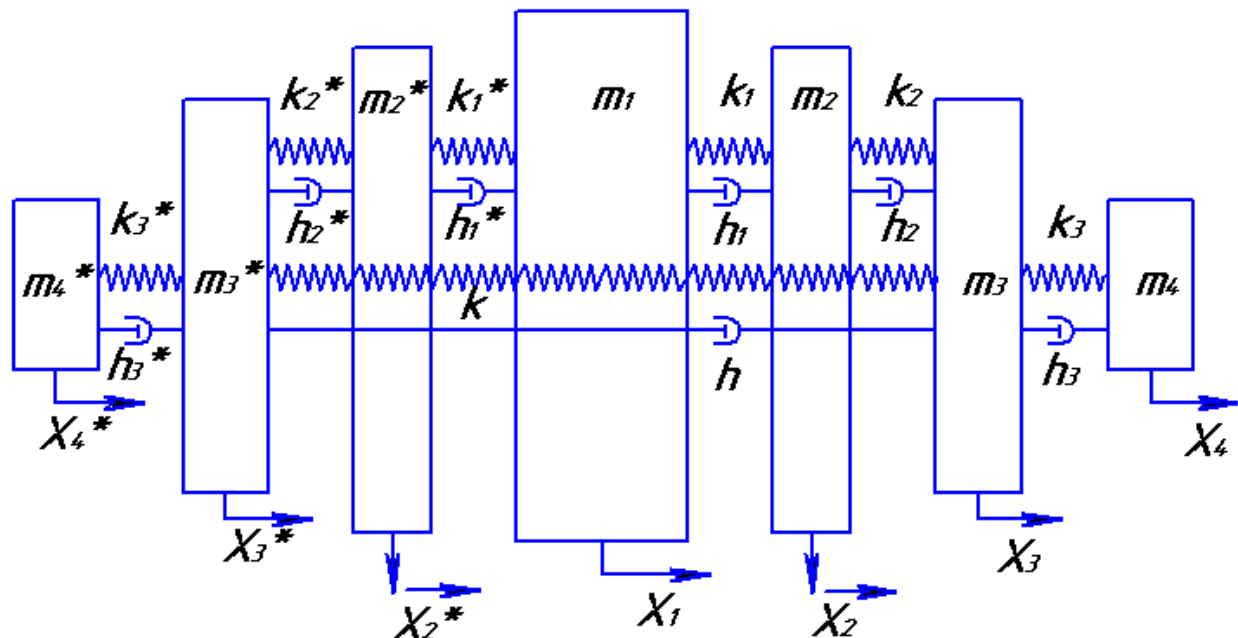


Рис. 1. Розрахункова схема вузла збірки шарикопідшипникових опор ПРС

Тут X_1, X_2, \dots, X_4^* – узагальнені координати, які описують переміщення в симетричній конструкції ротора, віток корпусу, фланця і фіксуючих гвинтів (параметри, помічені зірочкою, відносяться до елементів лівої частини конструкції); $K, K_1, K_2, \dots, K_3^*, h, h_1, h_2, \dots, h_3^*$ – відповідні значення жорсткостей пресо-різбових з'єднань і коефіцієнтів демпфування коливальних контурів; m_1, m_2, m_3, m_4 – маси ротора, віток рамки, фланців і фіксуючих пристроїв відповідно.

прецизійну компоновку комплексного пресо-різбового з'єднання. Вона включає посадку з натягом фланців з гвинтовим кріпленням до рамки корпусу і фіксацією осьового натягу підшипників різбовим з'єднанням. Вібраційні випробування на цьому етапі складання конструкції ПРС показують, що в процесі складання цих елементів змінюються власні частоти системи і добротності коливальних контурів. Експериментальне визначення функцій чутливості для діагностики якості складання такого вузла технологічно неможливо. Тому, як і в попередньому випадку [2], використаємо метод динамічного моделювання. Розрахункова схема монтажного вузла збірки приведена на рис. 1.

Динамічна модель ПРС на даному етапі складання може бути представлена рівнянням у матричній формі:

$$A \cdot \ddot{x} + B \cdot \dot{x} + T \cdot x = F(t) \quad (1)$$

де A, B і C – матриці інерційних, дисипативних і жорсткісних властивостей системи відповідно; $F(t)$ – зовнішнє періодичне збурення;

$$A = \text{diag} [m_1, m_2, m_3, m_4, m_2^*, m_3^*, m_4^*];$$

$$B = \begin{bmatrix} -h_3^* & h_3^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ h_3^* & h + h_2^* - h_3^* & -h_2^* & 0 & 0 & -h & 0 \\ 0 & -h_2^* & h_1^* + h_2^* & -h_1^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -h_1^* & h_1^* + h & -h_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -h_1 & h_1 + h_2 & -h_2 & 0 \\ 0 & -h & 0 & 0 & -h_2 & h + h_2 + h_3 & h_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & h_3 & -h_3 \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} -k_3^* & k_3^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_3^* & k + k_2^* - k_3^* & -k_2^* & 0 & 0 & -k & 0 \\ 0 & -k_2^* & k_1^* + k_2^* & -k_1^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1^* & k_1^* + k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k & 0 & 0 & -k_2 & k + k_2 + k_3 & k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_3 & -k_3 \end{bmatrix}$$

Аналітичне розв'язання задачі про знаходження власних значень і функцій чутливості по динамічним параметрам внаслідок високого порядку системи, яка розглядалася, зручно виконувати чисельними методами з використанням ПЕОМ.

