

УДК 621.01

В. М. Гурський

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ З ІМПУЛЬСНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Гурський В. М., 2014

Розглянуто два варіанти виконання віброударних резонансних систем з імпульсним електромагнітним приводом на основі асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик. Наведено основні кінематичні, силові й енергетичні характеристики порівнюваних систем. Визначено відносні та узагальнені критерії для комплексної (багатокритеріальної) оцінки віброударних систем з імпульсним приводом.
Ключові слова: віброударна система, резонанс, електромагнітний привод, асиметрична кусково-лінійна пружна характеристика, багатокритеріальний аналіз.

The article considers two options for accomplishment of vibro-brunt resonant systems with an impulse electromagnetic drive based on asymmetric piecewise elastic characteristics. Basic kinematic, power and energy characteristics of comparative system are presented. Relative and generalized criteria for complex (of multi-criteria) valuation of vibro-brunt system with an impulsive drive are determined.
Key words: vibro-impact system, resonance, electromagnetic drive, asymmetric piecewise elastic characteristic, multi-criteria analysis.

Вступ. Серед широкого загалу вібраційних технологічних машин розрізняють два принципових їхніх класи – резонансні та нерезонансні, що різняться структурно-параметричним компонуванням. Обидва класи систем можуть бути реалізовані з віброударним режимом коливань робочої маси, що сприяє якісному перебігу енергетичних явищ і процесів у різноманітних за природою середовищах [1–4].

Постановка проблеми. Безумовно, врахування основних технічних та технологічних чинників під час розрахунку та створення вібраційних машин є актуальним питанням. Для оцінки ефективності реалізації технологічних режимів є різноманітні підходи. Більшість дослідників схиляється до оцінки якості виконання механічною системою відповідної технологічної операції, що врешті-решт гарантує отримання виробу з відповідними показниками. Для цього акцент у дослідженні поставлено на моделі процесу оброблення, на аналізі зміни основних фізико-механічних властивостей середовища. Для розв'язування такої задачі параметрами машини користуються опосередковано, або ж оперують суто її кінематичними та силовими параметрами. За такого підходу втрачається технічний аспект задачі, а інформація про ефективність реалізації самого процесу динамічною системою замовчується. Ключові енергетичні параметри роботи машини адекватно можуть бути отримані тільки на основі реальних електродинамічних процесів, що відбуваються в системі машина-привід. Якість технологічних систем у цілому повинна бути адекватно обґрунтована ефективністю з погляду її реалізації та функціонування. В ідеальному випадку – це отримати систему із високими енергетичними та технологічними показниками. У цьому сенсі виконання завдання можливе на основі багатокритеріального аналізу. У деяких випадках можливий альтернативний варіант вибору системи, а передумовою подальшого вибору тоді стає економічна оцінка альтернативних варіантів (зазвичай за собівартістю виготовлення, довговічністю, надійністю тощо).

Аналіз останніх досліджень. Ефективним засобом реалізації віброударних режимів є використання конструктивних нелінійностей, що описуються кусково-лінійними функціями. Сформовані на їх базі диференціальні рівняння руху трактується класом істотно нелінійних систем. У якості приводу таких систем домінують дебалансні збудники [3, 4]. У реалізації напрямлених коливань простішими є електромагнітні вібратори, доцільність використання яких у віброударних [5] та ударних системах і механізмах підтверджена практично. Електромагнітні приводи останнім часом набувають все більшого поширення з погляду простоти пуску системи, надійності та довговічності.

Найбільш вдалим підходом до оцінки якості віброударних систем є врахування зміни фізико-механічних властивостей середовищ в умовах вібраційного впливу шляхом введення моделі середовища в дисипативні та пружно-інерційні параметри механічної системи [6]. Надалі систему можна трактувати як модель зі змінними коефіцієнтами, зокрема як параметрична, якщо акцент оснований на зміні пружної характеристики.

Переважаючим критерієм оцінки задовільної роботи машини виступають характеристики пришвидшення робочої маси – максимальне його значення та асиметрія [6]. Зазвичай, відповідну оцінку таких параметрів доцільно здійснювати на основі аналітичних розв'язків. Серед поширених методів аналізу нелінійних моделей, що уособлюють різного класу диференціальні рівняння з кусково-лінійними функціями застосовують методи малого параметра [7], прямої та гармонійної лінеаризації [8], гармонійного балансу [8, 9] тощо. Зокрема у монографії [9] запропонований підхід до комбінованого розв'язку (чисельно-аналітичного) рівнянь з різними кусково-лінійними пружними характеристиками в багатомасових механічних коливальних системах. Проте, якщо механічна модель доповнюється нелінійним рівнянням електроприводу, то відповідно можливість отримання аналітичного розв'язку істотно знижується. Перевагу отримують нові прогресивні чисельні методи.

Слід зазначити, що комплексному аналізу [10] згаданих систем, за якого будуть враховані основні технологічні фактори, такі як наявність віброударного режиму (оцінивши максимальне значення та асиметрію пришвидшення робочої маси), стійкість системи до завантаження (за шириною резонансної зони), енергетичні показники якості роботи машини (питомі значення потужності до величини пришвидшення, ККД системи) приділено недостатньо уваги.

Постановка задачі. У статті аналізу підлягає двомасова резонансна система з імпульсним (електромагнітним) збуренням, для якої апробується два варіанти реалізації віброударних режимів шляхом використання асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик:

- 1) у першому випадку – переведенням базової лінійної резонансної системи – а саме корекцією пружної характеристики із застосуванням зазору (модель підресорника);
- 2) у другому випадку – відповідним перерахунком пружних параметрів із реалізацією беззазорної пружної характеристики;
- 3) здійснити аналіз технологічних, силових та енергетичних параметрів порівнюваних вібросистем на предмет їхнього використання в технологічних процесах. Встановити відносні часткові та узагальнений критерії якості віброударних систем для порівняльного аналізу стосовно базової (лінійної) моделі системи.

