

ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ ТА ПРОЦЕСИ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.432.4:534.16

В. М. Шатохін, Н.В. Шатохіна*, Б. Ф. Гранько

Харківський національний університет будівництва і архітектури,

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МЕТОД ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ЗНОШЕННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВИХ ПАР НАСОСІВ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ КУЛЬКОВИМИ ПОРШНЯМИ

© Шатохін В. М., Шатохіна Н. В., Гранько Б. Ф., 2014

Викладено метод діагностики циліндро-поршневих пар насоса радіально-поршневої гідромашини. Як діагностичні параметри прийняті експериментальні дані з вібрацій статора насоса, що мають високу інформативність, простоту одержання й обробки.

Метод ґрунтується на універсальній математичній моделі динамічних процесів у насосі радіально-поршневої гідромашини з кульковими поршнями, що враховує інерційні властивості кульок-поршнів, статора, пружні властивості рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиски підживлення й у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

Ключові слова: насос, радіально-поршнева гідромашина, метод діагностики, кулька-поршень, циліндро-поршнева пара.

The method of pump's cylinder-piston couple diagnostics for radial-piston hydromachine is stated. The experimental data on pump stator vibrations of high informational content, simplicity of receiving and processing are taken as diagnostic parameters. The method is based on the universal mathematical model of dynamic processes in the pump of radial plunger hydromachine with ball-pistons. The model takes into account inertial properties of piston balls, a stator, elastic liquid properties in the cylinder control, eccentricity, replenishment pressure and pressure in cavity pumping, and rotor rotation frequency. The results of calculated and experimental researches are cited.

Key words: pump, radial-piston hydromachine, method of diagnostics, piston ball, cylinder-piston couple.

Постановка проблеми. Один із найпередовіших і найефективніших напрямків створення безступінчастих трансмісій мобільних транспортних і спеціальних гусеничних машин пов'язаний з застосуванням гідрооб'ємних передач (ГОП), які дозволяють реалізувати паралельні потоки гідравлічної і механічної потужностей. Найбільш сучасні варіанти такої передачі на основі радіально-поршневих гідромашин (РПГ) з кульковими поршнями успішно використовуються в закордонних транспортних засобах [1–3]. Зокрема, такого типу гідромашини (рис. 1) випускають серійно в фірмі “Martin-Marietta” (США). Починають знаходити застосування ці пристрої й у вітчизняному машинобудуванні [2-5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із конструктивних способів підвищення надійності ГОП є технічне діагностування. Досліджень, присвячених вивченню динамічних

процесів у силових передачах із зазначеними ГОП, створенню алгоритмів діагностики параметрів РПГ із кульковими поршнями, сьогодні украй мало. У роботах [6, 7] створена доволі повна математична модель динамічних процесів у насосі РПГ, що враховує інерційні властивості кулькопоршнів і статора, пружні властивості стовпа рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиск підживлення й тиск у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора.

Мета досліджень. Метою цієї статті є створення на базі указаної моделі методу діагностики зносу циліндро-поршневих пар насоса РПГ. Як діагностичні параметри прийняті експериментальні дані з вібрацій його статора, що мають високу інформативність, є простими в одержанні й обробці [8].

У статті наведені результати розрахунково-експериментальних досліджень.

1. Математична модель радіально-поршневого насоса з кульковими поршнями ГОП. На кінематичній схемі (рис. 2) показано: 1 – блок циліндрів (ротор), 2 – кулька-поршень, 3 – цапфовий розподільник, 4 – статорне кільце, 5 – корпус ГОП, 6 – гідроциліндр системи керування, 7 – цапфа керування статорного кільця, 8 – вісь обертання статорного кільця. Вісь обертання ротора проходить через точку O , а через точки O_1 , O_3 проходять відповідно вісь статорного кільця і вісь його обертання (перпендикулярно до площини рисунка).

Математична модель, що описує коливання статора, має вигляд [6, 7]

$$I_{O_3z}^{(e)} \ddot{\vartheta} + b_e \dot{\vartheta} + c_e \vartheta = M_{O_3z}^{(0)} + M_{O_3z}(t), \quad (1)$$

