

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН ІЗ УРАХУВАННЯМ ЇХНІХ ВИЗНАЧАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

© Гурський В. М., Кузьо І. В., Лозинський В. І., 2019

<https://doi.org/10.23939/istcipa2019.53.005>

**Мета.** Формування узагальненого показника ефективності функціонування та аналіз резонансних вібраційних машин із урахуванням їхніх визначальних енергетичних, динамічних і технологічних характеристик. **Методика.** Для оцінювання ефективності функціонування вібраційних систем використано три базових параметри – відношення максимуму пришвидшення робочої маси до споживаної потужності, коефіцієнт асиметрії пришвидшення та ширина резонансної зони. На наступному етапі ці показники приведені до безрозмірного виду, де визначальним вибрано перший. Сформовано узагальнений показник, що має вигляд різниці представлених показників та є функцією мети оптимізаційної задачі. Отриманий показник подано у функціональному вигляді, що враховує коефіцієнти жорсткості для синтезу різного класу резонансних систем – гармонійних і віброударних. Оптимізаційний синтез здійснюється на базі системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описує динамічні процеси у вібраційній системі з врахуванням рівняння стану електромагнітного приводу. **Результати.** Використовуючи незалежні коефіцієнти синтезу пружних параметрів отримано функціональну залежність критерію якості, що визначається екстремальною характеристикою. При цьому отримано характеристику, що описує три стани вібраційних систем. Встановлено, що за цим критерієм класичні віброударні системи поступаються за ефективністю функціонування традиційним гармонійним системам. Отримано нові параметри, що описують нові віброударні системи, що суттєво переважають існуючі методи їхніх розрахунків. Отримані залежності дають змогу оцінити вплив параметрів синтезу на ефективність функціонування з врахуванням відповідних технологічних і динамічних вимог. **Наукова новизна.** Вперше отримано критерій ефективності різного класу резонансних вібраційних систем, що враховує їхні визначальні енергетичні, технологічні та динамічні характеристики. Вперше підтверджено, що формування віброударних систем за класичним принципом є нераціональним, оскільки такі поступаються традиційним гармонійним системам. Встановлено причину такої неефективності, що криється у необхідності коригувати два коефіцієнти жорсткості для реалізації заданих резонансних режимів роботи. **Практична значущість.** Розглянута задача дає змогу реалізовувати на розрахунковому рівні вібраційні системи із закладеними технологічними і динамічними характеристиками. При цьому, енергетичні характеристики формуються за умови досягнення їхніх максимальних значень. Методика дозволяє реалізовувати як традиційні віброударні та гармонійні системи, так і нові, що є суттєво енергетично ефективнішими. За результатами синтезу розраховуються значення коефіцієнтів жорсткості, а також визначальні кінематичні та динамічні параметри.

**Ключові слова:** ефективність функціонування, критерій ефективності, резонанс, вібраційна система, віброудар.

**Вступ.** У сучасній практиці методики проектування вібраційних технологічних машин не є достатньо досконалими. Причиною цьому є те, що принципи, які закладаються під час створення машин не повною мірою враховують усього комплексу вимог, технологічних і експлуатаційних факторів. Методології розрахунку віброударних машин, що на розрахунковій стадії дозволяє закласти основні енергетичні та технологічні переваги не існує. Це пов'язано з своєрідними динамічними особливостями, що притаманні вібраційним системам, яких попередньо дуже важко спрогнозувати та які виявляються на наступній процедурі аналізу. Найперше необхідно врахувати вимоги технологічного характеру, що не прив'язані до енергетичних характеристик і параметрів машини. Зважаючи на те, що процес оброблення може бути не описаний як такий, відповідно виникає питання щодо існування меж раціональних параметрів, які задовольняють певні технологічні можливості для реалізації відповідних машин. До особливостей підходу, який розглядається

потрібно внести те, що аналіз здійснюється на моделі з врахуванням рівняння приводу. Цим може бути підтверджено, що використані параметри приводу здатні реалізувати потрібні характеристики.