Виклад основного матеріалу. Розглядається типова двомасова модель вібраційної системи (рис. 1), що визначена інерційними характеристиками коливальних мас 1 і 2 та параметрами пружно-дисипативних ланок 5 і 6. Робочою прийнято масу m_1 , а інерційне значення реактивної маси прийнято за співвідношенням $m_2 = 0,5m_1$. Для збурення застосовано однокатну схему електромагнітного приводу 3 і 4, що формує імпульсний закон зміни сили струму та відповідно тягового зусилля. Згадана схема живлення є доволі простим засобом під час практичної реалізації технологічної машини. Однак через низьку ефективність, що спричинена значними втратами та постійною складовою тягового зусилля згадана схема не набуває значного поширення. Досконалішою є двокатна схема збурення, за якою реалізується близький до гармонійного закон

збурення. З погляду гармонійного складу тягове зусилля в імпульсних схемах окрім постійної складової має практично рівноцінні за номінальним значенням дві основні кратні гармоніки. В одночастотних коливальних системах останньою сприймається лише одна — перша змінна гармоніка. Для віброударних систем, що здатні за відповідних умов генерувати кратні власні частоти, імпульсне (багаточастотне) збурення може сприяти реалізації раціональному з динамічного та енергетичного погляду режиму роботи.

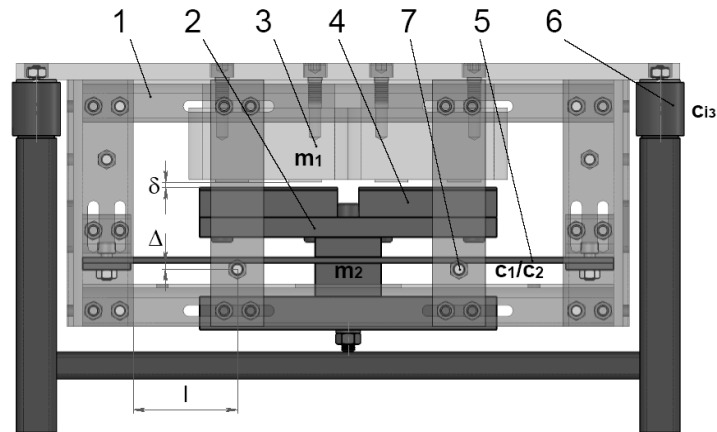


Рис. 1. Структурна схема віброударної системи з електромагнітним приводом:
1 та 2 – робоча та реактивна коливальні маси, 3 та 4 – осердя та якорі електромагніту,
5 – плоска пружина, 6 – гумовий віброізолятор, 7 – упор (абсолютно жорсткий обмежник)

За відомих інерційних параметрів обох коливальних мас m_1 та m_2 визначенню підлягає пружна характеристика. Для лінійних систем вона встановлюється за значенням коефіцієнта пружності c_1 за умови білярезонансної роботи. Використання абсолютно жорстких упорів 7 передбачає переведення системи з лінійної (рис. 2, а) у нелінійну (рис 2, б та 2, в). За відповідно визначених параметрів пружної характеристики реалізується віброударний режим роботи. Зміною відстані l розташування упорів 7 коригується значення параметра c_2 , а зазором Δ відносно пружного елемента характер пружної характеристики, що у результаті впливає як на значення власної частоти коливальних мас, так і на характер пришвидшення робочої маси. Застосування абсолютно жорстких упорів 7 за напрямком руху реактивної маси 2 дозволяє реалізувати на одній плоскій пружині 5 модель підресорника без додаткового використання пружних обмежувачів коливальних [3, 4].

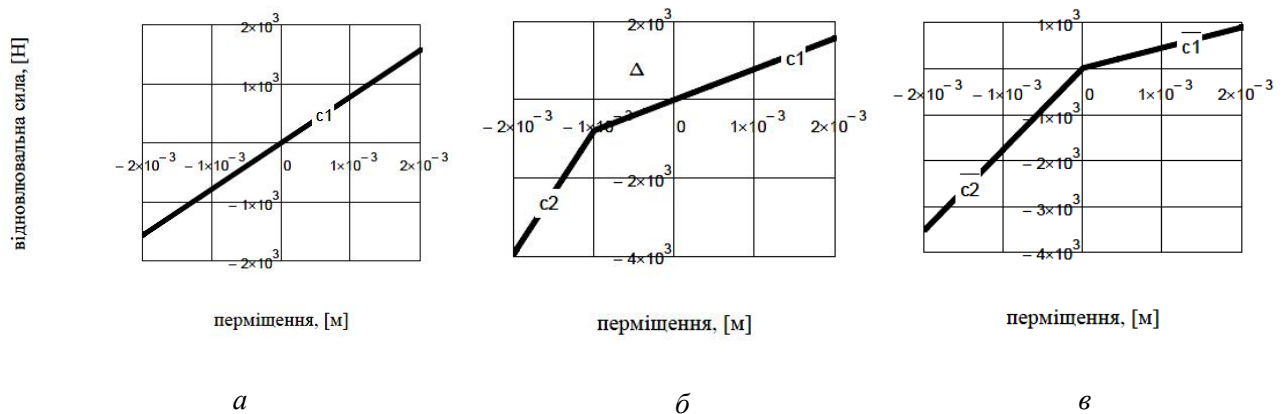


Рис. 2. Пружні характеристики вібраційної системи:
а – лінійної, б – нелінійної з зазором (на базі лінійної), в – нелінійної без зазору

Проблематика системи рівнянь руху вібраційної системи з імпульсним електромагнітним приводом криється у використанні параметричної умови роботи випрямляча. Дослідження на базі випрямленої схеми живлення може бути здійснено розглядом двох електромеханічних станів за додатного та від’ємного значень сили струму. Однак для цього необхідно вказувати моменти вмикання випрямляча. У роботі [11] запропоновано переміщення коливальних мас розглядуваної електровібраційної системи визначати єдиним розв’язком системи диференціальних рівнянь, де робота діода імітується імпульсною функцією Хевісайда:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{\mu_0 S w^2}{2(\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t)))} \cdot \dot{x}_1(t) + \left[r + [(1 - \Phi(i(t))) \cdot r^{<+>} + r^{<->}] \right] + \frac{\mu_0 S w^2 \cdot (x_1(t) - x_2(t))}{2(\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t)))^2} \cdot i(t) = u(t); \\ & m_1 \ddot{x}_1(t) + \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_2 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + (c_2 - c_1) \cdot \Delta, \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta < 0 \end{cases} = \frac{\mu_0 S w^2 \cdot n}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2; \quad (1) \\ & m_2 \ddot{x}_2(t) - \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_2 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + (c_2 - c_1) \cdot \Delta, \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta < 0 \end{cases} = -\frac{\mu_0 S w^2 \cdot n}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2. \end{aligned} \right.$$

