



Кузьо І. В.
Гурський В. М.
Ланець О. С.

Національний
університет
“Львівська
політехніка”

УДК 621.01

РЕАЛІЗАЦІЯ НЕЛІНІЙНИХ ПОЛІЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ ОДНОТАКТНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ

В статье рассматривается вопрос реализации нелинейного поличастотного резонансного грохота путем использования двухмассовой механической системы кусочно-линейного типа упругости с поличастотным приводом от однократных электромагнитов.

The article describes the question of realization of nonlinear poly-frequency of resonance crash is examined by the use of two-mass the mechanical system of piece-linear type of resiliency with a poly-frequency drive from onetime electromagnets.

Вступ. У сучасних умовах важливим є удосконалити та модернізувати вібраційні машини, з метою підвищення ефективності та продуктивності технологічного процесу. В багатьох випадках необхідно реалізовувати так звану категорію універсальних систем, що здатні ефективно себе проявляти за різних технологічних умов. Таким універсалізмом найбільш повно наділені вібраційні резонансні нелінійні системи, які у комплексі відзначаються енергоощадністю та полічастотністю режимів роботи.

Постановка проблеми. Ефективними з точки зору нелінійних систем є зарезонансні машини з інерційним приводом та віброударною механічною системою [1]. Основною гамою резонансних вібраційних машин є двомасові системи на базі електромагнітного приводу. Однак у більшості їхніх конструкцій використовують одночастотний (лінійний) режим роботи, поширення якого на різні технологічні умови вимагає втручання в пружні параметри системи та розробку відповідних систем керування. Для того, що найбільш вдало використати (чи впровадити) нелінійні ефекти у вібраційній системі, потрібно забезпечити роботу приводу у багаточастотному режимі генерації коливальних та адаптувати під них власні частоти механічної складової системи.

Аналіз досліджень. Дослідження в області машин з електромагнітним приводом [2] виявили нелінійний характер, який «зашитий» безпосередньо в її привод, здатний проявити себе безпосередньо під час роботи системи. Найбільш часто в практиці використовувалася

однократна схема живлення електромагнітів [3], недоліки якої полягають у наявності постійної складової тягового зусилля електромагнітного віброзбуджувача (ЕМВ), на реалізацію якої затрачається основна частина енергії. Тому, ефективність основної гармоніки не є високою. Тому, однократні ЕМВ у повній мірі можуть бути представлені як елементи приводів для полічастотного збурення, як такі, що додатково генерують кратні гармоніки за рахунок імпульсного збурення. Цим самим названі недоліки однократних схем можна використати для реалізації резонансних полічастотних систем, якщо розробити систему з відповідним рядом власних частот, співставлених з частотами збурення.

Постановка задачі. Метою даної статті є реалізація нелінійних резонансних вібраційних машин (грохота) на основі кусково-лінійної несиметричної пружної характеристики та полічастотного збурення використанням однократних електромагнітів.

Виклад основного матеріалу. Вібраційний грохот (рис. 1) представлений двомасовою структурою з робочим органом 1 та реактивною масою 2, з'єднаних пружною ланкою з набором циліндричних пружин 3, попередній натяг яких регулюється болтовим з'єднанням 4. Робочий орган кріпиться пружинами розтягу 5. Пружна ланка 3 має асиметричну характеристику за рахунок різної жорсткості циліндричних пружин i (у додатному напрямі працює пружина c_1 , у від'ємному – c_2). У якості приводу використовуються електромагніти змінного струму, ввімкнені за однократною схемою живлення.