**Аналіз літературних джерел.** Реалізація вискоефективних машин зумовлює необхідність розгляду завдань комплексного багатокритеріального синтезу [1, 2], що дають змогу користувачеві встановлювати набір потрібних показників відповідно до вимог, що висуваються. При цьому важливим є правильний вибір визначального показника, що може бути поданий також в інтегральній формі. Згідно з результатами одних досліджень, визначальними для оцінки ефективності функціонування є енергетичні показники роботи машини [3], інших – показники енергоефективності процесу оброблення [4]. Визначальними характеристиками, що використовують для оцінки віброударних режимів роботи динамічних систем, згідно з [5] є характеристики пришвидшення: його максимальне значення, коефіцієнт асиметрії, гармонійний склад. Також доцільно визначати силу та тривалість удару для оцінки надійності та міцності конструктивних елементів, що зазнають безпосереднього удару [6, 7]. Долучити до синтезу усі характерні явища та ефекти, що супроводжують віброудар, доволі проблематично. Складність задач породжує параметричність нелінійних систем, можливість існування декількох режимів та їхня динамічна стійкість [8]. Під час аналізу необхідно встановити пріоритети у формуванні ключового та допоміжних критеріїв для якісного аналізу та синтезу нелінійних віброударних систем. У [9] представлено принципи багатокритеріального аналізу та синтезу резонансних, зокрема віброударних машин технологічного призначення. У розвиток встановлених положень пропонується формувати більш узагальнений підхід, що передбачає залучення в одному комплексному показнику прийнятих попередньо часткових критеріїв. При цьому, доцільним є розглянути можливість їх зведення до безрозмірного виду для виконання подальшого оптимізаційного синтезу без використання додаткових обмежень. Отже, пропонується сформувати певний показник, що дає можливість оперативно не тільки оцінювати отримане рішення, а й закладати комплексну ефективність на стадії синтезу параметрів. За таких умов підібрані параметри реалізують основні кінематичні та динамічні, а також технологічні переваги.

**Мета.** Формування узагальненого показника, що враховує важливі функціональні характеристики віброударної системи, визначення на його основі раціональних параметрів, проведення порівняльної оцінки ефективності функціонування за цим показником різного класу вібраційних систем.

**Методика проведення досліджень.** Першочергово сформовано такі визначальні вимоги до конструкції вібраційного пристрою:

- 1) енергоощадність (висока ефективність функціонування);
- 2) забезпечена технологічна ефективність;
- 3) задовільна стійкість до зміни навантаження.

Базові часткові показники, що використовують для оцінки технологічних і енергетичних характеристики резонансних вібраційних систем визначені у [9]. Зокрема, базовий енергетичний показник ефективності функціонування за максимумом пришвидшення робочої маси:

$$\zeta_a = \frac{a_{p\max}}{P}, \quad (1)$$

де  $a_{p\max}$  – максимальне значення пришвидшення робочої маси;  $P$  – споживана потужність машини.

Згаданий показник доцільно привести до безрозмірного виду так:

$$\zeta_1 = \frac{m_p a_{p\max} v_{p\max}}{P}, \quad (2)$$

де  $m_p$  – робоча маса (інструменту, рухомої плити тощо);  $v_{p\max}$  – максимальне значення швидкості робочої маси.

Наступним до уваги беруть технологічний показник, що визначає наявність віброударного режиму як коефіцієнт асиметрії пришвидшення робочої маси [5]

$$k_a = \frac{a_{p \max}}{|a_{p \min}|}, \quad (3)$$

де  $a_{p \min}$  – мінімальне (у від’ємній області) значення пришвидшення робочої маси. Відомо, що для багатьох технологічних віброударних машин (столів, грохотів) приймається  $k_a = 3-6$ .