де $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$ – магнітна проникливість повітря; $\Phi(i(t))$ – функція Хевісайда, що реалізує імпульсну часову характеристику сили струму за значеннями опорів діода в прямому $r^{<+>}$ та зворотному $r^{<->}$ напрямках; $b_1 = \frac{\gamma \cdot c_1}{\omega}$, $b_2 = \frac{\gamma \cdot c_2}{\omega}$ – коефіцієнти в’язкого тертя в пружних елементах; $u(t) = U_0 \sin(\omega t)$ – закон зміни напруги.

Параметри механічної системи та електромагнітного приводу наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Вихідні параметри резонансної вібраційної системи

Параметр	Позначення	Розмірність	Числове значення
Робоча маса	m_1	кг	22
Реактивна маса	m_2	кг	11
Резонансне налагодження	z	-	0,96
Зазор	Δ	м	0; 0,001
Пружна характеристика	c_1	Н/м	$4,418 \times 10^5$
Кількість витків	w	-	650
Площа поверхні полюсів магніту	S	м^2	$2,784 \times 10^{-3}$
Активний опір котушки	r	Ом	18
Опір діода в прямому напрямі	$r^{<+>}$	Ом	0,001
Опір діода в зворотному напрямі	$r^{<->}$	Ом	10^8
Номинальне (початкове) значення повітряного проміжку	δ_0	м	0,004
К-сть електромагнітів	n	-	2
Частота збурення	ω	рад/с	314
Коефіцієнт непружного опору матеріалу пружин	γ	-	0,04

У зв'язку зі складністю наведеної системи наявністю імпульсних умов у механічній та електромагнітній складових її розв'язування можливе чисельними методами. Зокрема серед вбудованих у програму MathCAD 15 з розв'язком системи впорався тільки метод RADAUS.

Для динамічної оцінки вібраційних систем важливо оцінити характер амплітудно-частотної характеристики. Вільні коливання зведеної до одномасової механічної складової вібраційної системи (1) з рухом за приведеною координатою $x(t) = x_1(t) - x_2(t)$:

$$m_{36} \ddot{x}(t) + \begin{cases} c_1 \cdot x(t) + b_1 \cdot \dot{x}(t), & \text{якщо } x(t) + \Delta \geq 0 \\ c_2 \cdot x(t) + b_2 \cdot \dot{x}(t) + (c_2 - c_1) \cdot \Delta, & \text{якщо } x(t) + \Delta < 0 \end{cases} = 0. \quad (2)$$

Застосувавши метод поетапного інтегрування [1], визначимо частоту вільних коливань зведеної системи. Закон руху системи з додатного напрямку з врахуванням початкових умов: $x(0) = A$, $\dot{x}(0) = 0$:

$$x(t) = A \cos\left(\frac{\sqrt{c_1}}{\sqrt{m_{36}}} t\right)$$

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

$$t_1 = \frac{\left(\pi - \arccos\left(\frac{\Delta}{A}\right)\right) \sqrt{m_{36}}}{\sqrt{c_1}}. \quad (3)$$

Швидкість руху в момент часу t_1 :

$$\dot{x}(t)|_{t=t_1} = \frac{d}{dt} x(t)|_{t=t_1} = -\frac{A \sqrt{1 - \frac{\Delta^2}{A^2}} \sqrt{c_1}}{\sqrt{m_{36}}}.$$

На другому етапі система здійснює рух в протилежному напрямі. За початок відліку приймається момент часу $t = 0$, а за відповідні початкові умови $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = \dot{x}|_{t=t_1}$.

Розв'язок рівняння (2) для власних коливань на другому етапі:

$$x(t) = -\frac{A \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{c_2}}{\sqrt{m_{36}}} t\right) \sqrt{\frac{A^2 - \Delta^2}{A^2}} \sqrt{c_1}}{\sqrt{c_2}} - \frac{\cos\left(\frac{\sqrt{c_2}}{\sqrt{m_{36}}} t\right) \cdot (c_1 - c_2) \cdot \Delta}{c_2} + \frac{(c_1 - c_2) \cdot \Delta}{c_2}.$$

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

$$t_2 = \frac{\arctg\left(\frac{A \sqrt{\frac{A^2 - \Delta^2}{A^2}} \sqrt{c_1} \sqrt{c_2}}{(c_1 - c_2) \cdot \Delta}\right) \sqrt{m_{36}}}{\sqrt{c_2}}. \quad (4)$$

Частота вільних коливань визначається як:

$$\omega_0(\Delta, A) = \frac{2\pi}{2(t_1 + t_2)} = \frac{\pi \cdot \sqrt{c_1} \sqrt{c_2}}{\sqrt{m_{36}} \left[\arctg\left(\frac{A \sqrt{\frac{A^2 - \Delta^2}{A^2}} \sqrt{c_1} \sqrt{c_2}}{(c_1 - c_2) \cdot \Delta}\right) \cdot \sqrt{c_1} + \left(\pi - \arccos\left(\frac{\Delta}{A}\right)\right) \cdot \sqrt{c_2} \right]}. \quad (5)$$

Для системи без зазору $\Delta = 0$ формула (5) виродиться у

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \sqrt{c_1} \sqrt{c_2}}{\sqrt{m_{36}} (\sqrt{c_1} + \sqrt{c_2})}, \tag{6}$$

яка може бути записана у вигляді, представленому як [1]

$$\omega_0 = \frac{2\omega_{01}\omega_{02}}{\omega_{01} + \omega_{02}}.$$

При $c_1 = c_2 = c$ отримаємо $\omega_0 = \sqrt{c/m_{36}}$.

