

УДК 681.12.08:534.09

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ НЕЛІНІЙНОСТІ ВІДНОВЛЮВАЛЬНОЇ СИЛИ НА ТОЧНІСТЬ БАЛАНСУВАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

О. Мамонтов, старший викладач кафедри охорони праці,
Харківський національний університет радіоелектроніки

Наводиться аналіз метрологічної точності запропонованого пристрою вимірювання статичної невідновлюваності жорстких роторів порівняно з дорезонансними й зарезонансними балансувальними верстатами. Виводяться формули для розрахунку складової відносної похибки вимірювання, яка зумовлена нелінійністю поновлювальної сили. Результат аналізу свідчить, що за точністю вимірювання та продуктивністю роботи за певних умов такий пристрій не поступається традиційним засобам і може бути реалізований на операціях балансування роторів різних машин і механізмів.

The paper estimates metrological accuracy the proposed balancing machine-tool of rigid rotors compared to pre-resonance and post-resonance one. Formulae are derived for calculating component of relative measurement error caused by nonlinear restoring force. The result of analysis is indicative of the fact that by measurement accuracy the proposed machine-tool has an advantage over pre-resonance and post-resonance one and can be used in technological operations of rotor balancing of various machines and mechanisms.

Ключові слова: дисбаланс, балансувальний верстат, жорсткий ротор, резонанс, похибка, вільні коливання, нелінійна відновлювальна сила.
Keywords: unbalance, balancing machine, rigid rotor, resonance, error, free oscillations, nonlinear restoring force.

Завдання зрівноважування роторів машин і механізмів на сьогодні залишається актуальним, незважаючи на значні досягнення у технології машинобудування. Ще з першої половини минулого століття відомий ряд методів і відповідних засобів вимірювання невідновлюваності роторів, що входять до складу балансувального встаткування (балансирувальних верстатів). Значного прогресу досягнуто протягом трьох останніх десятиліть шляхом інтеграції до їхнього складу обчислювальних засобів, що підвищують точність вимірювання й усунення невідновлюваності (балансирування), а також продуктивність такого процесу. Однак, незважаючи на досягнення, наявні засоби, як і раніше, мають недоліки.

Найбільш точні засоби визначення статичних і динамічних невідновлюваностей роторів засновані на вимірюванні певних фізичних величин, що виникають у спеціальних коливальних системах — балансувальних верстатах. Наразі найбільш широко використовуються дорезонансні й зарезонансні балансувальні верстати [1, 2]. На дорезонансному балансувальному верстаті вимірюється максимальне динамічне навантаження (сила), що діє на опори ротора під час його обертання. На зарезонансному балансувальному верстаті вимірюється амплітуда вимушених коливань податливих (м'яких) опор ротора. В обох випадках вимірювана величина залежить від нелінійності відновлювальної сили, яка у свою чергу залежить від ряду важко враховуваних факторів: конструктивних особливостей опор ротора на верстаті, маси ротора й швидкості його обертання. Отже, всі типи балансувальних верстатів мають загальний недолік — вплив нелінійності відновлювальної сили на точність вимірювання дисбалансу. Зі збільшенням нелінійності зростає похибка вимірювання. Цим пояснюється актуальність завдання.



Окрім того, зазначений недолік є частою причиною зниження продуктивності процесу балансування. Звичайно для досягнення заданої точності балансування ротора процес здійснюється у кілька етапів (декількома пусками). Наявність похибки вимірювання невірності ротора у більшості випадків виключає можливість досягнення заданої точності балансування за один пуск. Отже, зі збільшенням нелінійності відновлювальної сили зростає похибка вимірювання дисбалансу, а відтак, число пусків.

Відомі також пристрій і спосіб визначення статичної невірності жорстких роторів [3—7], розроблювачем яких є автор цієї статті (у співавторстві). Пристрій є спеціальною маятниковою конструкцією з установленим на неї ротором. Спосіб засновано на вимірюванні власних частот вільних коливань ротора в різних положеннях з подальшими розрахунками величин дисбалансу і його кута. Порівняно з традиційними способами й засобами вимірювань статичної невірності роторів, розглянутими вище, ці спосіб і пристрій мають менший вплив нелінійності відновлювальної сили на вимірювану величину. Така відмінність дозволяє підвищити продуктивність процесу балансування внаслідок зниження числа пусків.