Привести показник (3) до безрозмірного вигляду за його верхньою границею можна так:

$$\zeta_2 = \frac{\max(k_a)}{6}. \quad (4)$$

У такому випадку доцільні межі показника становитимуть для віброударних систем  $\zeta_2 = 0,5-1$ , а для лінійних систем очевидно, що  $\zeta_2 \cong 1/6 = 0,167$ .

Відповідно, процедура нормалізації має місце для показника стійкості, зокрема для ширини резонансної зони:

$$\Delta\omega = \omega_0 - \omega, \quad (5)$$

де  $\omega_0$  і  $\omega$  – частоти вільних і вимушених коливань вібраційної системи.

Тоді критерій стійкості у безрозмірному вигляді

$$\zeta_3 = \frac{\Delta\omega}{\omega}. \quad (6)$$

Очевидно, щоб система не завалювалася у резонанс та зарезонансну область, необхідно  $\zeta_3 > 0$ .

Часткові критерії дають змогу зворотним чином отримати безпосередні значення дійсних кінематичних і динамічних параметрів.

За визначеними безрозмірними показниками є можливість сформулювати узагальнений комплексний показник ефективності вібраційної системи, за яким ключовий енергетичний показник (1) коректований технологічними показниками (3) і (5). Тоді критерій якості, що висувається, може бути представлений так:

$$K = \zeta_1 - \zeta_2 - \zeta_3. \quad (7)$$

Умова (7) повинна гарантувати такий набір параметрів, що сумісно забезпечується ефективність функціонування із відповідністю до потрібних кінематичних і динамічних характеристик вібраційної системи. При цьому  $K > 0$  гарантує таку (високу) ефективність функціонування сумісно із забезпеченням технологічної доцільності, коли остання не порушує енергетичних переваг.

Для вирішення оптимізаційного завдання, що має сенс під час синтезу нових віброударних машин, потрібно розглядати завдання

$$K \rightarrow \max. \quad (8)$$

У загальному випадку показник (8) є функцією параметрів, що входять до часткових показників (2), (4) і (6). Їх можна отримати відповідно із комплексної динамічної моделі, що містить як основні кінематичні (пришвидшення, швидкість), так і енергетичні показники (споживана потужність). Як відомо, значення ширини резонансної зони  $\Delta\omega$  для лінійних і деяких нелінійних систем (із безззорними кусково-лінійними пружними характеристиками) напряму пов’язано із пружно-інерційними параметрами системи, що є безпосереднім інструментом синтезу. Тому оптимізаційну задачу доцільно базувати на моделях, що описують коливальний рух системи суміжно із джерелом збурення. Зокрема, модель, що описує коливальні процеси у вібраційному пристрої із двома коливальними масами, що приводяться в рух від електромагніту змінного струму, наближено можна подати у вигляді [10]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\mu_0 S w^2}{2(\delta_0 - (y_1(t) - y_2(t)))} \cdot i(t) + \left[ r + \left[ (1 - \Phi(i(t))) \cdot r^{(+)} + r^{(-)} \right] \right] + \frac{\mu_0 S w^2 \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t))}{2(\delta_0 - (y_1(t) - y_2(t)))^2} \cdot i(t) = u(t); \\ m_1 \ddot{y}_1(t) + b \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) + \begin{cases} c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)), y_1(t) - y_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (y_1(t) - y_2(t)), y_1(t) - y_2(t) < 0 \end{cases} + c_{i3} \cdot y_1(t) + b_{i3} \cdot \dot{y}_1(t) = f(t); \\ m_2 \ddot{y}_2(t) - b \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) - \begin{cases} c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)), y_1(t) - y_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (y_1(t) - y_2(t)), y_1(t) - y_2(t) < 0 \end{cases} = -f(t); \\ f(t) = \frac{n \mu_0 S w^2}{4} \left[ \frac{i(t)}{\delta_0 - (y_1(t) - y_2(t))} \right]^2. \end{array} \right. \quad (9)$$