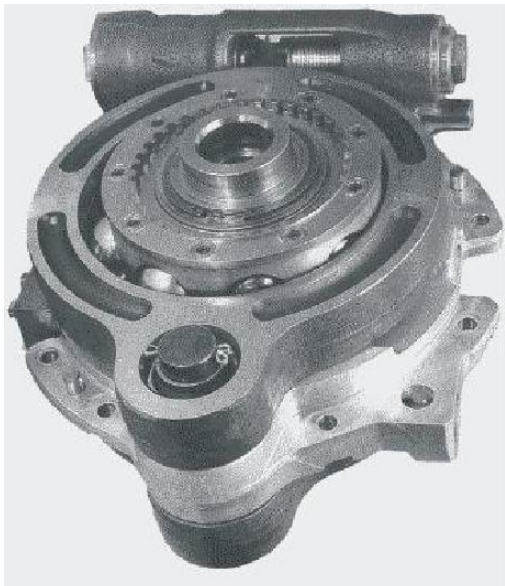


Рис. 1. Радіально-поршнева гідромашина з кульковими поршнями фірми "Martin-Marietta"

де ϑ – кут повороту статора; $I_{O_3z}^{(e)} = \frac{7}{10} m_b n h^2 + I_{O_3z}^{(s)}$ – еквівалентний момент інерції моделі; m_b – маса кульки; $n = 9$ – кількість циліндрів; h – відстань від осі обертання статора до осі ротора; $I_{O_3z}^{(s)} = I_{O_1z}^{(s)} + m_s \cdot O_3O_1^2$ – момент інерції статора відносно осі обертання; $I_{O_1z}^{(s)}$ – момент інерції статора відносно осі статорного кільця; m_s – маса статора; O_3O_1 – відстань від осі статорного кільця до його центра мас; $c_e = cH^2 - \frac{7}{5} m_b n h^2 \omega^2$ – еквівалентна жорсткість; c – еквівалентний коефіцієнт пружності рідини в гідроциліндрі керування; H – відстань від осі обертання статора до осі гідроциліндра керування; ω – кутова швидкість обертання ротора; $M_{O_3z}^{(0)} = \frac{7}{5} m_b n h^2 \vartheta_0 \omega^2$ – постійний момент, зумовлений рухом кульок; ϑ_0 – вихідне відхилення статора; b_e –

еквівалентний коефіцієнт опору; $M_{O_3z}(t)$ – збурювальний момент, обумовлений силами тиску рідини в підпоршневому просторі.

2. Алгоритм діагностики закидів тиску циліндро-поршневих пар насоса РПГ. У законі зміни тиску в підпоршневому просторі кульки-поршня на інтервалі одного оберту ротора насоса, який формує збурювальний момент M_{O_3z} моделі (1), для кривої закидання тиску обґрунтована двопараметрична залежність [7]. Як параметри розглядаються інтервал дії імпульсу по куту повороту ротора $\Delta\varphi$ і його максимальне значення Δp (рис. 3). Для конкретного насоса зазначений інтервал визначається його геометрією. На рівень закидання тиску, що залежить від частоти обертання ротора, навантаження на ГОП, істотно можуть впливати витоки, які обумовлені

надмірним зносом кульок і стінок циліндрів. В основу розробленого алгоритму покладено експериментально підтверджений факт про зв'язок між закиданням тиску і коливаннями статора насоса навколо осі обертання.

Подамо зображення тиску $p(\varphi)$ для першого циліндра у вигляді суми

$$p(\varphi) = p_1(\varphi) + \eta p_2(\varphi), \quad (2)$$

де $p_1(\varphi)$ – тиск без урахування закидань; $p_2(\varphi)$ – тиск закидання за відсутності зношування; φ – кут повороту ротора ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$); η – параметр, який характеризує рівень закидання тиску $0 \leq \eta \leq 1$; p_h – тиск у порожнині нагнітання; p_d – тиск підживлення; Δp – величина закидання тиску.

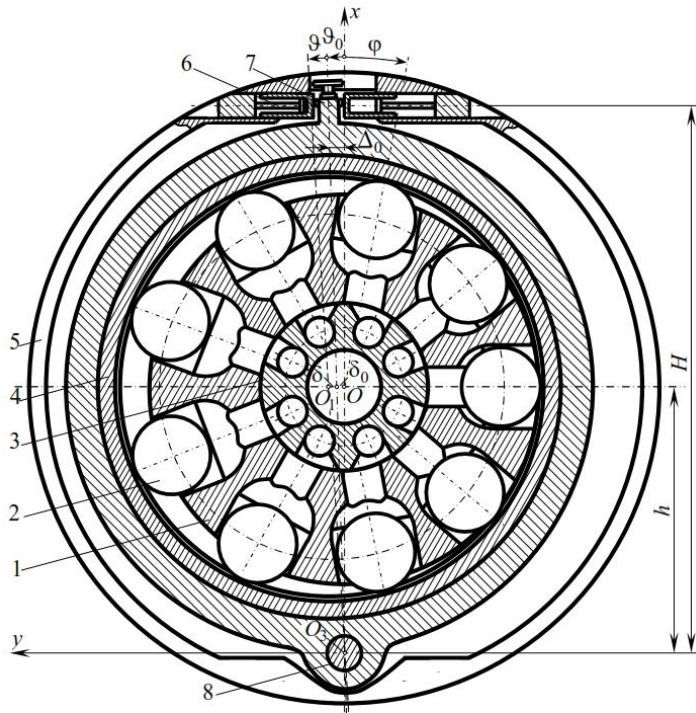


Рис. 2. Кінематична схема радіально-поршневого насоса з кульковими поршнями

Значення $\eta = 1$ відповідає відсутності зношення; значення $\eta = 0$ – межі зношення.