Мета статті — доказ більш високої точності вимірювання дисбалансу за допомогою запропонованого пристрою порівняно з точністю вимірювання традиційних засобів: дорезонансних і зарезонансних балансувальних верстатів. Для кожного засобу необхідно скласти відповідну математичну модель коливальної системи. Для об'єктивної оцінки точності вимірювання кожного засобу в усіх моделях доцільно застосувати однакову нелінійність відновлювальної сили. Далі для кожного засобу необхідно вивести математичну формулу відносної похибки дисбалансу ротора. Графічна інтерпретація отриманих формул дозволить наочно продемонструвати ефективність запропонованого пристрою.

МАТЕРІАЛИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Спрощену схему дорезонансного й зарезонансного балансувального верстата наведено на рис. 1 а.

Для визначення статичної невірності ротора на дорезонансних верстатах ротор 1 розкручують до певної швидкості обертання ω й вимірюють динамічне навантаження F жорстких опор 3, зумовлену наявністю невірності маси 2. На зарезонансних верстатах вимірюють амплітуду A коливань податливих (м'яких) опор ротора.

Слід зазначити, що через складність аналітичного розв'язку нелінійних диференціальних рівнянь

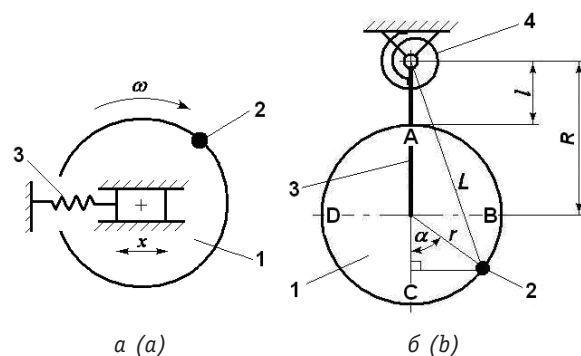


Рис. 1. Спрощені схеми балансувальних верстатів
а — дорезонансного й зарезонансного (вид збоку);
б — запропонованого (вид зверху)

Fig. 1. Simplified schemes of balancing machine-tools
a — preresonance and postresonance balancing machine (side view);

b — offered balancing machine-tool (top view)

у процесі виведення формул розглядатимуться лише основні коливання без урахування гармонік і субгармонік. Також не враховуватиметься тертя в коливальних системах. Математичний вираз нелінійності відновлювальної сили, а також отримані при цьому величини похибок зазначених засобів, носитимуть умовний характер і використовуватимуться лише для якісної оцінки запропонованого вимірювального пристрою.

Під час обертання незбалансованого ротора з постійною кутовою швидкістю виникає силове збудження коливальної системи, що підпорядковується синусоїдальному закону [8—10]. Рівняння коливань має вид:

$$M\ddot{x} + F_{\text{упр}}(x) = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де M — маса ротора 1 з елементами кріплення (на рис. 1 а не показані); $F_{\text{упр}}(x)$ — нелінійна пружна сила деформації опори 3; x — величина деформації опори (відхилення від положення рівноваги); H — амплітуда збуджувальної сили; ω — циклічна частота; t — час.

Як зазначено вище, розглядатимемо лише основний вид коливань у виді:

$$x = A \cdot \sin \omega \cdot t, \quad (2)$$

де A — амплітуда коливань.

Нелінійну пружну силу розглядатимемо у виді, який з фізичної точки зору характерний для реальних пружних елементів, а з математичної точки зору достатньо зручний (простий в обчисленнях):

$$F_{\text{упр}}(x) = K_1 x + K_2 x^3. \quad (3)$$

Графік функції $F_{\text{упр}}(x)$ представлено на рис. 2. З урахуванням виразу (3) рівняння коливань (1) набуває такого виду:

$$M(\sin \omega t)'' + K_1 A \sin \omega t + K_2 A^3 \sin^3 \omega t = D \omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

Спростивши рівняння (4), отримуємо математичну модель дорезонансного й зарезонансного балансувальних верстатів у загальному виді:

$$-MA\omega^2 + K_1 A + K_2 A^3 \sin^2 \omega t = D\omega^2. \quad (5)$$

Сума другого й третього доданків у лівій частині рівняння (5) дорівнює пружній відновлювальній силі $F_{\text{упр}}(x)$, яка передається основі й дорівнює модулю реакції опори $|F(x)|$. Згідно з [1], на дорезонансних балансувальних верстатах максимальне значення величини $F(x)$ (за $\sin \omega t = 1$) є вимірюваною вели-