Значення параметрів у моделі:  $w = 1020$  – кількість витків котушки;  $S = 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$  – площа поверхні полюсів магніту;  $r = 2 \text{ Ом}$  – активний опір котушки;  $r^{<+>} = 0,001 \text{ Ом}$  – опір діода в прямому та  $r^{<->} = 10^5 \text{ Ом}$  зворотному напрямках;  $\delta_0 = 0,004 \text{ м}$  – номінальне значення повітряного проміжку;  $n = 2$  – к-сть паралельно працюючих електромагнітів;  $\omega = 314 \text{ рад/с}$  – частота збурення;  $U_0 = 150 \text{ В}$  – номінальне значення напруги;  $m_1 = 22 \text{ кг}$ ,  $m_2 = 11 \text{ кг}$  – значення мас;  $b = 2 \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \omega \varepsilon$  – еквівалентний коефіцієнт пропорційності в'язкого тертя;  $\varepsilon = 0,15$  – коефіцієнт внутрішнього непружного опору.

Відповідно до моделі (9) за невідомі прийнято коефіцієнти жорсткості  $c_1$  і  $c_2$ . Для спрощення процедури пошуку невідомих, а також для реалізації універсального алгоритму, що придатний для систем різного класу, пружні параметри визначатимуться за новими співвідношеннями [8]:

$$c_1(\Theta) = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left( \Theta \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad c_2(\Theta, \Lambda) = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left( \Theta \Lambda \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (10)$$

де  $\Theta$ ,  $\Lambda$  – незалежні безрозмірні коефіцієнти у формулах частот вільних коливань, що визначають сутність вібраційної системи (за  $\Theta = \Lambda = 1$  система вироджується у лінійну, а за  $\Theta = 1$  і  $\Lambda > 1$  у традиційну віброударну);  $z = 0,96$  – резонансне налагодження.

Розроблено алгоритм, що базується на функціональному представленні системи нелінійних диференціальних рівнянь (9) та подальшому розв'язуванні оптимізаційної задачі (8) з використанням вбудованих чисельних методів. Для систем диференціальних рівнянь придатним виявився метод Radau, а оптимізаційну задачу можна розв'язувати градієнтним методом. Початкові наближення зручно приймати за графічним представленням функції мети (8).

**Результати досліджень та їх обговорення.** Почерговим є аналіз залежності критерію ефективності (8) як функції незалежних коефіцієнтів синтезу  $\Theta$  і  $\Lambda$  (рис. 2). Аналізуючи отриману залежність, можна констатувати наступне. Для різного класу вібраційних систем існують доволі широкі межі раціональних параметрів, обмежених значеннями  $K = 0$ , що гарантують деяку ефективність функціонування без порушення вихідних кінематичних і динамічних характеристик. В область раціональних параметрів потрапляють саме лінійні та синтезовані за новим принципом віброударні системи, для яких  $\Theta \neq 1$ . Натомість, класичні віброударні системи, що визначені базовим значенням параметра  $\Theta = 1$ , не задовольняють принципи комплексної ефективності, а мають тільки відповідні технологічні переваги. Енергетична ефективність таких систем є значно гіршою, аніж у лінійних. Особливими властивостями наділені нові віброударні системи з

уточненими оптимальними параметрами, що в сукупності поєднують переваги лінійних і класичних віброударних систем, цим самим надаючи їм максимальної якості. Це засвідчує наявність оптимальних параметрів, що визначають значення показника ефективності  $K=0,5$  і вище (таблиця). Це є суттєвою перевагою реалізованих систем.

