

УДК 621.01

В.І. Лусь

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

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІЙ ЧУТЛИВОСТІ ПРЕСО-РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

Досліджено питання визначення функцій чутливості динамічних параметрів вузлів по відношенню до параметрів стану. Приведений алгоритм визначення частот і амплітуд резонансних коливань з послідуємим числовим розв'язком рівнянь діагностики відносно параметрів стану.

Визначені коефіцієнти, які визначають матрицю чутливості з'єднання. Визначені відносні похибки параметрів та середньоквадратичне відхилення параметрів стану від дійсного значення. Зроблено висновок про можливість і доцільність використання методики на практиці.

**Ключові слова:** конструкція, пресо-різьбове з'єднання, динамічні параметри, структурна модель, деформація, частота і амплітуда коливань, чутливість динамічних параметрів, алгоритм, матриця чутливості, методика.

### Постановка проблеми

Як відмічалось раніше [1, 2], для проведення вібраційної діагностики об'єктів необхідно знати функції чутливості динамічних параметрів вузлів по відношенню до параметрів стану.

Якщо при випробовуваннях об'єкту можна вимірювати як параметри вібраційного сигналу, так і силові параметри з'єднань, то функції чутливості можна визначити виключно експериментальним способом.

При виборі засобів вимірювання силових параметрів приходиться враховувати наступні вимоги: з однієї сторони задану точність вимірювання цих величин, а з другої сторони – засоби вимірювання не повинні створювати перепони і завади при знятті динамічних характеристик.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Вивчення властивостей матеріалів резонансними методами, на основі частотних і дисипативних характеристик зразків, одержало широке розповсюдження в практиці. Ці методи з успіхом можна використовувати у виробничих умовах для діагностики стану вузлів і неруйнівного контролю матеріалів на зразках, заготовках і т.п. [1, 3, 4, 5].

### Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми

Результати діагностики багато в чому залежать від чутливості, точності, стабільності роботи і надійності вимірювальної апаратури. Це викликає необхідність в розробці як самої апаратури так і методик вимірювання, які забезпечать роботу в

заданому частотному діапазоні і дозволяють автоматизувати процес випробувань.

Основною причиною, яка гальмує широке впровадження резонансного методу, є брак необхідної апаратури промислового виготовлення. Прилади, які зараз використовуються, розроблені, як правило, для розв'язання окремих задач і не мають властивостей універсальності. До недоліків цієї апаратури можна віднести також незадовільні показники точності показань, невисоку надійність і велику складність схемних рішень.

### Мета статті

Головною метою цієї роботи є визначення: алгоритму чутливості динамічних параметрів системи до змін параметрів стану вузла, частот і амплітуд резонансних коливань з послідуємим числовим розв'язанням рівнянь діагностики відносно параметрів стану, коефіцієнтів, які визначають матрицю чутливості з'єднання, відносних похибок параметрів, можливості практичного використання методики.

### Виклад основного матеріалу

Для пресо-різьбового з'єднання, параметрами стану якого являються осьове зусилля затяжки гайки  $Q$  і тиск на пресовки кільця підшипника  $P$ , вимірювання цих величин проводиться за допомогою напівпровідникових тензометричних датчиків. Тут роль чутливого елемента грає робоча деталь вузла – втулка, поздовжні і поперечні деформації якої і вимірюються [6, 7].

По поздовжній  $\epsilon_r$  і поперечній  $\epsilon_\phi$  деформаціях втулки, які є тут головними деформаціями, по формулах осесиметричної плоскої задачі Ламе можна визначити силові параметри:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{E \left[ \frac{d_1}{d_2} - 1 \right]}{2(1-\mu^2)} \varepsilon_\varphi + \mu \varepsilon_r ; \\ Q &= \frac{EF}{1-\mu^2} \varepsilon_r + \mu \varepsilon_\varphi , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $d_1, d_2$  – зовнішній і внутрішній діаметри відповідно;

$E, \mu$  – модуль Юнга і коефіцієнт Пуасона матеріалу кільця відповідно. Одержані значення силових параметрів порівнювались з експериментальними значеннями для статичної калібровки. При перевірці втулку встановлювали на плоску основу або напресовували на вісь і з допомогою гвинта створювали осьове навантаження. Діюче на втулку зусилля вимірювали контрольним динамометром. В результаті вимірів було виявлено доволі великі розбіжності деформацій, виміряних у точках, розташованих на різних напрямних. Деформації змінюються при поворотах проміжних деталей, через які передаються зусилля. Це може бути пояснено крайовими ефектами, тобто впливом умов навантаження внаслідок малих розмірів втулки, і підтверджується також тим, що послідовне підключення декількох тензодатчиків, рівномірно розташованих по колу, знижує крайові ефекти і дозволяє одержати стабільні залежності опорів і поздовжніх деформацій від осьової сили.