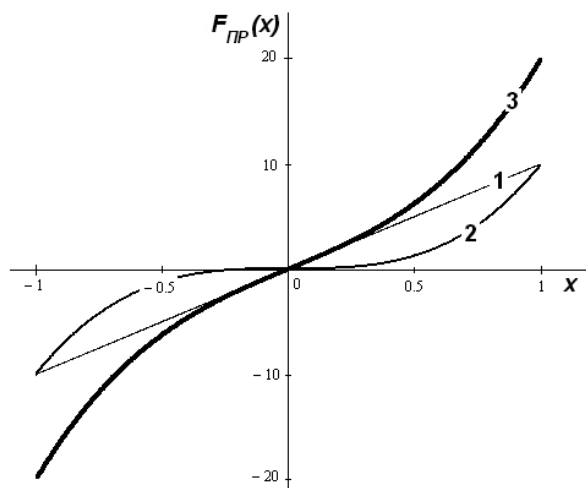
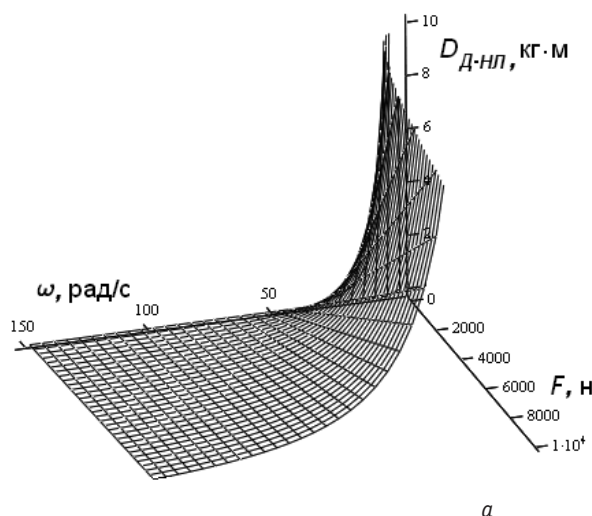


Рис. 2. Графік залежності $F_{\text{упр}}(x)$, $K_1 = K_2 = 1$ (чисельно):

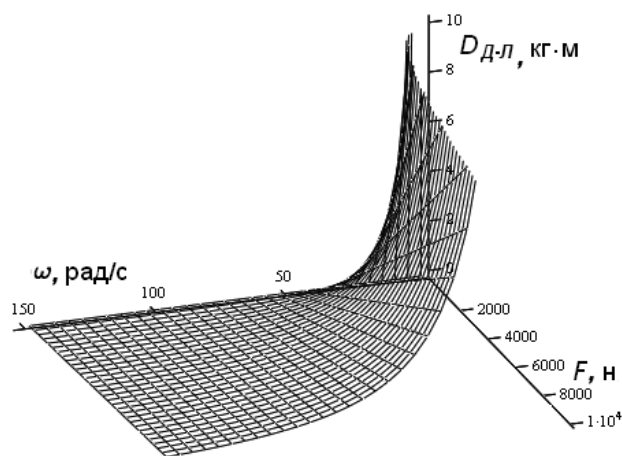
1 — лінійна складова; 2 — нелінійна складова;
3 — сума обох складових

Fig. 2. The graphical dependence $F_{\text{упр}}(x)$, $K_1 = K_2 = 1$ (numerically):

1 — the linear component; 2 — the nonlinear component; 3 — the sum of all components



а



б (b)

Рис. 3. Графіки залежності $D(\omega, F)$ для дорезонансного верстата:

а — вплив нелінійної відновлювальної сили; б — вплив лінійної відновлювальної сили

Fig. 3. The graphical dependence $D(\omega, F)$ for pre-rezonance balancing machine-tool:

а — the effect of nonlinear restoring force; б — the effect of nonlinear restoring force

чиною. Амплітудою коливань A , з урахуванням високої жорсткості опор, знехтують ($A = 0$). Тому величина дисбалансу, вимірювана на дорезонансних верстатах за нелінійної відновлювальної сили

$$D_{\text{д-нл}} = |F| / \omega^2. \quad (6)$$

Величину дисбалансу, вимірювану на дорезонансних верстатах за лінійної відновлювальної сили, можна обчислити на основі [8], знехтувавши тертям

$$D_{\text{д-л}} = (F / \omega^2) |1 - \omega^2 M / K_1|. \quad (7)$$

На рис. 3 представлено графіки залежності дисбалансу від частоти й динамічної реакції опори для дорезонансного балансувального верстата за $M = 100$ кг, $K_1 = 10^8$ н/м. За цих значень параметрів частота власних коливань у системі з лінійною відновлювальною силою становить 159,1 Гц (1000 рад/с).