Тепер, враховуючи з [7], збурювальний момент від першого циліндра на одному оберті ротора можна подати у вигляді

$$M_{O_3z}(\varphi) = q_1(\varphi) + \eta q_2(\varphi), \quad (3)$$

де $q_1(\varphi) = \frac{\pi r^2}{\cos \psi} (x \sin(\varphi + \psi) - y \cos(\varphi + \psi)) p_1(\varphi)$;

$q_2(\varphi) = \frac{\pi r^2}{\cos \psi} (-x \sin(\varphi + \psi) + y \cos(\varphi + \psi)) p_2(\varphi)$;

$x = h + \rho \cos(\varphi) + r \cos(\varphi + \psi)$;

$y = -(\rho \sin(\varphi) + r \sin(\varphi + \psi))$; r – радіус кульки;

$\rho = R_0 - \delta_1 \sin \varphi$; R_0 – радіус окружності, по якій

рухаються центри кульок; $\delta_1 = \delta_0 + \delta$ (див. рис. 2); $\psi = \frac{\delta_1}{R_0} \cos \varphi$.

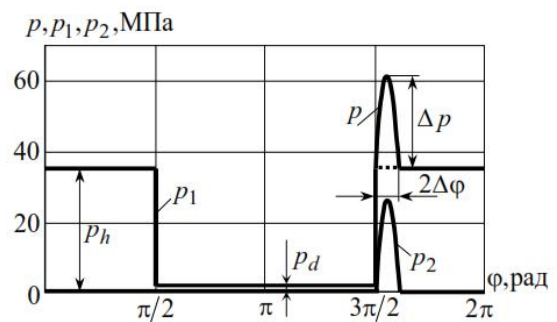


Рис. 3. Залежність тиску в підпоршневій порожнині від кута повороту ротора

Для ρ і ψ тут наведені наближені вирази з точністю до малих першого порядку.

Подамо наближено збурювальний момент від першого циліндра кінцевим тригонометричним рядом, розклавши вираз (3) у ряд Фур'є

$$M_1(\varphi) = M_{O_3z}(\varphi) = \sum_{i=1}^m \left(b_{c_i}^{(1)} \cos i\varphi + b_{s_i}^{(1)} \sin i\varphi \right) + \eta_1 \sum_{i=1}^m \left(a_{c_i}^{(1)} \cos i\varphi + a_{s_i}^{(1)} \sin i\varphi \right),$$

де $b_{c_i}^{(1)}$, $b_{s_i}^{(1)}$ – косинусна і синусна амплітуди i -ї гармоніки в розкладанні в ряд Фур'є $p_1(\varphi)$; $a_{c_i}^{(1)}$, $a_{s_i}^{(1)}$ – косинусна і синусна амплітуди i -ї гармоніки в розкладанні в ряд Фур'є $p_2(\varphi)$; m – кількість гармонік.

Тоді для моменту від k -го циліндра маємо відповідно

$$M_k(\varphi) = \sum_{i=1}^m \left(b_{c_i}^{(1)} \cos i\tilde{\varphi}_k + b_{s_i}^{(1)} \sin i\tilde{\varphi}_k \right) + \eta_k \sum_{i=1}^m \left(a_{c_i}^{(1)} \cos i\tilde{\varphi}_k + a_{s_i}^{(1)} \sin i\tilde{\varphi}_k \right),$$

де $\tilde{\varphi}_k = \varphi - \gamma_k$; $\gamma_k = (k-1) \frac{2\pi}{\omega n}$ – зміщення по фазі k -го збурювального моменту ($k = \overline{1, n}$).