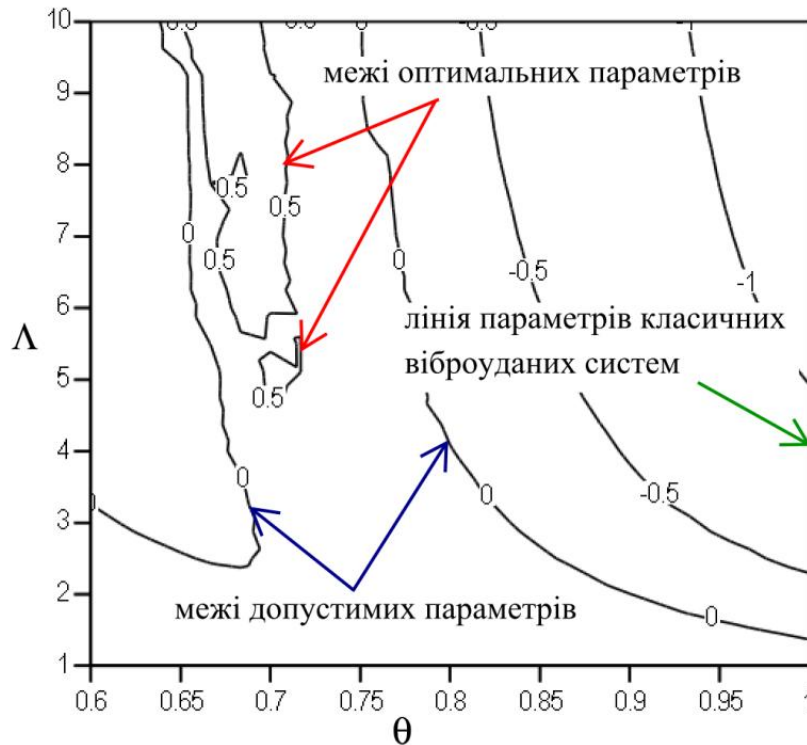


Рис. 1. Залежність критерію ефективності від параметрів синтезу

Fig. 1. Dependence of efficiency criterion on synthesis parameters

### Результати синтезу резонансних вібраційних систем

#### Results of synthesis of resonant vibratory systems

№ з/п	Значення параметрів		Тип системи	Критерії				Основні кінематичні та динамічні характеристики			
	$\Theta$	$\Lambda$		$\zeta_1$	$\zeta_2$	$\zeta_3$	$K$	$a_{1max}$ , [м/с <sup>2</sup> ]	$P$ , [Вт]	$\Delta\omega/2\pi$ [Гц]	$k_a$ , [-]
1	1	1	лінійна	0,395	0,137	0,042	0,216	45,23	247,98	2,08	0,84
2	1	3	віброударна класична	0,274	0,522	0,563	-0,81	56,27	223,96	28,13	3,1
3	0,67	5	віброударна оптимізована	1,247	0,545	0,163	0,539	110,14	225,03	8,2	3,3

Визначальні залежності пришвидшення руху робочої маси, що відповідають встановленим вимогам, наведені на рис. 3. Втім, запропонована методика не враховує формування гармонійного складу пришвидшення робочого органа вібраційної системи, що може бути лише визначеним за результатами перетворення Фур'є.

Отримані результати окреслюють наступні закономірності реалізації резонансних вібраційних систем. Зокрема:

1) машини гармонійного типу є ефективними з погляду чіткого налагодження у близький резонансний режим роботи;

2) традиційні віброударні системи не володіють ефективністю з погляду енергетичних характеристик, оскільки значно не доходять до відповідних резонансних зон. Причиною цього є те, що їхній розрахунок базувався на лінійних системах, тобто приймається значення параметра  $\Theta = 1$ , а параметр  $\Lambda$  розраховується за умови забезпечення відповідних технологічних показників. Збільшення параметра  $\Lambda$  безпосередньо пов'язано із зростанням частоти вільних коливань, що, своєю чергою, суттєво понижує енергетичні характеристики машини;

3) зменшення показника  $\Theta$  підвищує енергетичні характеристики машини внаслідок локалізації резонансної області, а для досягнення відповідних технологічних параметрів потрібно збільшувати показник  $\Lambda$ .

