

# Секція 1

## ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ ТА ВІБРОТЕХНОЛОГІЇ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.01, 621.09

І.В. Кузьо, О.С. Ланець, В.М. Гурський  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

### ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ СИНТЕЗ ПОЛІЧАСТОТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ З ІМПУЛЬСНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Кузьо І.В., Ланець О.С., Гурський В.М., 2013

*Розв’язано прикладну задачу підвищення технологічної ефективності резонансних двомасових вібраційних машин на основі оптимізаційного синтезу та частотного аналізу асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики. Шляхом динамічного аналізу та числового моделювання системи підтверджено наявність полічастотного спектра в резонансному режимі роботи машини з імпульсним електромагнітним збуренням.*

*The article solves the applied problem of the technological efficiency increase of resonant two-mass vibrating machines based on optimization synthesis and frequency analysis of asymmetric piece-linear elastic description. The availability of the poly-frequency spectrum in the resonant mode of machine, operated by impulsive electromagnetic perturbation, is confirmed by the dynamic analysis and numeral system modeling.*

**Вступ.** У машинобудівній, будівельній, переробній, гірничій галузях промисловості використовують технологічно ефективні вібраційні машини, випробувальні динамічні стенди, засоби інтенсифікації виробництв тощо. За останні десятиліття з’явилися новітні машини, значно ефективніші за рахунок реалізації складніших (за характером коливань, його спектром) режимів роботи. При цьому за допомогою різноманітних підходів та методів розрахунку намагаються досягти деякого компромісу як з погляду функціонування машини, так і з погляду реалізації процесу оброблення. Однак через наявність та багатогранність розрахункових технологічних моделей обробки, складність та недосконалість їх опису, можливість отримання результату в широких межах, поряд із традиційними методами розрахунку самих машин, в кінцевому варіанті доводиться адаптовувати розрахункові параметри і режими роботи машини, отримані на основі оптимальних задач технологічних режимів, до промислово придатних. Пов’язано це, передусім, із такими техніко-економічними показниками роботи обладнання, як частота живлення, простота при пуску та необхідність керування режимами, співвідношення між собівартістю машини та системою керування тощо. Більшою мірою, з урахуванням останніх чинників, перевага надаватиметься машині, а не технологічному чинникові. Тому отримати раціональний варіант машини з погляду комплексної енергоефективності вкрай актуально.

**Постановка проблеми.** Безумовно, низька технологічна ефективність одночастотних резонансних вібраційних систем не компенсується їхньою енергоефективністю (з позиції функціонування системи). Тому вирішити цю проблему необхідно, оскільки значна частка резонансних вібраційних машин побудована на двомасових коливальних структурах. Поєднання властивостей резонансних систем з високоефективними полічастотними коливаннями сприятиме покращенню та подальшому розвитку і впровадженню енергозбережних технологій.

**Аналіз останніх досліджень.** Відомо, що вібраційні технологічні системи наділені цілим комплексом нелінійних властивостей, що проявляються як зі сторони приводу, так і зі сторони процесу оброблення [1, 2]. Безумовно, визначальними є закладені в коливальну систему нелінійності, що якісно впливають як на завантажене середовище (реалізацією полічастотних коливань), так і на роботу машини (підвищується технологічна стійкість у резонансному режимі роботи). Наявність полічастотного спектра вібропришвидження робочого органа машини має принципове значення практично для усіх вібротехнологічних процесів [3–5].

Однак конструктивно реалізувати потрібні для техпроцесу нелінійні властивості коливальної системи вдається, переважно, нелінійностями на базі асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик у віброударних системах [3–5]. Суттєвого ефекту можна досягти узгодженням конструктивних нелінійностей у системі з властивостями її приводу. Найкращого результату досягають використанням відповідних схем вмикання та типів електромагнітних віброзбуджувачів (ЕМВ) [2, 3]. Оскільки інерційні вібратори здатні реалізувати тільки гармонійний закон збурення, то пріоритет надається електромагнітним вібраторам, що здатні функціонувати як імпульсні системи приводів. До них належать схеми на випрямленому струмі живлення та з підмагнічуванням на основі постійного струму [2]. Особливості таких ЕМВ (їхнє результуюче імпульсне збурення можна трактувати як полічастотне), зокрема однокатних на випрямленому струмі, пропонується застосовувати у віброударних схемах машин зі збереженням традиційного для двомасових машин резонансного режиму роботи. При цьому вібратор не повинен бути автономним вузлом у машині, що в цьому випадку знижує металоємність та собівартість виготовлення обладнання [4].