При визначенні тарировочних залежностей умови проведення експерименту не повинні вносити додаткових систематичних похибок, які обумовлені впливом неврахованих зовнішніх змінних, тому експеримент проводиться з урахуванням особливостей діагностованого об'єкту на основі рандомізованого плану в сполученні з класичним [8]. Для величин  $P$  і  $Q$  призначаються верхні межі їх змін, які визначають область дослідження (нижньою межею є нульові значення). Значення осьової сили легко змінюється затяжкою гайки, а значення тиску напресовки визначається підбором пар вісь-втулка. В зв'язку з цим випадковий підбір параметрів тиску напресовки проводиться підбором деталей, які використовуються для експерименту.

Розглянемо результати тарировочних випробувань. Вимірювались два динамічних параметри: частота  $\omega$  і амплітуда  $a$  першої резонансної частоти. Визначення інших динамічних параметрів (частоти і амплітуди других встановлюваних режимів, демпфірування, зсув фаз) не проводились із-за малої чутливості їх до змін силових параметрів вузла і великої похибки їх визначення.

Випробування проводились в такому порядку:

- досліджуваний вузол без втулки і гайки ("вільна вісь") закріплюють на платформі за допомогою гвинта осьової стяжки;
- визначають частоту і амплітуду автоколивань осі;
- на вибраних втулках закріплюють тензодатчики і урівноважують початкові значення опорів тензорезисторів, які призначені для вимірювання поздовжньої і поперечної деформації втулки;
- проводять напресовку втулки на вісь і вираховують по показаннях тензодатчиків значення тиску напресовки. Додатково зусилля напресовки контролюють перед випробуванням на стенді статичної калібровки;
- вимірюють частоту і амплітуду автоколивань пресового з'єднання;
- надівають на вісь гайку і проводять її затяжку у відповідності із заданими значеннями осьової сили, яка встановлюється по показаннях тензометричної установки;
- визначають частоти і амплітуди коливань вузла при заданих станах;
- по серії випробувань, проведених для усіх чарунок факторного плану, будують динамічні тарировочні графіки і визначають по методу найменших квадратів коефіцієнти апроксимуючих рівнянь функціонування.

Для підвищення точності визначення тарировочних залежностей вимірювання параметрів сигналу проводять для кожної чарунки факторного плану декілька разів при зміні умов експерименту.

Результати досліджень, проведених за вказаною методикою, показані на рис. 1 і рис. 2.

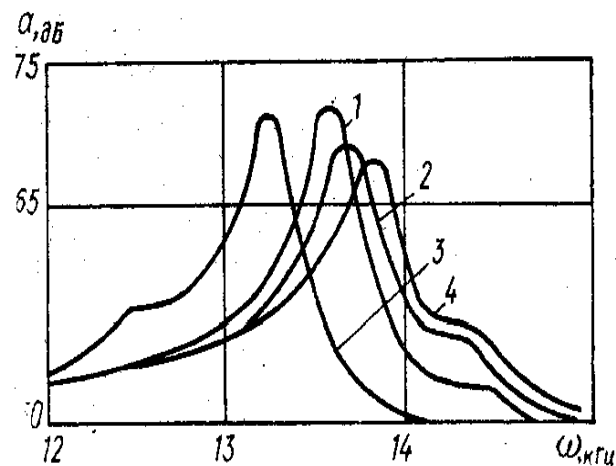


Рис. 1. Зміна амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) в межах першої резонансної частоти на різних етапах складання: 1 – вільна вісь; 2 – вісь зі слабо напресованою втулкою; 3 – повне складання (слаба затяжка); 4 – повне складання (сильна затяжка)

На рис.1 показана зміна амплітудно-частотної характеристики вузла в межах першої резонансної частоти на різних етапах складального процесу. Із результатів випробувань добре видно, що при слабкій напесовці відбувається зменшення власної частоти системи, а при сильній напесовці - збільшення частоти, тобто при слабкій напесовці переважає вплив додаткової приєднаної маси, при сильній напесовці - вплив збільшення жорсткості системи. Амплітуда коливань при напесовці втулки зменшується через збільшення жорсткості в системі. Вплив конструкційного демпфірування тут проявляється слабкіше.