Складову відносної похибки $\delta_d(\%)$ вимірювання дисбалансу на дорезонансному балансувальному верстаті, зумовлену нелінійністю пружної відновлювальної сили, обчислимо за формулою (8), згідно з [11].

$$\delta = |(D_{\text{л}} - D_{\text{нл}}) / D_{\text{л}}| \cdot 100\%, \quad (8)$$

де $D_{\text{л}}$ і $D_{\text{нл}}$ — значення дисбалансу, що відповідають лінійній і нелінійній відновлювальним силам.

Відповідний графік подано на рис. 4.

Як видно на графіку, складова відносної похибки дисбалансу, зумовлена зазначеною нелінійністю відновлювальної сили, на циклічній частоті 100 рад/с досягає приблизно 1%. Це значення частоти відповідає відносній частоті $n = 0,1$ у лінійній системі.

Дисбаланс роторів, вимірюваний на зарезонансному верстаті за нелінійної відновлювальної сили, можна обчислити за формулою (9), отриманою з формули (5) за $\sin \omega t = 1$ (максимальне значення):

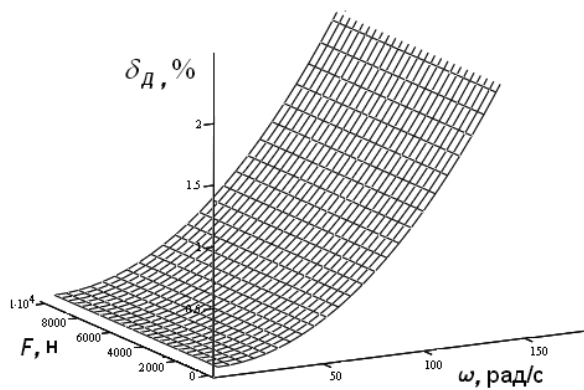


Рис. 4. Графік залежності $\delta_d(\omega; F)$ для дорезонансного верстата

Fig. 4. The graphical dependence $\delta_d(\omega; F)$ for pre-resonance balancing machine-tool

$$D_{3-нл} = |(K_1 A + K_2 A^3) / \omega^2 - M A|. \quad (9)$$

Дисбаланс роторів, вимірюваний на резонансному верстаті за лінійної відновлювальної сили, можна обчислити на основі [7, 8], знехтувавши тертям:

$$D_{3-л} = (A K_1 / \omega^2) |1 - \omega^2 M / K_1|. \quad (10)$$

На рис. 5 представлено графіки залежності дисбалансу від частоти й амплітуди коливань опори для зарезонансного балансувального верстата за $M = 100$ кг, $K_1 = 4 \cdot 10^3$ н/м, $K_2 = 4 \cdot 10^3$ н/м³. При цьому частота власних коливань у системі з лінійною відновлювальною силою становить 1 Гц ($\omega = 6,32$ рад/с).

Складову відносної похибки δ_3 (%) вимірювання дисбалансу роторів на резонансному балансувальному верстаті, зумовлену нелінійністю пружної відновлювальної сили, обчислимо аналогічно за формулою (8). Відповідний графік подано на рис. 6.

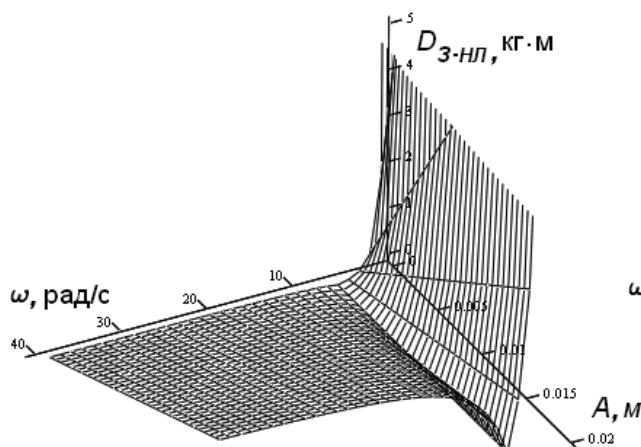
Як видно на графіку, складова відносної похибки дисбалансу, викликана нелінійністю відновлюваної сили, більшою мірою залежить від амплітуди коливань, ніж від частоти. Це пояснюється особливістю конструкції балансувального верстата такого типу, в якому збуджуються коливання у зарезонансній області. На частоті 125,6 рад/с (20 Гц) за зазначеної нелінійності відновлювальної сили із власною частотою коливань 6,3 рад/с (1 Гц), за питомого дисбалансу ротора 400 мкм (7 клас точності за [12]) складова відносної похибки досягає приблизно $4 \cdot 10^{-8}$ %.