Для системи без зазору раціональні пружні параметри визначаються такими значеннями власних частот коливань [11]:

$$\omega_{01} = \frac{3}{4} \frac{\omega}{z}; \omega_{02} = 2\omega_{01}, \tag{7}$$

що вресіт-ресіт приводить до раціонального відношення $c_2/c_1 = 4$.

Залежність (7) вказує на нелінійність розглядуваної системи, частота вільних коливань якої визначається амплітудою коливань (величиною номінального зусилля збурення F) та зазором Δ . На основі отриманої частотної характеристики (5) вимушені коливання зведеної вібраційної системи можна подати у вигляді:

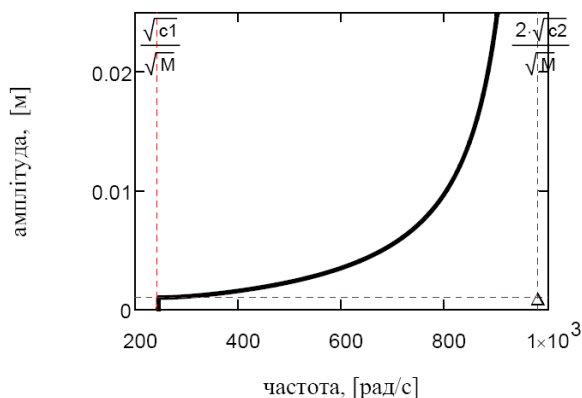
$$\ddot{x}(t) + \begin{cases} 2n_1 \cdot \dot{x}(t), \text{ якщо } x(t) + \Delta \geq 0 \\ 2n_2 \cdot \dot{x}(t), \text{ якщо } x(t) + \Delta < 0 \end{cases} + x(t) \cdot \Omega_0(\Delta, x(t))^2 = f(t), \tag{8}$$

де $n_1 = b_1/2m_{36}$, $n_2 = b_2/2m_{36}$, $f(t) = F \sin(\omega t)/m_{36}$, а значення частоти вільних коливань

$$\Omega_0(\Delta, x(t)) = \begin{cases} \sqrt{c_1/m_{36}}, \text{ якщо } x(t) \geq 0 \wedge \Delta = 0 \vee \Delta \geq x(t), \\ \sqrt{c_2/m_{36}}, \text{ якщо } x(t) < 0 \wedge \Delta = 0, \\ \omega_0(\Delta, x(t)), \text{ інше.} \end{cases} \tag{9}$$

Рівняння (8) використовується для побудови амплітудно-частотної характеристики вібраційної системи за відносною координатою, а система (9) є рівнянням скелетної кривої. На рис. 3 подано скелетну криву віброударної системи з зазором, згідно з якою частота вільних коливань знаходиться в межах $\sqrt{c_1/m_{36}} \leq \Omega_0(\Delta, x(t)) < 2\sqrt{c_2/m_{36}}$.

Рис. 3. Залежність амплітуди вільних коливань вібраційної системи від частоти



Синтезовані пружні параметри визначатимуться за співвідношеннями

$$c_1(\Lambda) = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \omega_{01}^2, \tag{10}$$

$$c_2 = 4c_1,$$

де $\omega_{01} = \frac{\Lambda + 1}{2\Lambda} \frac{\omega}{z}$.

У формулі (10) введено коефіцієнт Λ , що визначає сутність вібраційної системи (за $\Lambda = 1$ система вироджується у кореговану лінійну $\omega_{01} = \frac{\omega}{z}$, за $\Lambda = 2$ у віброударну без зазору $\omega_{01} = \frac{3}{4} \frac{\omega}{z}$).

Характерною особливістю віброударних режимів є асиметрія пришвидшення робочої маси, що слугує показником доцільності застосування вібраційних систем у відповідних технологічних процесах (зокрема, для віброущільнення [6] рекомендовані значення $k_a = 3 - 6$):

$$k_a = \frac{a_{1\max}}{|a_{1\min}|}, \quad (11)$$

де $a_{1\max}$, $a_{1\min}$ – максимальне (у додатній області) та мінімальне (у від'ємній області) значення пришвидшення робочої маси. На рис. 4 наведено залежність (11) від номінального значення сили збурення. Встановлено, що система без зазору має сталі значення коефіцієнта асиметрії $k_a = const$, а система із зазором дозволяє коригувати відповідний параметр за відповідних значень зазору Δ та зусилля F .

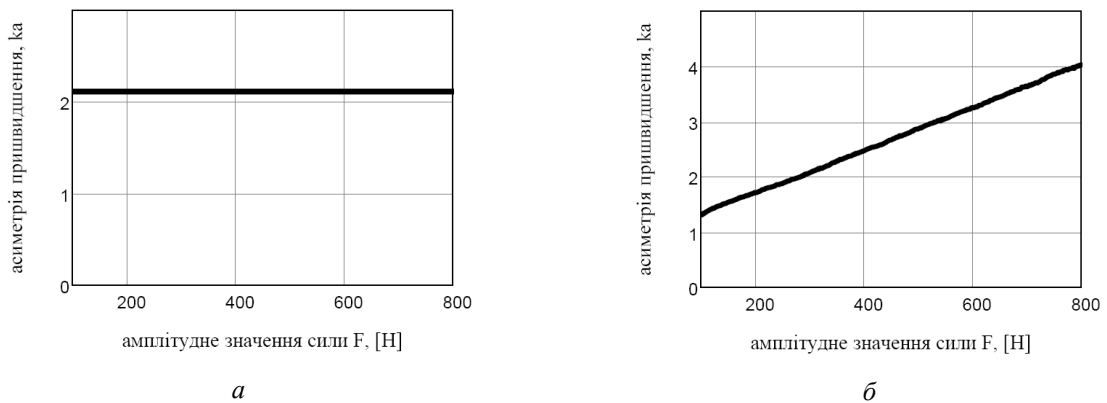


Рис. 4. Залежність коефіцієнта асиметрії пришвидшення робочої маси від амплітудного значення сили віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором $\Delta = 0,001\text{м}$

За рівнянням (8) побудовано визначальні амплітудно-частотні характеристики порівнюваних вібраційних систем (рис. 5), приймаючи амплітудне значення тягового зусилля $F = 725\text{Н}$. Встановлено (рис. 5, а), що синтезована за формулами (10) віброударна система без зазору перебуває у закладеному дорезонансному режимі (за аналогією до лінійних систем). На відміну їй, система із зазором має вищу стійкість за АЧХ та чітко виражений нелінійний характер (рис. 5, б).