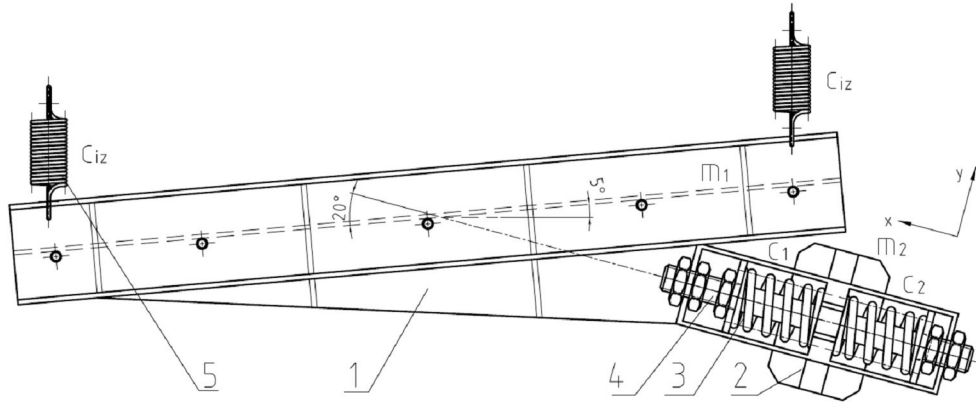


Рис. 1. Структурна схема двомасового вібраційного грохота

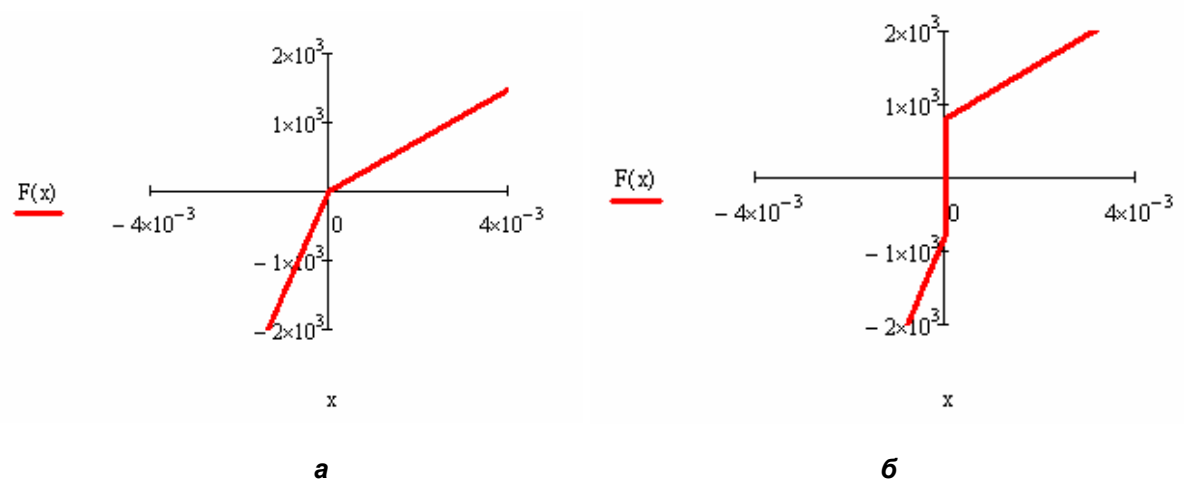


Рис. 2. Асиметричні пружні характеристики двомасового вібраційного грохота:
а – без попереднього натягу; б – із попереднім натягом пружин $R_0 = 800 \text{ H}$

Асиметричну пружно-дисипативну характеристику вібраційного грохота подамо у вигляді:

$$R(x_1(t), x_2(t), \dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t)) = \begin{cases} R_0 + c_1(x_1(t) - x_2(t)) + b_1(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) \\ \text{if } (x_1(t) - x_2(t)) > 0, \\ -R_0 + c_2(x_1(t) - x_2(t)) + b_2(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) \\ \text{otherwise,} \end{cases} \quad (1)$$

де R_0 – сила попереднього натягу пружин; c_1, c_2, b_1, b_2 – пружні та дисипативні коефіцієнти; $x_1(t) - x_2(t)$ – відносне зміщення коливальних мас.

Пружні коефіцієнти визначимо за умови забезпечення двох резонансних станів двомасової системи у протилежних напрямках руху коливальних мас:

$$\begin{aligned} c_1 &= m_{36}(\omega_{01})^2, \text{ if } (x_1(t) - x_2(t)) > 0, \\ c_2 &= m_{36}(\omega_{02})^2 \text{ otherwise,} \end{aligned} \quad (2)$$

де $m_{36} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ – зведена маса системи; ω_{01}, ω_{02} – закладені значення власних частот коливань, причому $\omega_{02} = 2\omega_{01} = 2\omega / z$, ω – частота збурення механічної системи (для одноконтурних схем).