На рис. 1 б наведено спрощену схему верстата (пристрою), запропонованого автором (у співавторстві). Ротор 1 з неврівноваженою масою 2 установлений на маятниковій рамі 3 з можливістю повороту навколо своєї осі й фіксації у чотирьох положеннях А, В, С, D, що відрізняються одне від одного поворотом ротора на 90°. Рама 3 підпружинена пружним елементом 4 (торсионом). Визначення дисбалансу і його кута виконується розрахунковим шляхом за допомогою частот вільних коливань системи, вимірюваних у чотирьох положеннях ротора. Величина дисбалансу ротора за лінійної відновлювальної сили, розраховується за формулою:

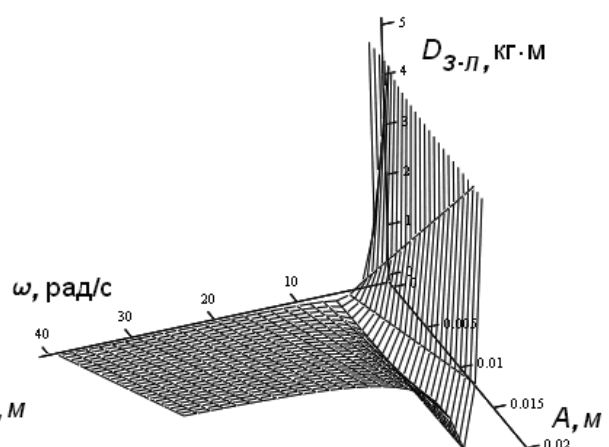
$$D_{п-л} = m_{неур} r = G / 4R \sqrt{(1/\omega_A^2 - 1/\omega_C^2)^2 + (1/\omega_B^2 - 1/\omega_D^2)^2}, \quad (11)$$

де $m_{неур}$ — неврівноважена маса; r — радіус; G — коефіцієнт жорсткості пружного елемента 4; $\omega_A, \omega_B, \omega_C, \omega_D$ — циклічні частоти вільних коливань системи, вимірені за відповідних положень ротора 1.

Частота вільних коливань маятникової рами 3 із установленим на неї ротором 1 за лінійної



а (a)



б (b)

Рис. 5. Графіки залежності $D(\omega; A)$ для зарезонансного верстата:

а — вплив нелінійної відновлювальної сили; б — вплив лінійної відновлювальної сили

Fig. 5. The graphical dependence $D(\omega; A)$ for post-resonance balancing machine-tool:

а — the effect of nonlinear restoring force; б — the effect of nonlinear restoring force

відновлювальної сили [8—10]

$$\omega_{\text{л}} = \sqrt{G/J}, \quad (12)$$

де J — момент інерції (коефіцієнт інерції або узагальнена маса) маятничкової рами 3 із установленим на неї ротором 1.

Із урахуванням зазначеної нелінійності відновлювальної сили математична модель такого вимірювального пристрою матиме вид:

$$J(\varphi \sin \omega t)'' + G_1 \varphi \sin \omega t + G_2 \varphi^3 \sin^3 \omega t = 0, \quad (13)$$

де φ — кут відхилення маятничкової рами від положення рівноваги (узагальнена координата); $G_1 = G_2 = G$ (чисельно).

Сума другого й третього доданків у рівнянні (13) дорівнює моменту відновлювальної сили (узагальненої відновлювальної сили), що діє на раму з боку пружного елемента 4. Спростивши рівняння (13), для максимального значення φ ($\sin \omega t = 1$) отримуємо:

$$-J\omega^2 + G + G\varphi^2 = 0. \quad (14)$$

Частота вільних коливань маятничкової рами 3 і ротора 1 за нелінійної відновлювальної сили, що діє з боку пружного елемента 4,

$$\omega_{\text{нл}} = \sqrt{G(1 + \varphi^2)/J} = \omega_{\text{л}} \sqrt{1 + \varphi^2}. \quad (15)$$

Підставляючи вираз (15) у (11), отримаємо величину дисбалансу ротора, визначену за допомогою запропонованого пристрою, за нелінійної відновлювальної сили

$$D_{\text{П-нл}} = m_{\text{НЕУР}} r = (G/4R(1 + \varphi^2)) \times \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}\right)^2} = \frac{D_{\text{П-л}}}{1 + \varphi^2} \quad (16)$$

Графік залежності $D_{\text{П-нл}}(D_{\text{П-л}}; \varphi)$ представлено на рис. 7.