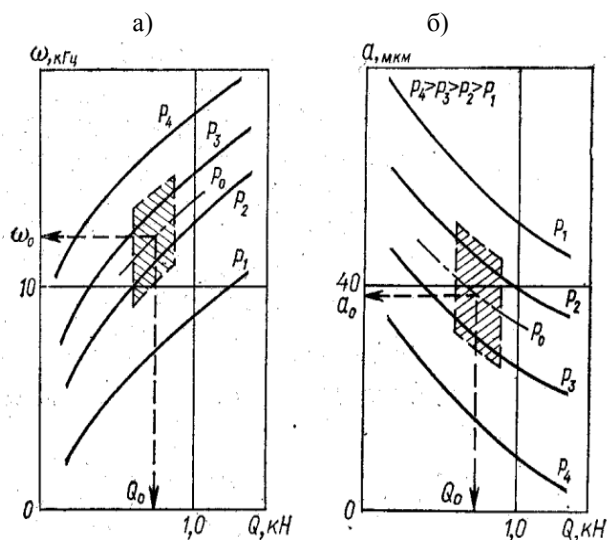


Рис. 2. Залежність резонансної частоти  $\omega$  (а) і амплітуди коливань  $a$  (б) від силових параметрів з'єднання

На рис. 2 а, б приведені тарировочні характеристики, побудовані по результатах випробувань тарировочної вибірки вузлів. Тут для зручності опрацювання результатів вимірювань в якості силових параметрів взято початковий контактний тиск напесовки  $P$  і осьове зусилля затяжки  $Q$ . На графіку вказані номінальні значення силових параметрів і параметрів сигналу

$\omega_0, a_0, Q_0$  і  $P_0$ , а також зони зміни цих параметрів (на рисунку заштриховані), призначені із технологічних міркувань при проектуванні вузла, який випробовується.

Одержані залежності свідчать про достатню чутливість динамічних параметрів системи до змін параметрів стану вузла. Явища «насичення», які тут спостерігаються, з однієї сторони, обмежують можливість використання методів діагностики, а з другої - вказують зону, де можливий великий розкид технологічних параметрів без помітного впливу на функціонування вузла. Практично алгоритм вібраційної діагностики зводиться до відтворення динамічних параметрів об'єкта при

вібраційних випробуваннях: частот і амплітуд резонансних коливань з послідовним розв'язанням рівнянь діагностики відносно параметрів стану.

Визначимо силові параметри пресо-різьбового з'єднання на основі вимірних параметрів сигналу і тарировочних характеристик вузла (див. рис.2).

Рівняння розв'язку для діагностики у відносних одиницях мають вид:

$$\left. \begin{aligned} \omega' &= \omega / \omega_0 = d_{10} + d_{11}\Delta Q + d_{12}\Delta P; \\ a' &= a / a_0 = d_{20} + d_{21}\Delta Q + d_{22}\Delta P, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $d_{10} = 0,972$ ;  $d_{20} = 0,46$  - значення відносних параметрів діагностичного сигналу при номінальних значеннях силових параметрів;  $Q_0 = 80$  кГ;

$P_0 = 78$  кГ/см<sup>2</sup>, які отримують при підстановці вказаних значень силових параметрів в апроксимуючі рівняння і ділення на номінальні значення параметрів сигналів для "чистої" осі ( $\omega_0 = 14132$  Гц і  $Q_0 = 39$  мкм). При цьому використовується апроксимуюче рівняння виду

$$q = b_0 + b_1 x_1^n + b_2 x_2^n + b_3 x_1^m + b_4 x_2^m + b_5 x_1 x_2^l, \quad (3)$$

де  $q$  - динамічний параметр системи вібраційного сигналу;  $x_1, x_2$  - силові параметри з'єднання. Показники ступеня цього рівняння  $m, n, l$  вибирались в межах від 1 до 1/4, для того щоб емпірична крива краще співпадала з розрахунковою. Найкращі результати були одержані при  $n = 1/2$ ;  $m = 1/4$ ;  $l = 1$ .

В цьому випадку середньоквадратичні відхилення апроксимації склали: по частоті  $\sigma_\omega = 1,7$  Гц; по амплітуді коливань  $\sigma_a = 0,4$  мкм.