**Постановка задачі.** Розглянуто спосіб поєднання традиційних резонансних енергоощадних режимів роботи двомасових вібраційних систем з технологічно ефективними полічастотними коливаннями робочого органа на основі задачі оптимізаційного синтезу асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики та відповідно раціонального впровадження конструктивних нелінійностей у вібраційних системах.

**Виклад основного матеріалу.** Резонансний вібраційний грохот (рис. 1, а) представлений двомасовою структурою з робочим органом 1 та реактивною масою 2, що з'єднані 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 (рис. 1, б) за рахунок різної жорсткості циліндричних пружин (у додатному напрямі працює пружина  $c_1$ , у від'ємному –  $c_2$ ). Як силову частину використовують електромагніти серії ЭМ68-\*\*М, випущені замість електромагніту ЭМК-2 (\*\* – цифри 5-8 визначають силові характеристики та потужність електромагніту), ввімкнені за однократною схемою живлення. На основі таких вібраторів можна створювати двомасові вібраційні модулі з різноманітними асиметричними кусково-лінійними пружними характеристиками. На базі таких модулів здійснюється структурне компонування та параметричний синтез майбутньої вібраційної машини [6].

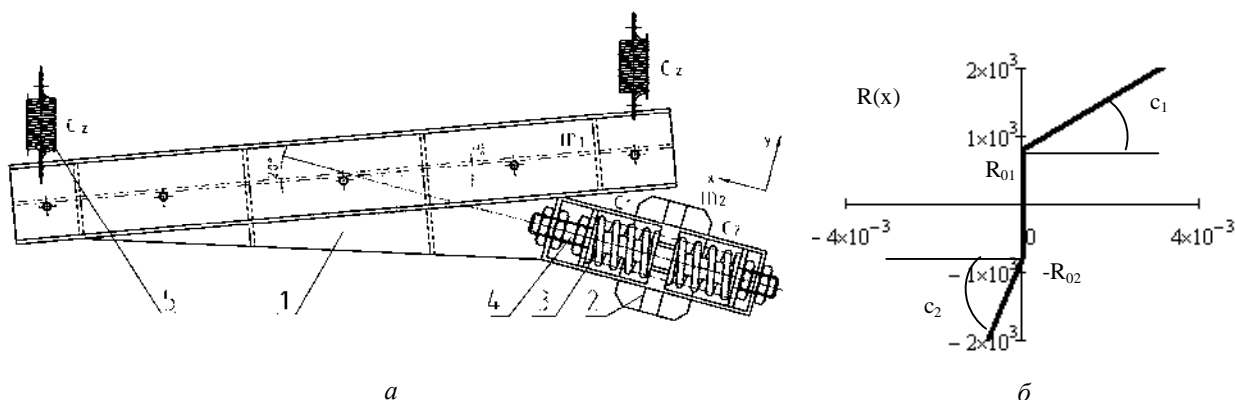


Рис. 1. Структурна схема вібраційного грохота (а) та його асиметрична кусково-лінійна пружна характеристика (б)

У двомасову систему закладається принцип кратної резонансної двочастотності, що підсилюється відповідними кратними гармоніками імпульсного тягового зусилля ЕМВ. Для цього асиметричну пружно-дисипативну характеристику (рис. 1, б) вібраційної системи подано у вигляді:

$$R(x^*(t)) = \begin{cases} R_{01} + c_1 \cdot x^*(t) + b_1 \cdot \frac{d}{dt} x^*(t), & x^*(t) > 0; \\ -R_{02} + c_2 \cdot x^*(t) + b_2 \cdot \frac{d}{dt} x^*(t), & x^*(t) \leq 0. \end{cases} \quad (1)$$

де  $R_{0i}$  – сила попереднього натягу  $i$ -ї пружини;  $x^*(t) = (x_1(t) - x_2(t))$  – відносне зміщення коливальних мас.