Дисипативні коефіцієнти виразимо через коефіцієнт внутрішнього опору γ з врахуванням коефіцієнтів пружності:

$$b_1 = \gamma \cdot c_1 / \omega, \quad b_2 = \gamma \cdot c_2 / \omega. \quad (3)$$

Аналitичний розв'язок коливань сили струму для випадку живлення електромагніта напругу згідно закону $u(t) = U_0 \sin(\omega t)$ має вигляд [6]:

$$i(t) = \frac{U_0 \left(Z \omega \cdot e^{-\frac{-r \cdot t}{Z}} + r \cdot \sin(\omega t) - Z \omega \cdot \cos(\omega t) \right)}{Z^2 \omega^2 + r^2}, \quad (4)$$

де U_0 – амплітудне значення напруги живлення; ω – частота коливань напруги



живлення; r – активний опір обмотки; $Z = k/2\delta_0$, $k = \mu_0 S w^2$ – прийняті позначення; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнітна проникливість повітря; δ_0 – номінальне (постійне) значення повітряного проміжку; S – площа поверхні полюсів електромагніту; w – кількість витків котушки ЕМВ.

Усталені коливання сили струму запишуться в такому вигляді:

$$i(t) = \frac{U_0(r \cdot \sin(\omega t) - Z\omega \cdot \cos(\omega t))}{Z^2 \omega^2 + r^2}. \quad (5)$$

Нехтуючи величиною $r \ll Z\omega$, у виразі (5) закон зміни сили струму буде описуватися одночастотними коливаннями із зсувом фаз ($-\pi/2$) відносно напруги живлення:

$$i(t) = \frac{-U_0}{Z\omega} \cos(\omega t) = \frac{U_0}{Z\omega} \sin(\omega t - \pi/2). \quad (6)$$

Вираз для тягового зусилля n числа однотактних ЕМВ, ввімкнених паралельно має вигляд [6]:

$$F(t) = \frac{n \cdot k}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0} \right]^2, \quad (7)$$

де $i(t) = \begin{cases} i(t) & \text{if } i(t) > 0 \\ 0 & \text{if } i(t) \leq 0 \end{cases}$ – імпульсний закон зміни сили струму (5) для однотактної схеми живлення.

На котушки ЕМВ подається випрямлений (пульсуючий) струм, тому вираз (5) можна подати у вигляді ряду Фур'є з коефіцієнтами, що описують амплітудні значення постійної, основної та кратної 2 гармонік струму:

$$i(t)^* = \frac{U_0}{\pi Z \omega} - \frac{U_0}{2Z\omega} \cos(\omega t) + \frac{2U_0}{3\pi Z \omega} \cos(2\omega t). \quad (8)$$

Останній можна використовувати у виразі (7) для тягового зусилля без врахування імпульсної умови. Тоді, результуюче тягове зусилля ЕМВ буде мати ширший частотний спектр по відношенню до сили струму:

$$F(t) = \Xi \left(\begin{matrix} \lambda_0 - \lambda_1 \cos(\omega t) + \lambda_2 \cos(2\omega t) - \dots \rightarrow \\ \rightarrow \dots \lambda_3 \cos(3\omega t) + \lambda_4 \cos(4\omega t) \end{matrix} \right) \quad (9)$$

де $\Xi = \frac{k \cdot n}{288\pi^2} \left(\frac{U_0}{Z\delta\omega} \right)^2$, $\lambda_0 = 9\pi^2 + 88 \approx 176,826$,

$\lambda_1 = 96\pi \approx 301,593$, $\lambda_2 = 9\pi^2 + 96 \approx 184,826$,

$\lambda_3 = 24\pi \approx 75,398$, $\lambda_4 = 16$ – гармонійні

коефіцієнти тягового зусилля однотактних електромагнітів. Для чисельного аналізу тягового зусилля ЕМВ вибрано наступні

характеристики: $U_0 = 220$ В; $\omega = 157$ рад/с;

$r = 10$ Ом; $\delta_0 = 3$ мм; $S = 2,784 \cdot 10^{-3}$ м²; $w = 800$;

$n = 5$, а отримані амплітудні значення гармонік тягового зусилля ЕМВ зведено в табл. 1.