Коефіцієнти, які визначають матрицю чутливості з'єднання, мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} d_{11} &= \frac{\partial \omega'}{\partial Q} = \frac{1}{\omega_0} \left( \frac{b_{11}}{2\sqrt{Q_0}} + \frac{b_{13}}{4\sqrt[4]{Q_0^3}} + b_{15} P_0 \right); \\ d_{12} &= \frac{\partial \omega'}{\partial P} = \frac{1}{\omega_0} \left( \frac{b_{12}}{2\sqrt{P_0}} + \frac{b_{14}}{4\sqrt[4]{P_0^3}} + b_{15} Q_0 \right); \\ d_{21} &= \frac{\partial a'}{\partial Q} = \frac{1}{a_0} \left( \frac{b_{21}}{2\sqrt{Q_0}} + \frac{b_{23}}{4\sqrt[4]{Q_0^3}} + b_{25} P_0 \right); \\ d_{22} &= \frac{\partial a'}{\partial P} = \frac{1}{a_0} \left( \frac{b_{22}}{2\sqrt{P_0}} + \frac{b_{24}}{4\sqrt[4]{P_0^3}} + b_{25} Q_0 \right), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для довільно складеного з'єднання при вібраційних випробуваннях вузла компоненти діагностуючого сигналу склали:  $\omega = 13790$  Гц ( $\omega' = 0,9758$ ) і  $a = 17,1$  мкм ( $a' = 0,4385$ ); фактичні параметри стану -  $Q = 0,726$  кН;  $P = 8,63$  МПа.

Значення коефіцієнтів в рівняннях апроксимації приймаються такими:  $b_{01} = 2,37768$ ;

$b_{11} = 1,3662$ ;  $b_{12} = 0,68062$ ;  $b_{13} = 2,01644$ ;  $b_{14} = 2,4843$ ;  $b_{15} = 0,0260$ ;  $b_{02} = 4,90610$ ;  $b_{21} = 5,6083$ ;  $b_{22} = 0,85054$ ;  $b_{23} = 10,9729$ ;  $b_{24} = 2,0135$ ;  $b_{25} = 0,01352$ .

Коефіцієнти рівнянь для розв'язання мають наступні значення:  $d_{10} = 0,972$ ;  $d_{11} = 3,23 \cdot 10^{-2}$ ;  $d_{12} = 0,843 \cdot 10^{-2}$ ;  $d_{20} = 0,46$ ;  $d_{21} = -2,276 \cdot 10^{-1}$ ;  $d_{22} = -0,55 \cdot 10^{-1}$ .

Зміни силових параметрів по відношенню до номінальних значень складають:  $\Delta Q = -0,107$  кН;  $\Delta P = 0,886$  МПа; розрахункові значення для цих параметрів -  $Q = 0,678$  кН;  $P = 8,536$  МПа.

Відносні похибки визначених параметрів дорівнюють, %:

$$\delta_Q = [(0,726 - 0,678)/0,785] \cdot 100 = 6,115;$$

$$\delta_P = [(8,63 - 8,536)/7,65] \cdot 100 = 1,228.$$

Середньоквадратичне відхилення параметрів стану від дійсного значення оцінюють з урахуванням похибок експериментального визначення параметрів діагностичного сигналу ( $\sigma_\omega = 4$  Гц;  $\sigma_a = 0,3$  мкм) слідуочим чином:

для осьової сили, кН,

$$\sigma_Q = \sqrt{\frac{\sigma_\omega^2}{\left(\frac{\partial \omega}{\partial Q}\right)^2} + \frac{\sigma_a^2}{\left(\frac{\partial a}{\partial Q}\right)^2}} = \sqrt{4^2 / 456,5^2 + 0,3^2 / 8,877^2} = 0,0349$$

для контактного тиску, МПа,

$$\sigma_P = \sqrt{\frac{\sigma_\omega^2}{\left(\frac{\partial \omega}{\partial P}\right)^2} + \frac{\sigma_a^2}{\left(\frac{\partial a}{\partial P}\right)^2}} = \sqrt{4^2 / 119,2^2 + 0,3^2 / 2,14^2} = 0,144.$$

Одержані похибки мають достатньо малі значення.

### Висновки і пропозиції

Це дозволяє зробити висновок про можливість і доцільність використання методики на практиці. Використання методу вимушених коливань обмежує точність постановки діагнозу про стан з'єднань внаслідок суб'єктивних похибок. Задача визначення стану з'єднань дуже складна, кожна підгрупа з'єднань потребує розробки індивідуальних методів контролю і окремого розгляду. Це негативно відображається при випробуванні прецизійного обладнання, для якого досліджувані вузли володіють відносно малою чутливістю динамічних параметрів до зміни силових параметрів. Застосування автоматичних засобів дозволяє суттєво підвищити стабільність вимірювання динамічних параметрів з'єднань.

В матеріалах статті розглянуто методику, яка призначається для оцінки стану нерухомих контактних з'єднань: зусиль напесовки кільця на

вісь ротора і затяжки гвинтового з'єднання. Автоколивальний метод збудження механічних коливань володіє стійкістю в роботі і вибірковістю, тобто автоматичним виходом на сталий режим в заданому частотному діапазоні. Він і забезпечує підвищену стабільність результатів вимірювань.