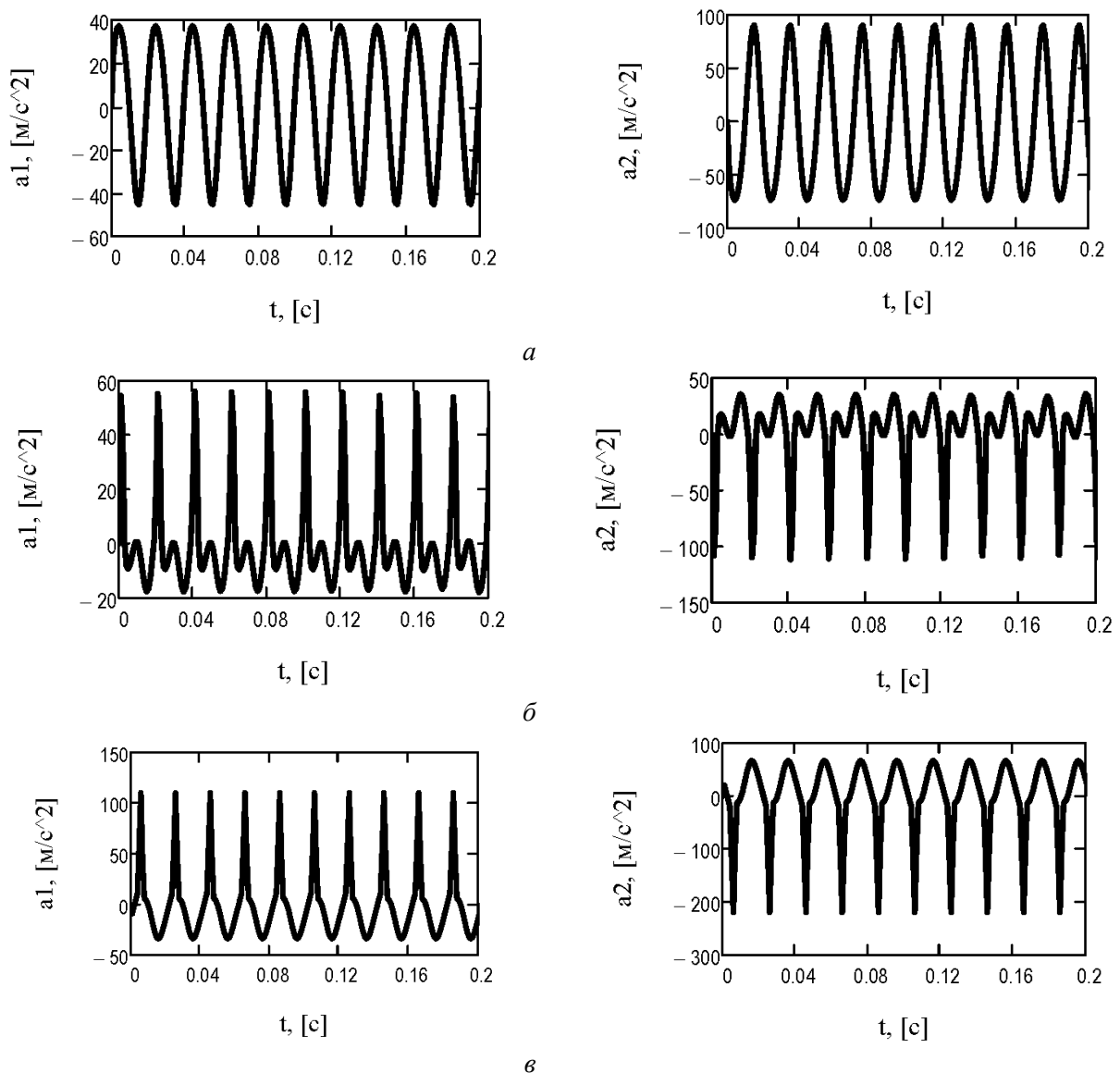


Рис. 2. Часові залежності пришвидшення коливальних мас для систем: а – лінійної, б – віброударної класичної, в – віброударної оптимізованої

Fig. 2. Time dependencies of acceleration of oscillation's masses for systems: а – linear; б – classic vibro-impact; в – vibro-impact optimized

**Висновки.** Представлені результати вказують на доцільність реалізації віброударних машин і систем за новим розрахунковим принципом. При цьому, представлена можливість їх оптимізації за одним комплексним показником, що уособлює енергетичну ефективність їх функціонування з поправкою на технологічні вимоги. Отже, отримано області допустимих і оптимальних параметрів, що дають змогу реалізації систем у доволі широкому діапазоні, де витримуються визначені вимоги до машин.