З урахуванням виразу для $\tilde{\varphi}_k$ остання формула набуває остаточного вигляду

$$M_k(\varphi) = \sum_{i=1}^m \left(b_{c_i}^{(k)} \cos i\varphi + b_{s_i}^{(k)} \sin i\varphi \right) + \eta_k \sum_{i=1}^m \left(a_{c_i}^{(k)} \cos i\varphi + a_{s_i}^{(k)} \sin i\varphi \right), \quad (4)$$

де $b_{c_i}^{(k)} = b_{c_i}^{(1)} \cos i\gamma_k - b_{s_i}^{(1)} \sin i\gamma_k$, $b_{s_i}^{(k)} = b_{c_i}^{(1)} \sin i\gamma_k + b_{s_i}^{(1)} \cos i\gamma_k$; $a_{c_i}^{(k)} = a_{c_i}^{(1)} \cos i\gamma_k - a_{s_i}^{(1)} \sin i\gamma_k$, $a_{s_i}^{(k)} = a_{c_i}^{(1)} \sin i\gamma_k + a_{s_i}^{(1)} \cos i\gamma_k$.

Амплітуди косинусних і синусних гармонічних складових у русі статора насоса прийнято діагностичної моделі, які отримуються на основі експериментальних даних, позначимо відповідно через ϑ_{c_i} , ϑ_{s_i} . Тут приймаємо, що i набуває значення номерів гармонік вібраційного сигналу, які ресструються ($i = i_1, i_2, \mathbf{K}, i_v$; v – кількість гармонік, по яких здійснюється діагностика).

Для побудови системи лінійних алгебраїчних рівнянь з визначення параметрів η_k ($k = \overline{1, n}$) скористаємося гармонічними коефіцієнтами впливу. Косинусну і синусну амплітуди коливань статора від моменту одиничної амплітуди $\sin i\omega t$ позначимо відповідно через $\alpha_{c_i}^{(s)}$ і $\alpha_{s_i}^{(s)}$, а від моменту одиничної амплітуди $\cos i\omega t$ – відповідно через $\alpha_{c_i}^{(c)}$ і $\alpha_{s_i}^{(c)}$.

Для моделі (1) коефіцієнти впливу визначаються на підставі відомих формул для амплітуди і фази вимушених коливань осцилятора з лінійно-в'язким опором [9]

$$\alpha_{c_i}^{(s)} = -\alpha_{s_i}^{(c)} = -\frac{2\beta i\omega}{W}; \quad \alpha_{s_i}^{(s)} = \alpha_{c_i}^{(c)} = \frac{\omega_0^2 - (i\omega)^2}{W}, \quad (5)$$

де $\omega_0^2 = \frac{c_e}{I_{O_3z}^{(e)}}$, $\beta = \frac{b_e}{2I_{O_3z}^{(e)}}$, $W = I_{O_3z}^{(e)} \left[(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + 4\beta^2 (i\omega)^2 \right]$.

Скористаємося для побудови діагностичних рівнянь формулами (4), (5). Запишемо вирази для амплітуд косинусних і синусних складових кожної гармоніки в реакції статора від відповідних гармонік збурювання і зрівняємо їх з відповідними експериментальними значеннями гармонік. Після нескладних перетворень маємо

$$\left. \begin{aligned} & \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(1)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(1)} \right) \eta_1 + \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(2)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(2)} \right) \eta_2 + \mathbf{L} + \\ & + \left(\alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(n)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(n)} \right) \eta_n = \vartheta_{c_i} - \alpha_{c_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{c_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}, \\ & \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(1)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(1)} \right) \eta_1 + \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(2)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(2)} \right) \eta_2 + \mathbf{L} + \\ & + \left(\alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(n)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(n)} \right) \eta_n = \vartheta_{s_i} - \alpha_{s_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{s_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $i = i_1, i_2, \mathbf{K}, i_v$.

Систему лінійних алгебраїчних рівнянь (6) перепишемо в матричній формі

$$\mathbf{A}\boldsymbol{\eta} = \mathbf{b}, \quad (7)$$

де \mathbf{A} – матриця розмірності $2v \times n$ ($v \geq 5$); $\boldsymbol{\eta} = [\eta_1, \eta_2, \mathbf{K}, \eta_n]^T$ – вектор параметрів, які діагностуються; $\mathbf{b} = [b_1, b_2, \mathbf{K}, b_{2v}]^T$ – вектор правих частин (τ - знак транспонування).

Оскільки експериментальні дані визначаються неточно, систему (7) замінимо системою так званих умовних рівнянь

$$\mathbf{A}\boldsymbol{\eta} = \tilde{\mathbf{b}}, \quad (8)$$

де $\tilde{\mathbf{b}}$ – наближене значення вектора правих частин.