### Література

1. Актуальные вопросы автоматизации вибро-диагностики 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.
2. Лусь, В.І. До визначення коефіцієнта чутливості власного спектру частот пресо-різьбового з'єднання. [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Випуск 128, серія: Технічні науки та архітектура. –Харків: 2016. – С.10-14.
3. Исследование вибрации упругих систем ротор-корпус с помощью ЭВМ [Текст] / В.О. Бауэр // Машиноведение. – 1980. – № 3. – С. 11-14.
4. Об одном методе определения собственных спектров составных упругих систем [Текст] / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура // Прикладная механика. – 1978. – т. XIV. – № 7. – С. 88-96.
5. Синхронизация начальных фаз и установка частоты в системе воспроизведения пространственных вибраций [Текст] / А.Е. Божко, В.П. Шпачук // Прикладная механика. – 1980. – т. XIV. – № 3. – С. 109-114.
6. Лусь, В.І. К определению коэффициентов продольной жесткости резьбовых соединений, используемых в строительстве. [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Випуск 105, серія: Технічні науки та архітектура. – Харків: 2012. – С.441-446.
7. Лусь, В.І. К определению коэффициентов поперечной жесткости резьбового соединения в строительных конструкциях. [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. Випуск 110, серія: Технічні науки та архітектура. – Харків: 2013. – С.28-33.
8. 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.

### References

1. Dobrynin, S.A. (1981) Pressing questions of automation of vibrodiagnostics of machines by PC. *Dynamic methods of tests and diagnosing of machines-automats and automatic transfer lines*. M.: 111-116.
2. 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.
3. Bauer, V.O. (1980) Research of vibration of the resilient systems rotor-corps by PC. *it is engineering Science*, 3, 11-14.
4. Veys, V.L., & Kochura, A.E. (1978) About one method of determination of own spectrums of component resilient system. *Applied mechanics*, XIV(7), 88-96.
5. Bozhko, A.E., & Shpachuk, V.P. (1980) Synchronization of initial phases and setting of frequency is in the system of

reproducing of spatial vibrations. *Applied mechanics*, XIV(3), 109-114.

6. Lus', V.I.(2012) Determination of the coefficients of longitudinal stiffness of threaded connections used in construction. *Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 105 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 441-446.*

7. Lus', V.I. (2013) To determine the coefficients of transverse stiffness of a threaded joint in building structures. *Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 110 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 28-33.*

8. Krug, G.K., Sosulin, U.A., & Fatuev, V.A. (1977) Planning of experiment in the tasks of classification and interpolation. *M.: Science*, 208.

**Рецензент:** д-р. техн. наук, проф. Ю.М. Тормосов  
Харківський державний університет харчування та торгівлі, 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 FUNCTIONS OF SENSITIVITY OF THE PRESS-THREADED JOINT

V. Lus'

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

*The problem of determining the sensitivity functions of the dynamic parameters of nodes in relation to the parameters of the state is investigated. The given algorithm of determination of frequencies and amplitudes of resonant oscillations with the subsequent numerical solution of diagnostic equations with respect to state parameters.*

*The coefficients that determine the matrix of the sensitivity of the connection are determined. The relative error of the parameters and the mean square deviation of the state parameters from the actual value are determined. The conclusion about the possibility and expediency of using the methodology in practice is made.*

*If at the tests of object it is possible to measure both the parameters of oscillation signal and power parameters of connections, the functions of sensitiveness can be determined exceptionally an experimental method.*

*The use of method of the forced vibrations is limited by exactness of raising of diagnosis about the state of connections as a result of subjective errors. The task of determination of the state of connections is very difficult every sub-group of connections needs development of individual methods of control and separate consideration. It is negatively represented at the test of high exactness equipment, for which the probed knots own a small sensitiveness relatively dynamic parameters to the change of power parameters. Application of automatic facilities allows substantially to promote stability of measuring of dynamic parameters of connections.*

*A method which targets at the estimation of the state of immobile contact connections is considered in materials of the article: efforts of onpressing ring on the axis of rotor inhaling of spiral connection. The autoswaying method of excitation of mechanical vibrations owns firmness in-process and selectivity, that by an automatic output on the permanent mode in the set frequency range. It provides enhanceable stability of results of measurings.*

**Keywords:** construction, press-threaded connection, dynamic parameters, structural model, deformation, frequency and amplitude of oscillations, sensitivity of dynamic parameters, algorithm, sensitivity matrix, method.