Складову відносної похибки $\delta_{\text{П}}(\%)$ вимірювання дисбалансу роторів на запропонованому пристрої, зумовлену нелінійністю пружної відновлювальної сили, обчислимо, підставивши у формулу (8) вирази (11) і (16):

$$\delta_{\text{П}} = \left| 1 - (1/(1 + \varphi^2)) \right| \cdot 100\%. \quad (17)$$

На рис. 8 подано графічну залежність $\delta_{\text{П}}(\varphi)$ для ротора з питомим дисбалансом $e_{\text{ст}} = 200$ мкм і максимальною експлуатаційною швидкістю обертання 1200 об/хв або $\omega = 125,6$ рад/с (6 клас точності за [12]). Кут відхилення рами від положення рівноваги $\varphi = 10^{-5}$ рад. За такого значення досягається вимірювання частоти за реальних умов. При цьому відносна похибка дисбалансу роторів, вимірювана за допомогою запропонованого пристрою, не перевищує $10^{-8} \%$.

На рис. 9 представлені розрахункові границі відносної похибки зарезонансних балансувальних верстатів за зазначеної нелінійності відновлювальної

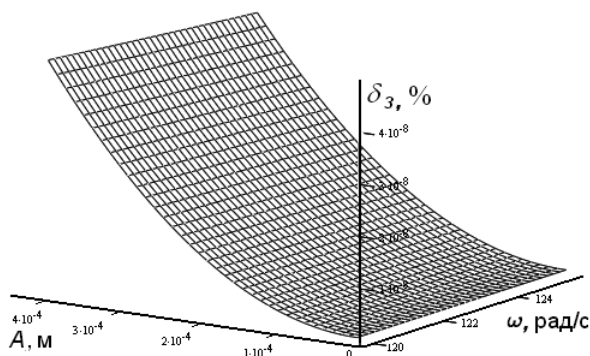


Рис. 6. Графік залежності $\delta_3(\omega; A)$ для зарезонансного верстата

Fig. 6. The graphical dependence $\delta_3(\omega; A)$ for post-resonance balancing machine-tool

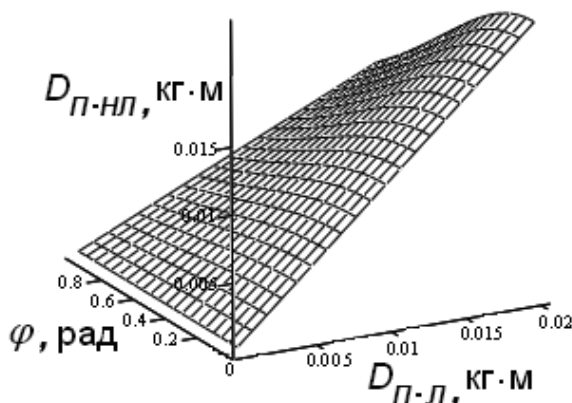


Рис. 7. Графік залежності $D_{\text{П-нл}}(D_{\text{П-л}}; \varphi)$

Fig. 7. The graphical dependence $D_{\text{П-нл}}(D_{\text{П-л}}; \varphi)$

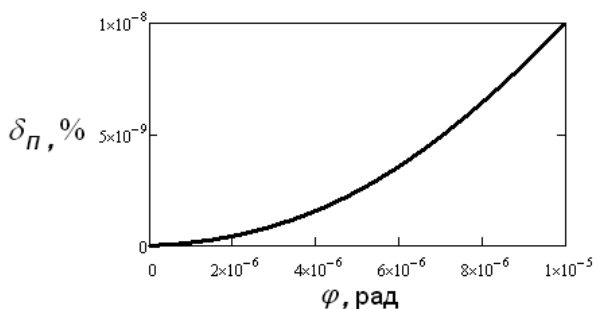


Рис. 8. Графік залежності $\delta_{\text{П}}(\varphi)$

Fig. 8. The graphical dependence $\delta_{\text{П}}(\varphi)$

сили нанесені на стандартні границі класів точності балансування за [12] (фрагмент). Стандартні границі класів точності показані жирними похилими лініями й позначені числами в кружках. Числами «1—4» позначені розрахункові границі відносної похибки зарезонансних верстатів за $K_1 = K_2 = 4000$ (чисельно): 1 — $\delta = 10^{-8} \%$; 2 — $\delta = 10^{-6} \%$; 3 — $\delta = 10^{-4} \%$; 4 — $\delta = 10^{-2} \%$. За віссю абсцис відкладені значення максимальної експлуатаційної швидкості