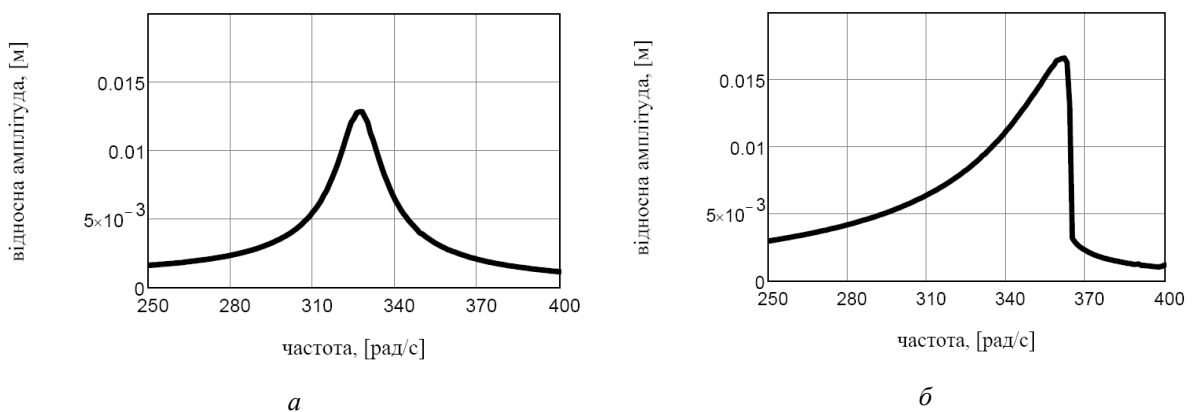


Рис. 5. АЧХ порівнюваних віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором

Порівняння систем та вибір варіанта реалізації віброударного режиму здійснюватиметься на основі комплексного аналізу основних кінематичних, силових та енергетичних параметрів. Часові характеристики основних параметрів вібраційних систем, еквівалентних за максимальним значенням пришвидшенням робочої маси, подано на рис. 6.

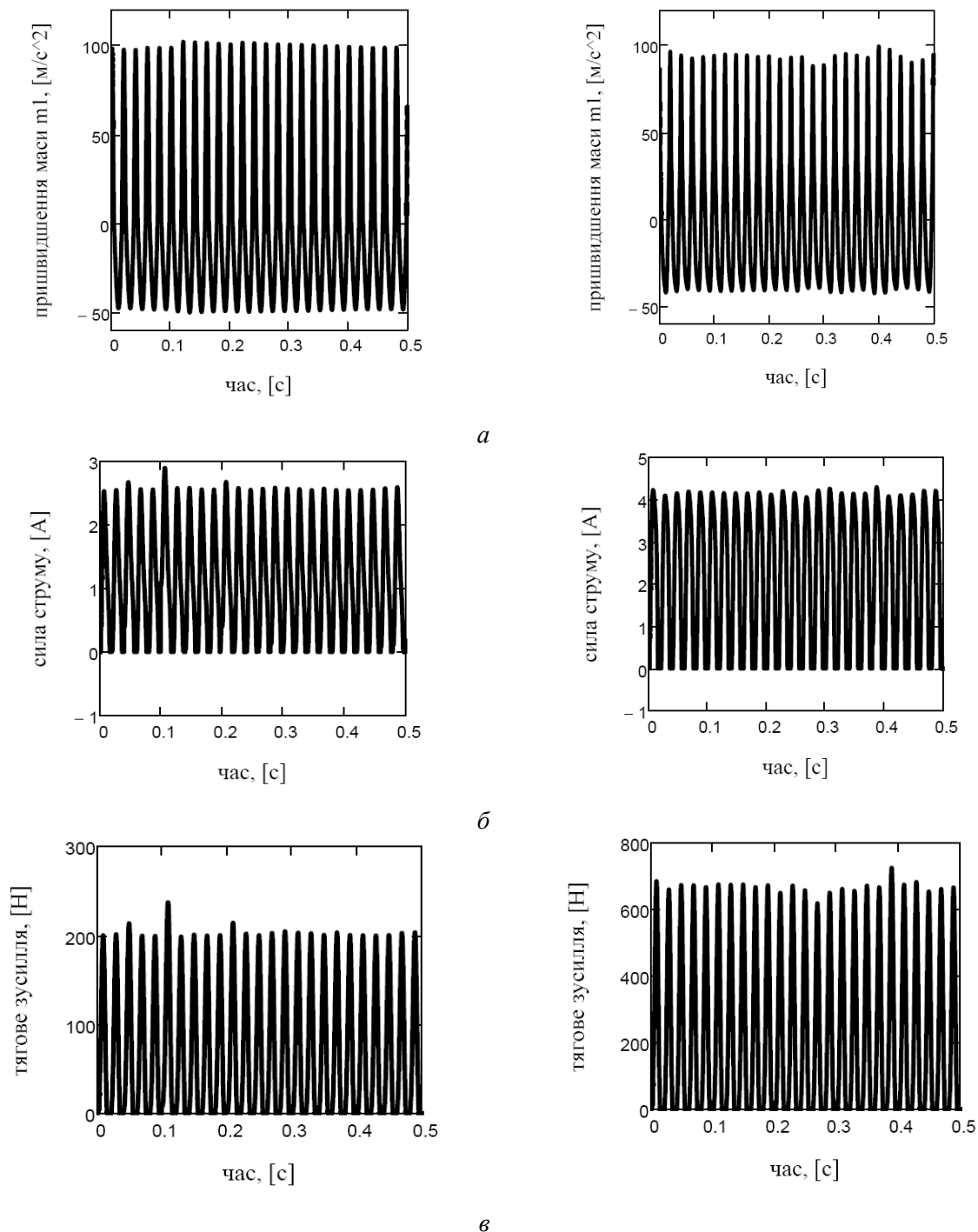


Рис. 6. Часові залежності пришвидшення робочої маси, сили струму та імпульсного тягового зусилля віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором

Визначальним фактором, що пояснює ефективність віброударних процесів є наявність полічастотного спектра пришвидшення робочої маси (рис. 7). При цьому в системі окрім основної гармоніки на частоті збурення 50 Гц наявні кратні їй височастотні гармоніки.