Вважається, що двомасова вібраційна система визначена масовими параметрами коливальних мас (рис. 1, а)  $m_1$  і  $m_2$ . Двочастотна резонансна вібраційна система характеризується двома основними власними частотами коливальних  $w_{01}$  і  $w_{02}$  за асиметричною характеристикою пружних параметрів елементів, визначених за масовими характеристиками коливальних мас:

$$\begin{aligned} c_1 &= (m_1 m_2 / (m_1 + m_2)) \cdot w_{01}^2, \\ c_2 &= (m_1 m_2 / (m_1 + m_2)) \cdot w_{02}^2. \end{aligned} \quad (2)$$

де  $w_{01}$ ,  $w_{02}$  – закладені значення власних частот коливальних, причому  $w_{02} = 2w_{01}$ ,  $z$  – резонансне відлагодження системи за відповідними частотами.

**Узагальнена модель вібраційної системи.** Внутрішнє в'язке тертя у матеріалі пружних елементів системи описується моделлю Кельвіна–Фойхта, де коефіцієнти тертя  $b_1$ ,  $b_2$  визначено переходом від моделі комплексного тертя (Сорокіна) [5] за значенням коефіцієнта непружного опору матеріалу пружин ( $g = 0,025$ ):  $b_1 = g c_1 / w$ ,  $b_2 = g c_1 / 2w$ .

Зовнішнє тертя середовища масою  $m_c$  до робочого органа подамо у вигляді моделі сухого тертя постійного значення  $m_c g \cdot f \cdot \text{sign}(\dot{x}(t))$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя оброблюваного матеріалу до стінок робочого органа [7]. Для врахування змінного значення сили сухого тертя потрібно замість  $g$  використати змінне пришвидшення робочого органа  $\ddot{x}(t)$ . Під час роботи машини враховується частка від загальної маси завантаженого середовища  $k_{np} m_c$ .

В імпульсних схемах живлення електромагнітний привід на кожному періоді роботи перебуває в перехідних режимах, тому для точного опису схеми з випрямленим струмом потрібно

використати спеціалізовану імпульсну функцію або ж точно описати роботу випрямляча (його вольтамперну характеристику). Опір випрямляча можна подати так:

$$r_{\partial} = \begin{cases} r_{np}, & \text{if } i(t) \geq 0, \\ r_{3\epsilon}, & \text{if } i(t) < 0, \end{cases} \quad (3)$$

де  $r_{np}$ ,  $r_{3\epsilon}$  – опір діода в прямому і зворотному напрямках ( $r_{3\epsilon} \gg r_{np}$ ).

За допомогою функції Хевісайда умову (3) можна записати у вигляді:

$$r_{\partial} = r_{np} + [1 - \Phi(i(t))] \cdot r_{3\epsilon}. \quad (4)$$

Диференціальне рівняння електромагнітного контуру з випрямлячем та з урахуванням динаміки зміни зазору в ЕМВ має вигляд [8]:

$$\frac{k}{2\delta(t)} \cdot \dot{x}(t) + \left[ r + r_{\partial} - \frac{k \cdot \delta(t)}{2\delta(t)^2} \right] \cdot i(t) = u(t) \quad (5)$$

де  $k = m_0 S w^2$ ;  $m_0 = 4\mu \cdot 10^{-7}$  Гн/м – магнітна проникність повітря;  $S$  – площа поверхні полюсів магніту;  $w$  – кількість витків котушки ЕМВ;  $r$  – активний опір обмотки;  $d(t) = d_0 - (x_1(t) - x_2(t))$  – закон зміни повітряного проміжку між якорем та осердям ЕМВ,  $d_0$  – номінальне (постійне) значення повітряного проміжку;  $u(t) = U_0 \sin(\omega t)$  – закон зміни напруги живлення,  $\omega$  – частота коливань напруги живлення.