Висновки

Таким чином, приведені залежності дозволяють дати оцінку ступені нелінійності пружної характеристики і, як наслідок, нерівножорсткості підшипникових опор за результатами вібраційних досліджень.

Функції чутливості конструктивних параметрів комплексного пресо-різбового з'єднання по відношенню до вібраційних динамічних параметрів – частотам і амплітудам резонансних коливань – якісно не відрізняються від одержаних раніше [2].

Література

1. Лусь В.І. До визначення стану комплексних контактних з'єднань прецизійних роторних систем / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. – 2019. – Вип. 149. – С. 29–

34. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2019-3-149-29-34>

2. Лусь В.І. До оцінки нерівножорсткості підшипникових опор по ширині нестійкої зони нелінійної системи / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. – 2020. – Вип. 3(156). – С. 111–115. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2020-3-156-111-115>

3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

4. Джашистов В.Э. Общая и прикладная теория гироскопов с применением компьютерных технологий / В.Э. Джашистов, В.М. Панкратов, А.В. Голиков / Под общей редакцией академика РАН В.Г. Пешехонова. СПб.: ГНЦ РФ ОАО “Концерн “ЦНИИ “Электронприбор”, 2010. – 154 с.

5. Барулина М.А. Частотные уравнения и собственные частоты элементов вибрационных микромеханических гироскопов на основе сдвиговой теории Тимошенко / Барулина М.А. // Нано- и микросистемная техника. – 2015. – №4. – С.21–31.

6. Барулина М.А. Построение матрицы масс трехмерного конечного элемента для моделирования динамики микромеханических датчиков инерциальной информации и их узлов / Барулина М.А. // Мехатроника. Автоматизация. Управление. – 2015. – Т. 16, № 5. – С. 352–360.

References

1. Lus', V.I. (2019). To determine the state of complex contact connections of precision rotary systems. Municipal economy of cities, 149, 29–34 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2019-3-149-29-34>
2. Lus', V.I. (2020). To estimate the non-uniform stiffness of bearing supports along the width of the unstable zone of a nonlinear system. Municipal economy of cities, 156, 111–115 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2020-3-156-111-115>
3. Biderman, V.L. (1972). Applied theory of mechanical vibrations. Higher school, Moscow [in Russian].
4. Dzhashitov, V.E., Pankratov, V.M. & Golikov, A.V. (2010). General and applied gyroscope theory with the use of computer technologies. SSC RF JSC "Concern" Central research Institute "Electropribor", Saint Petersburg [in Russian].
5. Barulina, M.A. (2015). The frequency equation and natural frequencies of the vibrating elements of micromechanical gyroscopes based on the shift theory of Timoshenko. Nano- and Microsystem technology, 4, 21–31 [in Russian].
6. Barulina, M.A. (2015) Construction of the mass matrix of a three-dimensional finite element for modeling the dynamics of micromechanical inertial information sensors and their nodes. Mechatronics. Automation. Management, Vol. 16(5), 352–360 [in Russian].

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

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

REGARDING THE QUALITY OF ASSEMBLY OF THE SCREW CONNECTIONS OF THE MOUNTING ASSEMBLY OF BALL BEARINGS

V. Lus'

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

Application of method of vibrodiagnostics is based on the presence of cross-correlation dependences of dynamic descriptions of all knots from contact pressure in connection through the change of inflexibility of joints. The change of inflexibility of separate elements causes the change of the resulted inflexibility of knot, and at the same time and characteristic it to dynamic descriptions of the artificially created oscillation field: frequencies and amplitudes of resonance vibrations, indexes of damping, phase correlations.

There is a task of determination of method of control of the most responsible technological frame-clamping operations at making of such objects: quality of contact connections, ball-bearing knots, fixing of previous pull of ball-bearings and control of isotropicness, inflexibility and dissipative descriptions of the system of pendant of rotor at all stages of drafting, including in the functional state.

The primary objective of this work is research of question of influence of non-perfect resiliency and different inflexibility of the supporting bearings on the dynamic reaction of object at external oscillation excitation, determination of estimation of the different inflexibility bearings, determination of accordance of axial inflexibility of ball-bearings supports, them by a basic value. The dynamic model of knot and certain functions of influence of parameters of the system is considered on high-quality indexes.

The dynamic model of precision rotor system (PRS) is investigated.

Vibration tests at the stage of assembling the structure of the ORS showed that in the process of assembling the elements change the natural frequencies of the system and the quality factor of the oscillating circuits.

The resulted dependences allow giving an estimation degree of non-linearity of resilient description and, as a result, different inflexibility of bearings supports as a result of oscillation researches.

The sensitivity functions of the design parameters of the complex press-threaded connection in relation to the vibration dynamic parameters – frequencies and amplitudes of resonant oscillations – do not differ qualitatively from those obtained previously.

Keywords: construction, dynamic reaction, dynamic parameters, vibration excitation, structural model, instability zone, frequency and amplitude of oscillations, nonlinear system, elastic characteristic, non-uniform stiffness, sensitivity of dynamic parameters.