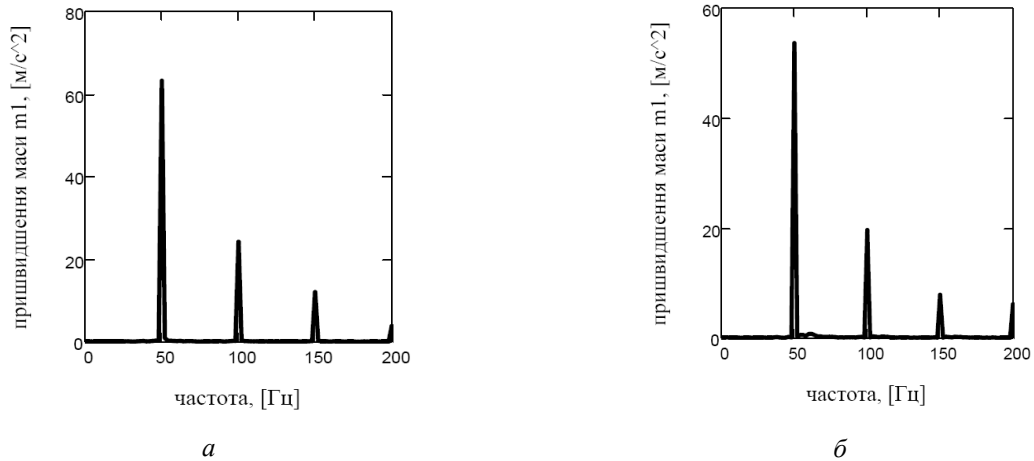


Рис. 7. Спектральний аналіз пришивищення робочої маси віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором

На рис. 8 наведено АЧХ, що отримані безпосередньо чисельним інтегруванням системи дифрівнянь (1), що за характером відповідають АЧХ, наведених на рис. 5 за залежністю (8).

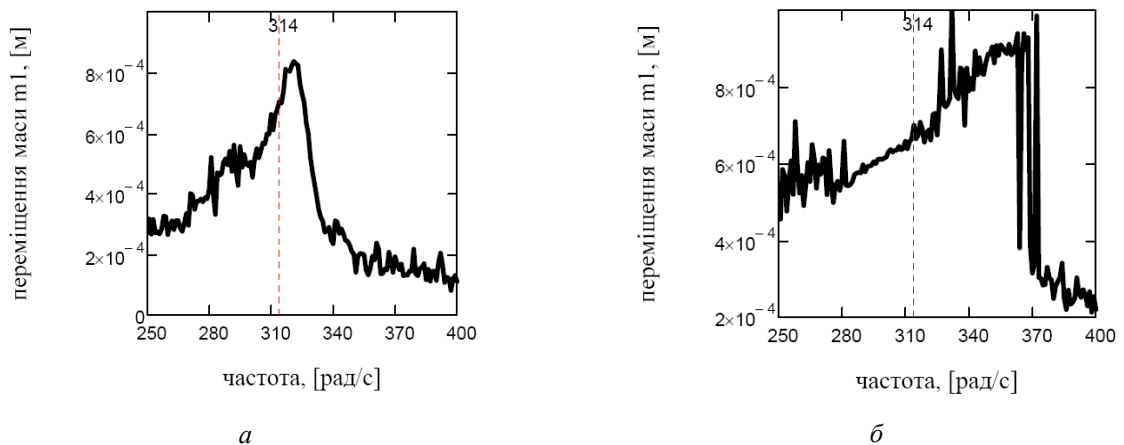


Рис. 8. Частотні залежності амплітуди робочої маси віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором

Для оцінки технічної якості вібраційних систем застосуємо коефіцієнт корисної дії. Енергія зовнішнього джерела в усталеному режимі (з деякого моменту часу τ) витрачається на подолання сумарних внутрішніх втрат в електромеханічній системі та на виконання роботи над середовищем (останню не брали до уваги). Баланс енергії електромагнітної та механічної системи має вигляд [12]:

$$\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} e(t)dt = \int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} u(t) \cdot i(t)dt = \int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} 2(pd_e(t) + pd_m(t))dt, \quad (12)$$

де дисипативні функції розсіювання енергії – це потужності механічних та електричних втрат:

$$\left. \begin{aligned} pd_m(t) &= \frac{1}{2} \left[b_{iz} \cdot \dot{x}(t)^2 + \left[\begin{aligned} b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))^2, \text{ якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta \geq 0 \\ b_2 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))^2, \text{ якщо } x_1(t) - x_2(t) + \Delta < 0 \end{aligned} \right] \right], \\ pd_e(t) &= \frac{1}{2} \cdot n \cdot r \cdot i(t)^2. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Втрати енергії на подолання в'язкого тертя компенсуються роботою тягової сили електромагнітного приводу на змінному повітряному проміжку $\delta(t)$

$$\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} 2d_m(t)dt = - \int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} \left(F(t) \frac{d}{dt} \delta(t) \right) dt = \int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} \left(F(t) \frac{d}{dt} (x_1(t) - x_2(t)) \right) dt \quad (14)$$

Коефіцієнт корисної дії вібраційної системи за середніми значеннями корисної роботи тягової сили електромагніту та затраченої електричної енергії:

$$\eta = \frac{\text{mean} \left(\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} \left(F(t) \frac{d}{dt} (x_1(t) - x_2(t)) \right) dt \right)}{\text{mean} \left(\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} e(t) dt \right)}. \quad (15)$$

Графічне відображення закону перетворення енергії (за їхніми середніми значеннями) у синтезованих віброударних системах подано на рис. 9. Очевидно, що беззорова віброударна система визначається нижчими енергетичними потребами, оскільки перебуває в області, ближчій до резонансу системи.