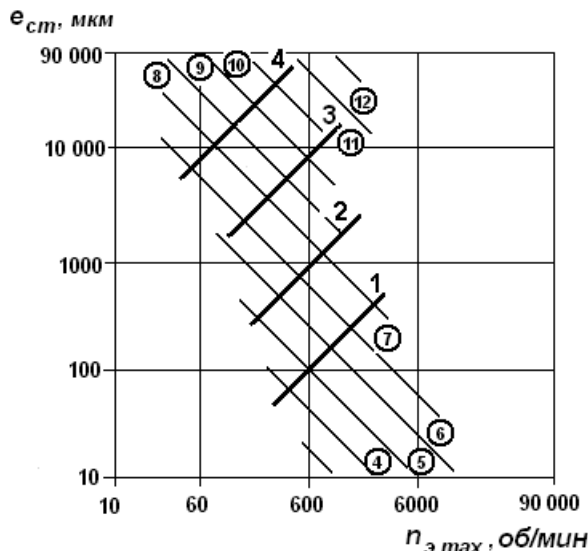


Рис. 9. Границі відносної похибки зарезонансних верстатів

Fig. 9. The boundaries of the relative error of postresonance balancing machine-tools

обертання ротора $n_{\text{макс}}$ (об/хв). За віссю ординат відкладені значення питомого дисбалансу ротора $e_{\text{ст}}$ (г·мм/кг = МКМ).

Порівнюючи значення відносної похибки дисбалансу, отримані для різних балансувальних верстатів (пристроїв) за зазначених умов, приходимо до таких висновків. Запропонований пристрій характеризується меншим впливом не лінійності відновлювальної сили на похибку вимірювання й, отже, меншою похибкою порівняно з дорезонансними верстатами. Ця якість сприяє підвищенню продуктивності праці на операціях балансування. Порівняно із зарезонансними верстатами запропонований пристрій також має ці переваги у певній області значень питомого дисбалансу й максимальної експлуатаційної частоти обертання роторів, обмеженої знизу (праворуч) лінією «1» на рис. 9.

Як зазначалося вище, нелінійність відновлювальної сили застосована з метою простоти розв'язку нелінійних диференціальних рівнянь і наочності ре-

зультату. Отримані значення похибки підтверджують ефективність запропонованого пристрою якісно.

ЗАКЛЮЧНА ЧАСТИНА

У ході дослідження виведено формули для розрахунків складової відносної похибки дисбалансу, викликану нелінійністю відновлювальної сили для дорезонансного, зарезонансного й запропонованого верстатів (пристроїв). Також отримано розрахункові дані у виді графіків, що наочно свідчать стосовно ефективності запропонованого пристрою за певних умов.

У результаті аналізу ефективності традиційних засобів вимірювання статичної невідновлюваності роторів стала очевидною необхідність подальших досліджень у цьому напрямку. Для цього автором цієї статті раніше розроблені й захищені патентами (у співавторстві) спосіб і пристрій для визначення статичної невідновлюваності роторів, а також стенд балансування автомобільних і мотоциклетних коліс. Для практичної реалізації зазначених розроблень знадобилася оцінка метрологічної точності запропонованого способу й пристроїв, а також наочна ілюстрація отриманих результатів. У процесі порівняння графіків відносної похибки стала очевидною їхня перевага у певних областях значень питомого дисбалансу й максимальної експлуатаційної швидкості обертання роторів. Ця перевага — у більш високій точності вимірювання дисбалансу. Наслідком цього є більш висока продуктивність процесу балансування внаслідок зниження числа пусків.

Наукова новизна полягає у виведенні формул для обчислень складової відносної похибки дисбалансу дорезонансного, зарезонансного й запропонованого балансувальних верстатів (пристроїв), зумовленою нелінійністю відновлювальної сили.

Практична значимість цієї роботи — у підтвердженні можливості створення більш точного, простого у виготовленні й більш продуктивного встаткування для балансування жорстких роторів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ / REFERENCES

1. Теорія й конструкція балансувальних машин під ред. проф. В.А. Щепетильникова (Theory and design balancing machines Ed. prof. V. A. Schepetilnikov) — М.: Машгиз, 1963. — 443 с/р.
2. Артоболевский И.И. Теорія механізмів і машин. (Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines) — М.: Наука, 1988. — 639 с/р.
3. А. С. №1825996 G01M1/10 (Copyright certificate USSR).
4. Патент України №111764 G01M1/10, G01M1/02, G01M1/16, (Patent of Ukraine).
5. Мамонтов О. В. Методи вібродіагностики невідновлюваних роторів для зниження вібрації й шуму виробничого устаткування // Радіоелектроніка й інформатика (Mamontov A.V. Methods of vibrodiagnostics of unbalanced rotors to reduce vibration and noise level of industrial equipment // Radioelectronika