Таблиця 1

Амплітудні значення тягового зусилля ЕМВ на основній та кратних гармоніках

Гармоніка	0	ω	2ω	3ω	4ω
Амплітудне значення сили (Н)	$\Xi \cdot \lambda_0$	$\Xi \cdot \lambda_1$	$\Xi \cdot \lambda_2$	$\Xi \cdot \lambda_3$	$\Xi \cdot \lambda_4$
	$1,09 \cdot 10^3$	$1,859 \cdot 10^3$	$1,139 \cdot 10^3$	464,778	98,629

У якості досліджуваної механічної системи розглянемо модель двомасового грохота з такими параметрами: $m_1 = 50$ кг;

$m_2 = 20$ кг; $c_{i3} = 2 \cdot 10^4$ Н/м; коефіцієнт непружного опору пружин $\gamma = 0,04$; резонансне налагодження вібраційної системи $z = 0,96$.

Рух вібраційної системи двомасового грохота запишемо з врахуванням пружно-дисипативної (1) та тягової характеристик електромагнітної системи (9):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) + R(x_1(t), x_2(t), \dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t)) + \\ + c_{i3} \cdot x_1(t) + b_{i3} \cdot \dot{x}_1(t) = F(t); \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - R(x_1(t), x_2(t), \dot{x}_1(t), \dot{x}_2(t)) = -F(t) \end{cases} \quad (10)$$

Розглянемо вільні коливання двомасової вібраційної системи (10), звівши її до

одномасової з рухом за приведеною координатою $x^*(t) = x_1(t) - x_2(t)$:

$$m_{36} \ddot{x}^*(t) + R(x^*(t), \dot{x}^*(t)) = 0, \quad (11)$$

де $R(x^*(t), \dot{x}^*(t)) = \begin{cases} R_0 + c_1 \cdot x^*(t), & \text{if } x^*(t) > 0, \\ -R_0 + c_2 \cdot x^*(t) & \text{otherwise} \end{cases}$.

Скориставшись методом поетапного інтегрування [4, 5], знайдемо закон руху системи з додатного напрямку з врахуванням початкових умов: $x^*(0) = A$, $\dot{x}^*(0) = 0$:

$$x^*(t) = \frac{(A \cdot c_1 + R_0) \cos \omega_0 t - R_0}{c_1},$$

Час руху системи t_1 на першому етапі (з положення $x = A$ в положення $x = 0$):

$$t_1 = \arccos\left(\frac{R_0}{A \cdot c_1 + R_0}\right) / \omega_0. \quad (12)$$



Швидкість руху в момент часу t_1 :

$$\dot{x}^*|_{t=t_1} = -\sqrt{\frac{A}{m_{3\phi}} \cdot (A \cdot c_1 + 2R_0)}.$$

На другому етапі система здійснює рух в протилежному напрямі. За початок відліку приймається момент часу $t=0$, а за відповідні початкові умови $x^*(0)=0$,

$$\dot{x}^*(0) = \dot{x}^*|_{t=t_1} = -\sqrt{\frac{A}{m_{3\phi}} \cdot (A \cdot c_1 + 2R_0)}.$$

Розв'язок рівняння (11) для власних коливань на другому етапі:

$$x^*(t) = -\sqrt{\frac{A}{c_2}} \cdot (A \cdot c_1 + 2R_0) \cdot \sin(\omega_{02}t) + \frac{R_0}{c_2} (1 - \cos \omega_{02}t).$$

Рух на цьому етапі продовжується до моменту часу t_2 , коли $\dot{x}^*(t)=0$:

$$t_2 = \arctg\left(\frac{\sqrt{A \cdot c_2 (A \cdot c_1 + 2R_0)}}{R_0}\right) / \omega_{02}. \quad (13)$$

Частота вільних коливань визначається як:

$$\omega_0^*(A) = \frac{2\pi}{2(t_1 + t_2)} = \frac{\pi \cdot \omega_{01} \cdot \omega_{02}}{\left[\omega_{01} \cdot \arctg\left(\frac{\sqrt{A \cdot c_2 (A \cdot c_1 + 2R_0)}}{R_0}\right) + \omega_{02} \cdot \arccos\left(\frac{R_0}{A \cdot c_1 + R_0}\right) \right]}. \quad (14)$$

Знаючи, що $\omega_{02} = 2\omega_{01}$ та $c_2 = 4c_1$, залежність (14) набуде вигляду:

$$\omega_0^*(A) = \frac{2\pi \cdot \omega_{01}}{\left[\arctg\left(\frac{2\sqrt{A \cdot c_1 (A \cdot c_1 + 2R_0)}}{R_0}\right) + 2\arccos\left(\frac{R_0}{A \cdot c_1 + R_0}\right) \right]}. \quad (15)$$

Залежність (15) підтверджує нелінійність розглядуваної двомасової системи, частота вільних коливань якої визначається амплітудою коливань та пружними параметрами.