Число рівнянь $2v$ може бути більшим від числа невідомих, у цьому випадку система (8) є перевизначеною. Найпоширенішим способом розв’язання перевизначених систем лінійних алгебраїчних рівнянь є метод найменших квадратів. У цьому випадку як розв’язок беруть вектор $\tilde{\boldsymbol{\eta}}$, який мінімізує норму нев’язки

$$\|\mathbf{A}\tilde{\boldsymbol{\eta}} - \tilde{\mathbf{b}}\| = \inf \|\mathbf{A}\boldsymbol{\eta} - \tilde{\mathbf{b}}\|$$

на всьому просторі розв’язань системи (8). У якості норми вектора прийнята величина

$$\|\mathbf{b}\| = \left(\sum_{i=1}^{2v} b_i^2 \right)^{1/2}.$$

Вектор розв’язання визначається так:

$$\tilde{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{Y}\tilde{\mathbf{b}}, \quad (9)$$

де $\mathbf{Y} = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T$.

3. Алгоритм діагностики за статистичного вібраційного сигналу. Вище наведено алгоритм діагностики закидів тиску циліндро-поршневих пар насоса РПГ у детермінованій постановці. Водночас експериментальні дослідження вібрацій статора насоса показують, що вихідний вібраційний сигнал, який реєструється, має явно статистичний характер, оскільки в кожній реалізації вібраційного сигналу існують випадкові відхилення, обумовлені різними факторами. Це означає, що у разі діагностики зношення циліндро-поршневих пар під час експлуатації, діагностичні висновки потрібно робити з врахуванням статистичного характеру вібраційного сигналу. Для отриманого математичного очікування діагностичного висновку повинен визначатися довірчий інтервал, у якому цей висновок перебуває.

Для цього можуть бути використані два підходи. У першому – діагностичний висновок для кожної випадкової реалізації вібраційного сигналу визначається в детермінованій постановці і, тому виявляється випадковим. Проробивши це для великої кількості реалізацій вібраційного сигналу, можемо знайти математичне очікування, дисперсію і довірчий інтервал діагностичного висновку. У разі застосування цього підходу для кожної спроби потрібно переробити експериментальний матеріал в діагностичний. Одержання достовірних статистичних характеристик діагностичних висновків вимагає в цьому випадку проведення доволі великої кількості спроб і значного часу для обробки їхніх результатів.

Істотне скорочення витрат часу може бути досягнуто при використанні другого підходу, у якому по випадкових реалізаціях вихідного вібраційного сигналу визначаються його математичне очікування і дисперсія. За їх допомогою потім знаходяться діагностичний висновок і довірчий інтервал для нього.

Запишемо систему рівнянь відносно параметрів зношування (6) для j -ї реалізації вібраційного сигналу

$$\left. \begin{aligned} s_{c_i}^{(1)}\eta_1^{(j)} + s_{c_i}^{(2)}\eta_2^{(j)} + \mathbf{L} + s_{c_i}^{(n)}\eta_n^{(j)} &= \vartheta_{c_i}^{(j)} + \psi_{c_i}, \\ s_{s_i}^{(1)}\eta_1^{(j)} + s_{s_i}^{(2)}\eta_2^{(j)} + \mathbf{L} + s_{s_i}^{(n)}\eta_n^{(j)} &= \vartheta_{s_i}^{(j)} + \psi_{s_i}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Тут для скорочення запису прийняті запроваджені позначення:

$$\begin{aligned} s_{c_i}^{(k)} &= \alpha_{c_i}^{(c)} a_{c_i}^{(k)} + \alpha_{c_i}^{(s)} a_{s_i}^{(k)}; & s_{s_i}^{(k)} &= \alpha_{s_i}^{(c)} a_{c_i}^{(n)} + \alpha_{s_i}^{(s)} a_{s_i}^{(n)}; \\ \psi_{c_i} &= -\alpha_{c_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{c_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}; & \psi_{s_i} &= -\alpha_{s_i}^{(c)} \sum_{k=1}^n b_{c_i}^{(k)} - \alpha_{s_i}^{(s)} \sum_{k=1}^n b_{s_i}^{(k)}. \end{aligned}$$

При N реалізаціях будемо мати N систем лінійних алгебраїчних рівнянь вигляду (10). Підсумовуючи ці системи рівнянь по всіх j , після ділення на N одержимо систему рівнянь для визначення математичного очікування діагностичного висновку

$$\left. \begin{aligned} s_{c_i}^{(1)}m(\eta_1) + s_{c_i}^{(2)}m(\eta_2) + \mathbf{L} + s_{c_i}^{(n)}m(\eta_n) &= m(\vartheta_{c_i}) + \psi_{c_i}, \\ s_{s_i}^{(1)}m(\eta_1) + s_{s_i}^{(2)}m(\eta_2) + \mathbf{L} + s_{s_i}^{(n)}m(\eta_n) &= m(\vartheta_{s_i}) + \psi_{s_i}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де $m(\eta_k)$ – математичне очікування параметра зношення k -го циліндра (діагностичний висновок); $m(\vartheta_{c_i})$, $m(\vartheta_{s_i})$ – математичне очікування відповідно косинусної і синусної складових i -ї гармоніки закону руху статора.