- i informatika — Kharkov) — Харків, — 2002. — № 3. — С/Р. 68—70.
6. Мамонтов О.В. Математичне обґрунтування способу визначення статичної невірноваженості роторів // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Проблеми механічного приводу» — Харків (Mamontov A.V. Matematical justifications of way of calculating static unbalance of rotors // Bulletin of «Khpi». Series: «Problem of mechanical drive» — Kharkiv). — 2014. — №31. — С/Р. 99—104.
 7. І. Руженцев, О. Мамонтов. Порівняльний аналіз точності запропонованого й зарезонансного методів вимірювання дисбалансу роторів // Метрологія та прилади — Харків (I. Ryzhentsev, A. Mamontov. Comparative analysis of accuracy of proposed and postresonance methods of measuring rotor unbalance//Metrology and instruments — Kharkiv), 2015. — № 3. — С/Р. 29—32.
 8. Пановко Я.М. Вступ в теорію механічних коливань (Panovko Y.G. Introduction into the theory of mechanical oscillations) — М.: Наука, — 1991. — 255 с/р.
 9. Яблонский А.А. Курс теоретичної механіки. Частина II. Динаміка (Yablonsky A. A. Course of theoretical mechanics. Part II. Dynamics) — М.: Вища школа, — 1984. — 423 с/р.
 10. Суровцев Ю.А. Амортизація радіоелектронної апаратури (Surovtsev Y.A. Depreciation electronic equipment) — М.: Сов. Радіо, — 1974. — 175 с/р.
 11. Сергєєв А.Г. Метрологія: Підручник (Sergeev A.G. Metrology: Textbook) — М.: Логос, — 2005. — 272 с/р.
 12. ДЕРЖСТАНДАРТ 22061-76. Машини й технологічне встаткування. Система класів точності балансування. Основні положення. (Machines and technological equipment. Balance quality grade system. General. ☒

Отримано / received: 31.07.2016.

Стаття рекомендована до публікації д.т.н., проф. В.А. Юрченко (Україна).

Prof. V.A. Yurchenko, D. Sc. (Techn.), Ukraine, recommended this article to be published.

НОРМИ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України презентувало довідник Blue Guide, який був підготовлений за підтримки Федерального Уряду Німеччини. Довідник містить структуровану інформацію про технічне регулювання, необхідну для ефективного виходу українського виробника на європейський та міжнародний ринки, а також інформацію стосовно міжнародної діяльності України у сфері метрології. Презентація довідника відбулася 6 липня під час чергового засідання науково-технічної ради у сфері технічного регулювання при Мінекономрозвитку.

Протягом року за підтримки федеральної компанії Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, яка діє за дорученням німецького уряду, було проведено 6 навчальних заходів для українських експертів щодо системи технічного регулювання та оцінки відповідності в ЄС. За результатами цих заходів експерти Департаменту технічного регулювання та національних органів стандартизації склали довідник про технічне регулювання.

Довідник також містить в собі інформаційний огляд законодавства ЄС щодо безпеки продукції, а також ключові відомості щодо системи метрології, стандартизації, оцінки відповідності, акредитації та ринкового нагляду. Крім того, автори довідника наводять корисні посилання на веб-ресурси в Україні і ЄС, які містять важливу інформацію щодо особливостей технічного регулюван-

ня. Завантажити довідник можна за посиланням: <http://bit.ly/29NoHnc>

На засіданні науково-технічної ради обговорювалися актуальні питання реформи сфери технічного регулювання. Також було обговорено питання оптимізації цін на послуги з акредитації та моніторингу органів з оцінки, що надаються Національним агентством України з акредитації.

Фахівці департаменту технічного регулювання розповіли про хід розподілу коштів третього нефіксованого траншу у рамках виконання Угоди про фінансування програми «Сприяння взаємній торгівлі шляхом усунення технічних бар'єрів у торгівлі між Україною та Європейським Союзом».

Заступник Міністра економічного розвитку і торгівлі України Максим Нефьодов відзначив позитивні кроки щодо реформування системи технічного регулювання.

«Для успіху реформи важливо стати більше орієнтованими на сервіс і заручитися підтримкою бізнесу. Саме у співпраці із сумлінними українськими компаніями ми зможемо сформувати необхідні експертні осередки і забезпечити всебічну підтримку реформи. Ми відходимо від зайвого регулювання, яке було притаманне пост-радянській системі стандартизації, і впевнено прямуємо до більш відкритої, європейської моделі технічного регулювання», — підкреслив Максим Нефьодов.

За матеріалами Мінекономрозвитку України