На рис. 4 представлена графічна характеристика залежності (15), згідно якої можна стверджувати, що система проявляє

нелінійні властивості, а частота вільних коливань являє собою часову функцію, відповідно до амплітуди відносних коливань $x^*(t)$.

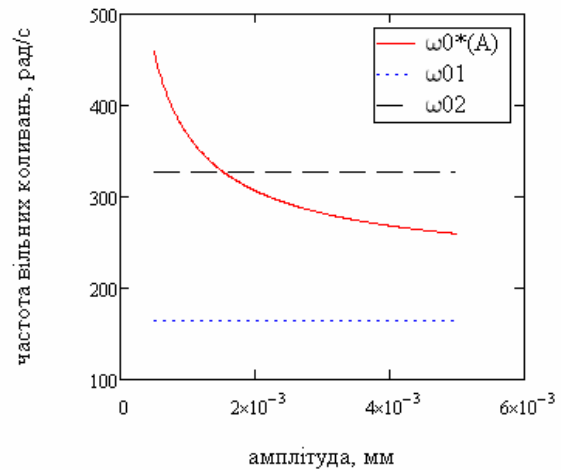


Рис. 3. Залежність частоти вільних коливань від амплітуди

Для аналізу вимушених коливань і виявлення спектру полічастотних коливань скористаємося чисельним методом Рунге-Кутта розв'язування системи диференціальних рівнянь (10) з використанням програми MathCAD.

Порівнюючи часові залежності усталених коливань робочого органа на рис. 4 за вибраних пружних характеристик (рис. 2), можна зробити висновок про наявність полічастотного спектру коливань. Залежність $x^*(t) = x_1(t) - x_2(t)$ вказує на послідовність роботи пружин.

Висновок. Реалізовано на базі двомасової резонансної системи з кусково-лінійною характеристикою пружності і одноктного електромагнітного приводу полічастотний грохот. Отримані усталені коливання мас характеризуються періодичністю та асиметричністю. У випадку, коли пружини встановлені з попереднім натягом, змінюється співвідношення між амплітудними значеннями гармонік і коефіцієнт асиметрії пришвидшення робочого органа за рахунок зменшення амплітудного значення основної гармоніки (25 Гц). Таким чином, зміною величини попереднього натягу можна регулювати параметри режиму роботи системи.

Запропонований підхід дозволяє використанням асиметричної пружної характеристики модернізувати та перевести традиційні лінійні двомасові резонансні системи у категорію нелінійних полічастотних.