У матричній формі система рівнянь (11) має вигляд

$$\mathbf{A}m(\boldsymbol{\eta}) = m(\mathbf{b}), \quad (12)$$

де $m(\boldsymbol{\eta}) = [m(\eta_1), m(\eta_2), \mathbf{K}, m(\eta_n)]^T$ – вектор-стовпець математичних очікувань параметрів зношування;

$m(\mathbf{b}) = [m(\vartheta_{c_{i1}}), m(\vartheta_{s_{i1}}), m(\vartheta_{c_{i2}}), m(\vartheta_{s_{i2}}), \mathbf{K}, m(\vartheta_{c_{iv}}), m(\vartheta_{s_{iv}})]^T$ – вектор-стовпець математичних очікувань правих частин рівнянь.

Для вектора математичних очікувань діагностичних висновків маємо аналогічно (9)

$$m(\boldsymbol{\eta}) = \mathbf{Y}m(\mathbf{b}). \quad (13)$$

Для визначення точності діагностичних висновків необхідно скласти коваріаційну матрицю випадкового вектора параметрів зношення $\boldsymbol{\eta}$

$$\mathbf{D}(\boldsymbol{\eta}) = m\{[\boldsymbol{\eta} - m(\boldsymbol{\eta})][\boldsymbol{\eta} - m(\boldsymbol{\eta})]^T\} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & \mathbf{L} & D_{1n} \\ D_{21} & D_{22} & \mathbf{L} & D_{2n} \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} \\ D_{n1} & D_{n2} & \mathbf{L} & D_{nn} \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Діагональні елементи цієї матриці становлять дисперсії відповідних компонентів вектора $\boldsymbol{\eta}$, що визначаються за формулою

$$D_{ii} = m\{(\eta_i - m(\eta_i))^2\} = D(\eta_i) \quad (i = \overline{1, n}). \quad (15)$$

Недіагональні елементи матриці $\mathbf{D}(\boldsymbol{\eta})$ називаються коваріаціями (кореляційними моментами) відповідних пар компонентів вектора $\boldsymbol{\eta}$ і знаходяться по цьому вектору і його математичному очікуванню

$$D_{ik} = m\{(\eta_i - m(\eta_i))(\eta_k - m(\eta_k))\} = K(\eta_i, \eta_k) \quad (i, k = \overline{1, n}). \quad (16)$$

Очевидно, що $K(\eta_i, \eta_k) = K(\eta_k, \eta_i)$, тобто коваріаційна матриця є симетричною.

Виразимо коваріаційну матрицю параметрів зношення (14) через коваріаційну матрицю вимірюваних сигналів. Використовуючи формули (9) і (14), маємо

$$\begin{aligned} \mathbf{D}(\boldsymbol{\eta}) = \mathbf{D}(\mathbf{Y}\mathbf{b}) &= m\{[\mathbf{Y}\mathbf{b} - m(\mathbf{Y}\mathbf{b})][\mathbf{Y}\mathbf{b} - m(\mathbf{Y}\mathbf{b})]^T\} = m\{\mathbf{Y}[\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{Y}(\mathbf{b} - m(\mathbf{b}))]^T\} = \\ &= \mathbf{Y}m\{[\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{b} - m(\mathbf{b})]^T\} \mathbf{Y}^T = \mathbf{Y}\mathbf{D}(\mathbf{b})\mathbf{Y}^T, \end{aligned} \quad (17)$$

де $\mathbf{D}(\mathbf{b}) = m\{[\mathbf{b} - m(\mathbf{b})][\mathbf{b} - m(\mathbf{b})]^T\}$ – коваріаційна матриця правих частин системи рівнянь (8).

У результаті ми одержали матричне співвідношення для визначення дисперсій $D(\eta_k)$ параметрів зношення.

4. Розрахунково-експериментальні дослідження. На рис. 4 показані експериментальні залежності кутового відхилення статора ϑ і тиску в циліндрі керування p_u на одному оберті, які отримані за розробленою у [8] методикою, коли зношення циліндро-поршневих пар відсутнє ($\eta_i = 1, i = \overline{1, 9}$). Графіки наведені у відносних одиницях (кутові відхилення статора отримані шляхом перерахування експериментально вимірюваного віброприскорення). На рисунку зображено також відмітку оберту.