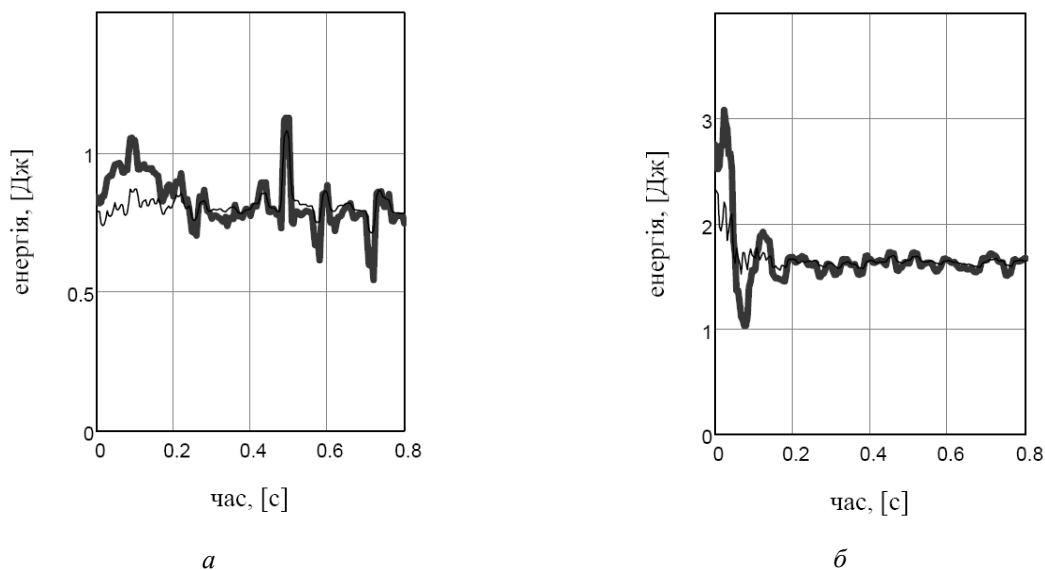


Рис. 9. Баланси енергій віброударних систем: а – без зазору, б – із зазором

Для оцінки якості реалізації визначального кінематичного параметра – максимального значення пришвидшення робочої маси $a_{p \max}$, аналіз системи можна доповнити таким критерієм:

$$\xi_a = \frac{a_{p \max}}{P}, \quad (16)$$

де P – споживана потужність системи.

У табл. 2 наведено визначальні характеристики порівнюваних систем, де основні силові та енергетичні показники (подано їхні діючі значення) визначені за умови досягнення робочою масою перевантаження 10g.

Вибір раціонального варіанта системи можна здійснити за комплексним показником якості:

$$\xi_e = \sum_i k_i \xi_i \rightarrow \max, \quad (17)$$

де k_i – частка важливості окремого показника відносно базової моделі ξ_i , причому $\sum_i k_i = 1$, а часткові критерії тотожні основним технологічним та енергетичним показникам.

Зокрема критерій $\xi_1 \equiv k'_a$ встановлює наявність віброударного режиму за значенням асиметрії пришвидшення робочої маси; ККД визначає технічну досконалість електромеханічної коливальної системи $\xi_2 \equiv \eta'$, ширина резонансної зони оцінює технологічну стійкість вібраційної системи $\xi_3 \equiv \Delta f'$, а показник $\xi_4 \equiv \xi'_a$ визначає енергетичну ефективність досягнення технологічного показника. Значення відповідних часткових критеріїв подано на діаграмі (рис. 10).

Прийнявши рівномірний розподіл між оцінюваними показниками, умову (17) запишемо так:

$$\xi_e = 0,25 \left(k'_a + \eta' + \Delta f' + \xi'_a \right) \rightarrow \max. \quad (18)$$

Базова лінійна модель:

$$\xi_e = 0,25 \left(\frac{1,1}{1,1} + \frac{0,55}{0,55} + \frac{2}{2} + \frac{0,56}{0,56} \right) = 1.$$

Віброударна система без зазору:

$$\xi_e = 0,25 \left(\frac{2,04}{1,1} + \frac{0,53}{0,55} + \frac{2}{2} + \frac{1,22}{0,56} \right) = 0,25(1,855 + 0,964 + 1 + 2,179) = 1,5.$$

Віброударна система із зазором:

$$\xi_e = 0,25 \left(\frac{2,33}{1,1} + \frac{0,21}{0,55} + \frac{8}{2} + \frac{0,37}{0,56} \right) = 0,25(2,118 + 0,382 + 4 + 0,661) = 1,79.$$

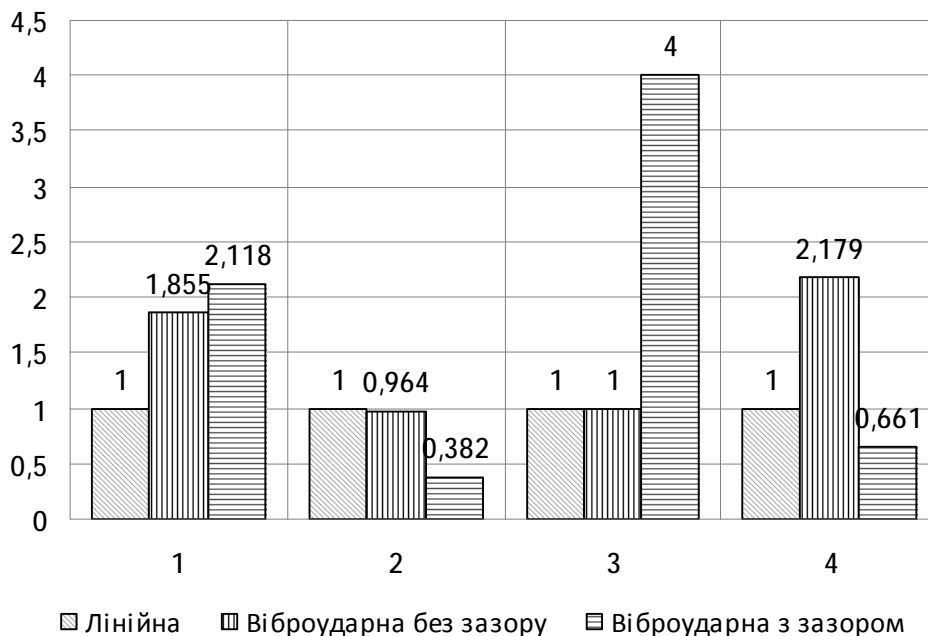


Рис. 10. Порівняльна діаграма відносних часткових критеріїв віброударних систем щодо базової лінійної моделі: 1 – k'_a , 2 – η' , 3 – $\Delta f'$, 4 – ξ'_a

Подані на діаграмі показники з номером 1 та 3 – технологічні, а з номером 2 та 4 – енергетичні.