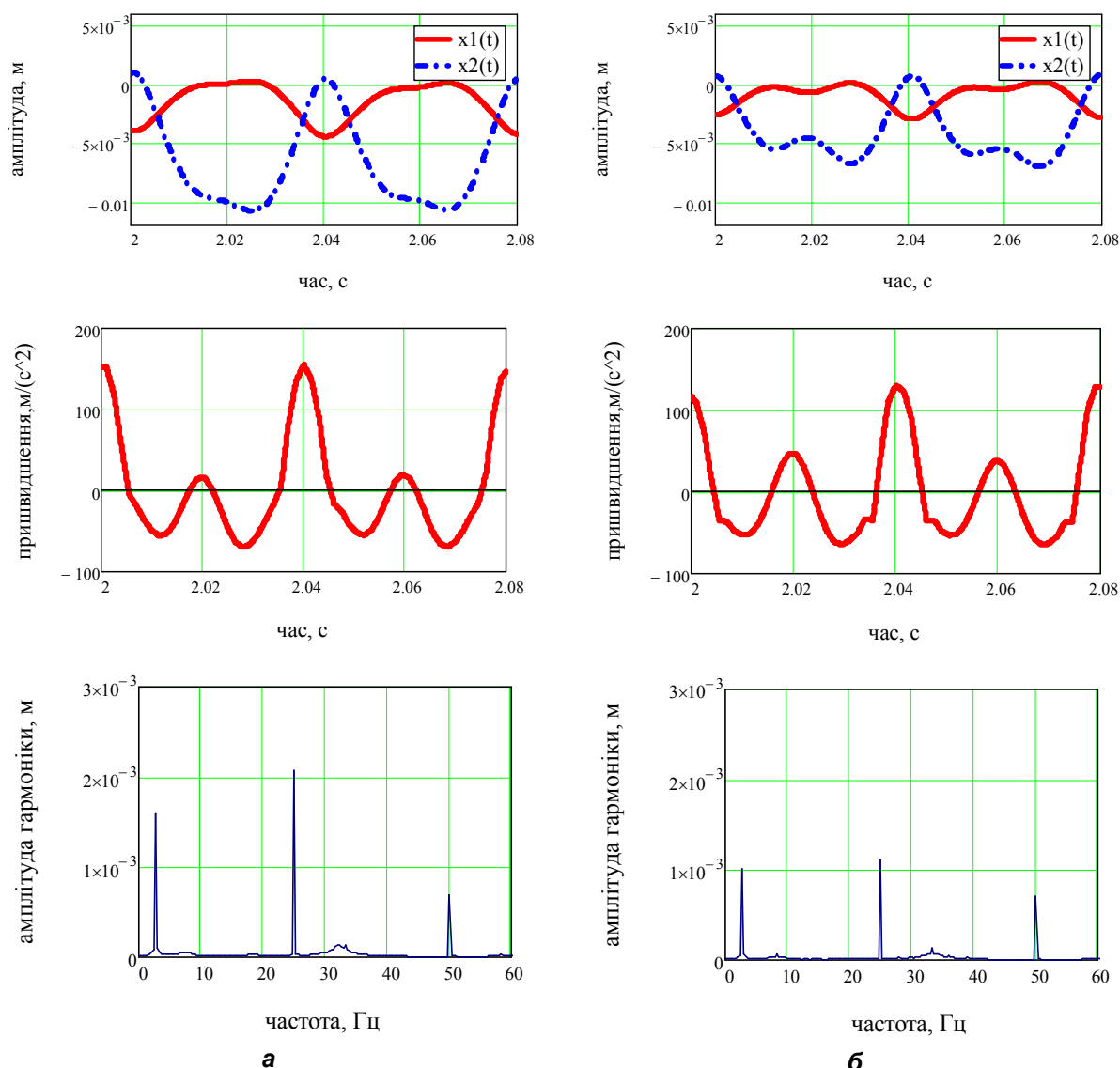
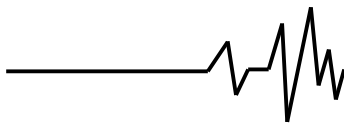


Рис. 4. Часові характеристики руху, пришвидшення робочого органа та спектральний аналіз часової характеристики за пружних параметрів без попереднього натягу (а) та з попереднім натягом (б)

Література

1. Булат А.Ф., Шевченко Г.А. Влияние поличастотных колебаний просеивающих поверхностей вибрационных грохотов на разделение сыпучих материалов / А.Ф. Булат, Г.А. Шевченко // Науковий вісник НГУ, 2010, № 4. – С. 92-97.
2. Цыфанский С.Л. Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения / С. Л. Цыфанский, В. И. Бересневич, А. Б.Окс. – Рига.: Зинатне, 1991. – 230 с.
3. Назаренко І.І. Використання електромагнітних вібраторів на змінному струмі в ударно-вібраційних системах / І.І. Назаренко, Ю.О. Баранов, Т.Ф. Щербина // Теорія і практи-

- ка будівництва. Збірник наукових праць. – 2007, Вип. 3.
4. Вибрации в технике. Справочник. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем. – 1979. – 351 с.
5. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
6. Гурський В.М. Аналіз електромеханічних характеристик резонансних вібраційних систем / В.М. Гурський, Я.В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2011. – Вип. 45. – С. 192-198.