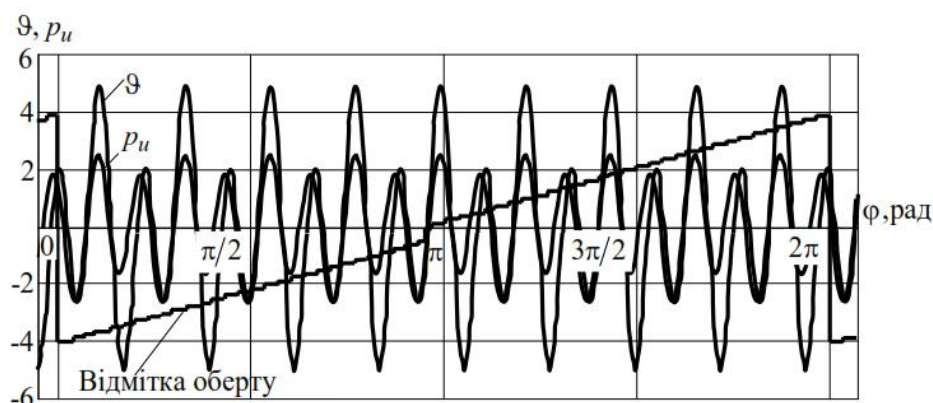


Рис. 4. Експериментальні залежності для кута відхилення статора і тиску в циліндрі керування на одному оберті ротора

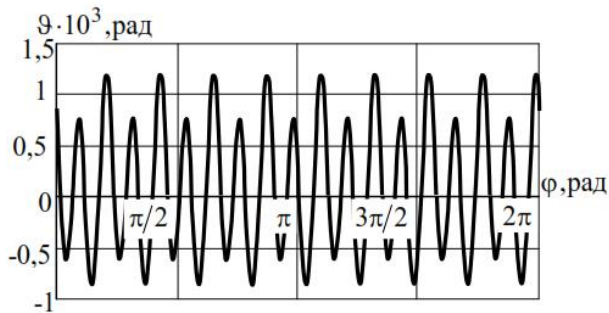


Рис. 5. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при відсутності витоків

характер руху статора відхилень від нормальної роботи третього циліндра. Крива, зображена на рис. 6, відповідає математичному моделюванню витоків у третьому циліндрі ($\eta_3 = 0,5$). Має місце помітна відмінність її від кривої на рис. 5. У спектрі розкладання в ряд Фур'є при цьому з'являються значні гармоніки низької частоти.

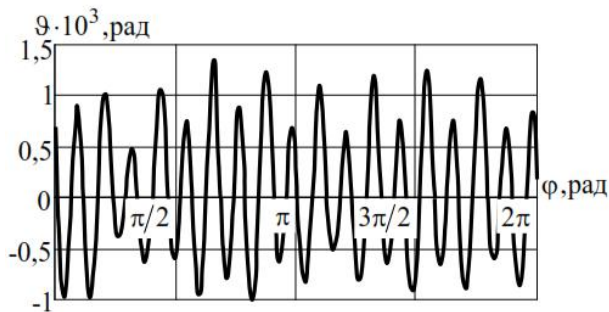


Рис. 6. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при збільшеному зазорі в третьому циліндрі ($\eta_3 = 0,5$)

коливань у моделі (1) з урахуванням зазначених параметрів зношення. Кількість гармонік для діагностики дорівнювало 18 або 9 (параметри зношення зображені чотирма значущими цифрами).

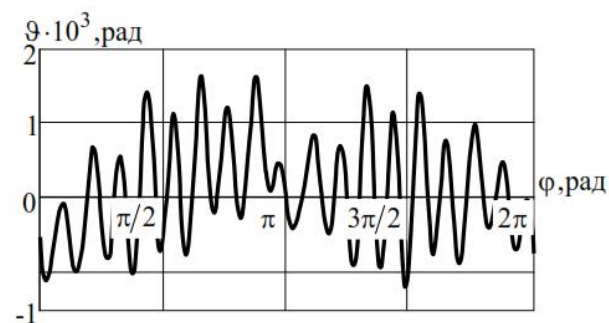


Рис. 7. Залежність кута відхилення статора від кута повороту ротора при відсутності закидів тиску у третьому циліндрі ($\eta_3 = 0$)

Порівняння варіантів 1 і 3 також підтверджує зазначений висновок.

У варіанті 7 наведені результати для спотворення тих же гармонік на 20 %. Тут результати трохи гірші, ніж у варіанті 6, але алгоритм працює при цьому ще стійко.