1. Воронин А. Н. Многокритериальный синтез динамических систем / А. Н. Воронин. – К.: Наукова думка, 1992. – 160 с.
2. Гутьря С. С. Системное моделирование качества механизмов и машин / С. С. Гутьря // Труды Одесского политехнического университета. – 2003. – Вып. 2, № 20. – С. 1–8.
3. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (теоретичні основи та практика створення) / О. С. Ланець. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка,” 2008. – 324 с.
4. Назаренко І. І. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення / І. І. Назаренко, А. Г. Свідерський, М. М. Ручинський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – Вип. 1, № 61. – С. 41–45.
5. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / І. І. Назаренко. – К.: КНУБА, 2007. – 207 с.
6. Грабовский А. В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А. В. Грабовский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Вып. 3, № 9 (45).
7. Грабовский А. В. Динамика вибрационных машин и определение эксплуатационных нагрузок / А. В. Грабовский, И. А. Кириченко, Е. Н. Барчан и др. // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Сер.: Машинознавство и САПР. – 2013. – Вып. 23, № 996. – С. 58–76.
8. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / В. М. Шатохин. – Харьков: НТУ “ХПИ,” 2008. – 456 с.
9. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин: монографія / В. М. Гурський. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. – 308 с.
10. Gursky V. Optimal synthesis and implementation of resonant vibratory systems / V. Gursky, I. Kuzio, V. Korendiy // Universal Journal of Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 6, No. 2. – P. 38–46.

UDC 62-93

V. M. Gursky, I. V. Kuzio, V. I. Lozynsky  
Lviv Polytechnic National University

#### DETERMINATION OF PARAMETERS OF VIBRO-IMPACT MACHINES TAKING INTO ACCOUNT THEIR MAIN CHARACTERISTICS

© Gursky V. M., Kuzio I. V., Lozynsky V. I., 2019

**Aim.** The purpose is to form a generalized performance indicator and analysis of resonant vibration machines, taking into account their main energy, dynamic and technological characteristics. **Method.** Three basic parameters the ratio of the maximum acceleration of the working mass to the power consumption, the coefficient of asymmetry of acceleration and the width of the resonance zone were used to evaluate the efficiency of vibration systems. These indicators are reduced to a dimensionless form in the next step. Next, a generalized metric is formed that looks like the difference in the presented metrics and is a function of the goal of the optimization problem. The obtained indicator is presented in functional form, it takes into account the coefficients of rigidity for the synthesis of harmonic and vibro-impact resonance systems. Optimization and synthesis is carried out on the basis of a system of nonlinear differential equations, which describes the dynamic processes in a vibration system, taking into account the equation of state of the electromagnetic drive. **Results.** The functional dependence of the quality criterion was obtained using independent coefficients of elastic synthesis, which is determined by the extreme characteristic. The dependencies describing the three states of the vibration systems were obtained. Classical vibration systems are found to be inferior in performance to traditional harmonic systems by this criterion. The main parameters describing new vibration systems that significantly outweigh the existing methods of their calculations have been obtained. The dependencies obtained allow us to evaluate the influence of synthesis parameters on the efficiency of operation taking into account

the relevant technological and dynamic requirements. **Scientific novelty.** Performance criterion for different classes of resonant vibration systems, taking into account their determining energy, technological and dynamic characteristics, was obtained for the first time. The formation of vibration shock systems according to the classical principle is irrational, since such systems are inferior to traditional harmonic systems confirmed. The reason for such inefficiency is found that it is necessary to correct two coefficients of rigidity for realization of the given resonant modes of operation. **Practical significance.** The considered problem makes it possible to implement at the design level vibration systems with laid technological and dynamic characteristics. Energy characteristics are formed if their maximum values are reached at the same time. The method allows implementing of both traditional vibration and harmonic systems and new ones, which are significantly as more energy efficient. The values of the stiffness coefficients, the kinematic and dynamic parameters, are calculated according to the results of the synthesis.