Таблиця 2

Порівняльні показники вібраційних систем

№ з/п	Тип моделі	Максимум пришвидження робочої маси, [м/с ²]	Асиметрія пришвидження робочої маси,	Напруга, [В]	Сила струму, [А]	Тягове зусилля, [Н]	Потужність, [Вт]	Ширина резонансної зони Δf, [Гц]	η, ККД	Питомий показник ξ _в , [м/с ² /Вт]	Комплексний критерій якості, ξ _е
1.	лінійна (Λ = 1, c ₂ = c ₁ , Δ = 0)	100,88	1,1	120	1,24	154,66	181,92	2	0,55	0,56	1 (1)*
2.	віброударна без зазору (Λ = 2, c̄ ₂ = 4c̄ ₁ , Δ = 0)	101,99	2,04	83	0,91	74,79	83,803	2	0,53	1,22	1,5 (1,57)*
3.	віброударна із зазором (Λ = 1, c ₂ = 4c ₁ , Δ = 0,001м)	99,29	2,33	150	1,67	244,33	268,393	8	0,21	0,37	1,79 (0,52)*

* у дужках – критерій без врахування технологічних факторів стійкості Δf' та асиметрії пришвидження k_a'

Висновки. Апробовані варіанти виконання резонансних віброударних систем на базі двомасової системи з одним пружним елементом у вигляді плоскої пружини з асиметричною кусково-лінійною пружною характеристикою. Проведено порівняльну оцінку функціонування синтезованих систем за основними кінематичними та енергетичними параметрами. Використаний багатокритеріальний підхід до оцінки якості вібраційних систем надає інформацію щодо можливості застосування синтезованих віброударних систем у відповідних технологічних процесах. Залежно від вихідних умов встановлюється необхідність використання варіанта реалізації віброударного режиму. Так, у разі необхідності дотримання вимог щодо стійкості системи у разі значних змін технологічного завантаження та величини асиметрії пришвидження, тоді альтернативи системам із моделлю підресорника з зазором немає. Втім, можливість застосування варіанта без зазору має істотні енергетичні переваги з відносним показником якості 1,57 разу порівняно з традиційною лінійною моделлю та 3 рази відносно віброударної системи з зазором.

За результатами аналізу встановлено динамічні особливості порівнюваних систем:

1) переведення традиційної лінійної пружної характеристики у кусково-лінійну із зазором дає позитивний ефект з погляду реалізації віброударного режиму тільки за відповідних значень номінального тягового зусилля. Реалізована таким способом система відзначається високою технологічною стійкістю та змінною асиметрією пришвидження робочої маси (за збільшення номінального збурювального зусилля). При цьому ККД системи порівняно з лінійною та нелінійною беззазornoю системами зменшується у 2 рази, у 4 рази зростає її технологічна стійкість (за значенням власної частоти коливань);

2) виконання беззазornoї пружної характеристики за резонансним підходом надає системі енергетичних переваг. Втім, такий підхід буде виправданий за прогнозованих завантажень, оскільки система за динамічними особливостями «вироджується» у псевдолінійну модель з фіксованою власною частотою коливань та типовою для лінійних систем АЧХ.

Загалом, за введеним узагальненим показником якості вібраційної системи, що містить відомості про основні технічні, технологічні та енергетичні особливості, кращим варіантом (з підвищеною технологічною стійкістю) є виконання віброударних режимів на основі пружної характеристики з зазором. Запропонований варіант може бути впроваджений у реальних лінійних моделях та вимагає нескладної перебудови її пружної характеристики.

1. *Вибрации в технике. Справочник. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем.* 1979. – 351 с. 2. *Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій: Монографія.* – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с. 3. *Потураев В. Н., Франчук В. П., Надутый В. П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах: Монография.* – Днепропетровск, 2002. – 190 с. 4. *Иткин А. Ф. Разработка вибрационной площадки с жестко-упругими ограничителями / Научно-технический журнал Київс. нац. ун-ту будівництва і архітектури “Техніка будівництва”, вип. 2/2009.* – К.: “МП Леся”, 2009. С. 19–26. 5. *Назаренко І. І. Використання електромагнітних вібраторів на змінному струмі в ударно-вібраційних системах / І. І. Назаренко, Ю. О. Баранов, Т. Ф. Щербина // Теорія і практика будівництва. Збірник наукових праць.* – 2007, Вип. 3. 6. *Назаренко І. І. Прикладные задачи теории вибрационных систем: Учебное пособие.* – К.: ИСИО, 1993. – 216 с. 7. *Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний.* – М.: Физматгиз, 1963. – 410 с. 8. *Човнюк Ю. В. Фізико-механічне моделювання механічних систем // Теорія і практика будівництва. Збірник наукових праць.* – 2008, Вип. 4. 9. *Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / Шатохин В. М.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.– 456 с.* 10. *Кіндрацький Б. І., Сулим Г. Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій: Монографія.* – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с. 11. *Кузьо І. В. Оптимізаційний синтез полічастотних вібраційних систем з імпульсним електромагнітним приводом / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, В. М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2013. – Вип. 47. – С. 3–12. 12. *Черно А. А. Особенности расчета энергопотребления трехмассовых вибрационных установок с электромагнитным приводом / А. А. Черно, А. П. Гуров, Д. Л. Безверхний // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Випуск 2/2011 (14).* – С. 156–159.