Розрахунковий графік зміни кута повороту статора для одного повного оберту ротора за відсутності витоків зображений на рис. 5. Має місце добрий збіг відповідних кривих рис. 4 і 5. Зроблений аналіз показав, що найбільш сильна вісімнадцята гармоніка в законі руху формується зміною тиску в циліндрі за законом прямокутного синуса без урахування закидання тиску (див. рис. 3). Дев'ята ж гармоніка обумовлена закиданням тиску при переході циліндра з зони низького тиску в зону високого тиску.

Графіки рис. 6, 7 демонструють вплив на

Графік на рис. 7 відповідає математичному моделюванню ситуації, коли третій циліндр повністю втратив працездатність $\eta_3 = 0$. Добре видно, що відзначені вище відхилення стають ще істотнішими.

У таблиці наведені деякі результати з перевірки можливості практичного використання розробленого методу. У цих експериментах брали до уваги зношення третього циліндра: часткове ($\eta_3 = 0,5$), або повне ($\eta_3 = 0$). Закон руху статора (вихідний вібраційний сигнал) був отриманий у результаті розрахунку вимушених

У варіантах 3, 4 і 6–8 вводилися спотворення для деяких гармонік в русі статора.

Порівняння варіантів 1 і 5 (див. таблицю) показує, що використання перевизначеної системи рівнянь (кількість косинусних і синусних складових гармонік більша від кількості невідомих) дає точніші результати, хоча й у випадку 9 гармонік результати є практично прийнятними.

Спотворення амплітуд косинусних і синусних складових дев'ятої гармоніки на 10% і для випадку 18 і для випадку 9 гармонік (варіанти 4 і 6) трохи погіршують результати варіанта 2, але їх також варто вважати практично прийнятними.

У разі ж спотворення декількох гармонік (варіант 8) результати розрахунку по деяких циліндрах позбавлені фізичного змісту.

Параметри зношування ($\eta_i = 1, i = \overline{1,9}$)

№	Номер циліндра									Число гармонік	Примітка
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	1,000	1,000	0,5	1,000	1,001	0,999	0,999	0,999	0,999	18	
2	1,001	1,001	0	1,001	1,000	0,999	0,999	0,999	0,999	18	
3	0,998	1,002	0,502	0,993	0,996	1,002	0,993	1,002	1,002	18	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
4	1,002	1,004	0,001	0,991	0,997	0,998	1,002	0,992	1,006	18	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
5	0,997	0,994	0,501	0,997	0,995	0,998	0,998	0,995	0,991	9	
6	1,003	0,984	0,002	0,989	0,972	0,978	0,998	0,935	0,933	9	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+10\%)$
7	1,004	0,995	0,004	0,976	0,947	0,955	0,978	0,860	0,919	9	$\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+20\%)$
8	1,036	1,052	0,060	1,061	1,050	1,890	1,820	1,200	1,050	9	$\vartheta_{c_1}, \vartheta_{s_1},$ $\vartheta_{c_9}, \vartheta_{s_9} - (+20\%)$

Висновки

1. Запропоновано метод вібраційної діагностики зношення циліндро-поршневих пар насоса РПГ із кульковими поршнями.
2. Як діагностичну модель обрано модель, що описує коливання статора насоса.
3. Запропоновано параметри, які характеризують зношення циліндро-поршневих пар.
4. Обрано тип експериментальних даних, необхідних для діагностики, які мають високу інформативність, простоту здобування й обробки.
5. Узагальнено розроблений метод діагностики для вібраційних сигналів, що мають статистичний характер.
6. Наведено результати розрахункових досліджень з використанням запропонованого методу діагностики.
7. Запропонований алгоритм має значні перспективи для вирішення широкого кола проблем діагностики ГОП з кульковими РПГ.

1. HMPT-1250. Компактная трансмиссия для AFAS/FARV. Transmission Programs Defence Systems Martin Marietta.– 1993. 2. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин и др.–Л: Машиностроение, 1987.– 256 с. 3. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко и др.–Харьков: Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001.– 642 с. 4. Борисюк М. Д. Новое поколение шарико-поршневых передач / М. Д. Борисюк, Ю. М. Бусяк, Г. А. Аврунин и др. // Промислова гідроліка і пневматика.– 2003.– №1.– С. 66–70. 5. Аврунин Г. А. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень / Г. А. Аврунин, И. В. Чабаненко, В. В. Хавиль и др. // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 1. – С. 9–16. 6. Шатохин В. Моделирование динамических процессов в кульковых радиально-поршневых насосах гидрообъемных передач транспортных машин / В. Шатохин, О. Серьогин // Машинознавство. – 2007. – № 10 (124). – С. 3–9. 7. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В. М. Шатохин.–Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 456 с. 8. Ярмач Н. С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов / Н. С. Ярмач // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 1. – С. 35–45. 9. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики. В 2-х томах. Т. II. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – 640 с.