**Key words:** efficiency of functioning, performance criterion, resonance, vibratory system, vibro-impact.

1. A. N. Voronin, *Mnogokriterialnyj sintez dinamicheskikh sistem [Multicriteria synthesis of dynamical systems]*. Kiev, Ukraine: Naukova Dumka Publ., 1992, 160 p. [in Russian].
2. S. S. Gutyrya, “Sistemnoe modelirovanie kachestva mehanizmov i mashin” [“System modeling of the quality of mechanisms and machines”], *Trudy Odesskogo politehnicheskogo universiteta [Proceedings of Odessa Polytechnic University]*, vol. 2 (20), pp. 1–8, 2003. [in Russian].
3. O. S. Lanets, *Vysokoeffektivni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromahnitnym pryvodom. Teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia [High-performance inter-resonant vibratory machines with electromagnetic drive. Theoretical fundamentals and practice of development]*. Lviv, Ukraine: Lviv Polytechnic Publishing House, 2008, 324 p. [in Ukrainian].
4. I. I. Nazarenko, et al., “Otsinka vkladu vyshchych harmonik v robochyy protses mashyn riznoho tekhnolohichnoho pryznachennya” [“Evaluation of the contribution of higher harmonics to the workflow of machines of different technological purpose”], *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh [Vibrations in technique and technologies]*, vol. 2 (61), pp. 10–15, 2011. [in Ukrainian].
5. I. I. Nazarenko, *Vibratsiyni mashyny i protsesy budivel'noyi industriyi [Vibrating Machines and Processes in the Construction Industry]*. Kiev, Ukraine: Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture Publishing House, 2007, 207 p. [in Ukrainian].
6. A. V. Grabovsky, “Metody i algoritmy verifikatsii sil udarnogo vzaimodeystviya v vibroudarnykh sistemakh” [“Methods and algorithms for verification of shock interaction forces in vibro-impact systems”], *Vostochno-yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy [Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies]*, vol. 3 (9 (45)), 2010. [in Russian].
7. A. V. Grabovsky, et al., “Dinamika vibratsionnykh mashin i opredeleniye ekspluatatsionnykh nagruzok” [“Dynamics of vibrating machines and determination of operational loads”], *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu “KHPI” Mashynoznavstvo ta SAPR [Bulletin of the National Technical University “KhPI” Mechanical Engineering and CAD]*, vol. 23 (996), pp. 58–76, 2013. [in Russian].
8. V. M. Shatohin, *Analiz i parametricheskiy sintez nelineynykh silovykh peredach mashin [Analysis and parametric synthesis of non-linear power transmission machines]*, Kharkiv, Ukraine: National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute Publishing House, 2008. 456 p. [in Russian].
9. V. M. Gursky, *Bahatokryterialnyi analiz i syntez nelineynykh rezonansnykh vibratsiynykh mashyn [Multi-Criteria Analysis and Synthesis of the Nonlinear Resonant Vibratory Machines]*, Lviv, Ukraine: Lviv Polytechnic Publishing House, 2017, 308 p. [in Ukrainian].
10. V. Gursky, I. Kuzio, and V. Korendiy, “Optimal Synthesis and Implementation of Resonant Vibratory Systems,” *Univers. J. Mech. Eng.*, vol. 6, no. 2, pp. 38–46, 2018. <https://doi.org/10.13189/ujme.2018.060202>