Узагальнена математична модель двомасових вібраційних систем з  $n$  – кількістю паралельно ввімкнених незалежних ЕМВ за одноконтурною схемою набуває вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{k}{2(d_0 - (x_1(t) - x_2(t)))} \cdot \dot{x}(t) + \left[ r + [(1 - \Phi(i(t))) \cdot r_{np} + r_{3\epsilon}] \right] + \frac{k \cdot (x_1(t) - x_2(t))}{2(d_0 - (x_1(t) - x_2(t)))^2} \cdot i(t) = u(t); \\ (m_1 + k_{np} m_c) \ddot{x}(t) + m_c g \cdot f \cdot \text{sign}(\dot{x}(t)) + \\ \left\{ \begin{array}{l} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) - b_2 \cdot (\dot{x}(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{array} \right. = \frac{k \cdot n}{4} \left[ \frac{i(t)}{d_0 - (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2; \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - \left\{ \begin{array}{l} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) - b_2 \cdot (\dot{x}(t) - \dot{x}_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{array} \right. = -\frac{k \cdot n}{4} \left[ \frac{i(t)}{d_0 - (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2. \end{array} \right. \quad (6)$$

Існують значні труднощі із можливістю аналітичного розв’язання поданої моделі. По-перше, у ній є ряд імпульсних умов типу функції Хевісайда в електромагнітному контурі (4), функція  $\text{sign}(\dot{x}(t))$  та кусково-лінійна пружно-дисипативна характеристика (1). По-друге, у збуренні фігурує квадратична нелінійність через закон зміни повітряного проміжку в електромагнітному приводі, що описує взаємозв’язок між електричною (сила струму) та механічною (рух коливальних мас) складовими системи.

Для розв’язування згаданої системи придатні тільки модифіковані числові методи для систем “жорстких” диференціальних рівнянь, зокрема вбудовані в програмний продукт MathCAD функції

BDF, Adams, AdamsBDF, Radau. Проте навіть згадані числові методи не в кожному випадку дадуть змогу розв'язати цю систему, що пов'язано зі збіжністю можливого отриманого розв'язку. Для адекватного розв'язку необхідно варіювати параметри збурення та машини. Зокрема, з урахуванням сили сухого тертя з числовим розрахунком справився тільки метод Radau.

Розроблена конструкція вібраційного грохота (рис. 2) з можливістю оцінки масових характеристик його коливальних мас. Зокрема, робоча коливальна маса 1 із ситом 2 та активною частиною привідного модуля 3 становить  $m_1 = 110 \text{ кг}$ , а реактивна маса  $m_2 = 18 \text{ кг}$ .

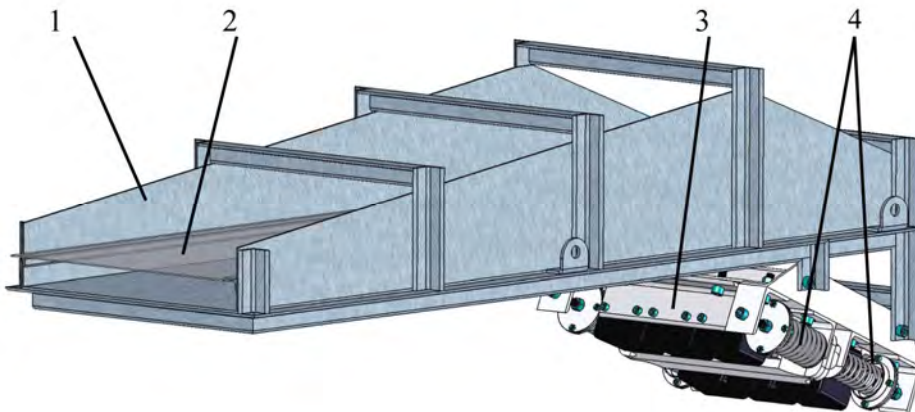


Рис. 2. 3D-модель вібраційного грохота:  
1 – робоча маса, 2 – сито, 3 – привідний модуль, 4 – набір пружин

**Оптимізаційний синтез пружних характеристик системи.** Дослідження зводяться до раціонального синтезу асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики, зокрема до визначення коефіцієнтів пружності  $c_1$  та  $c_2$ , що формують відповідно дві власні частоти коливань  $w_{01}$  та  $w_{02}$ . Синтез можна здійснити на основі розв'язання таких задач:

- 1) частотний синтез з умови забезпечення резонансного режиму в механічній системі та відповідно визначення власної частоти коливань;
- 2) числовий оптимізаційний синтез за умови максимального значення швидкості робочої маси за невідомих пружних параметрів (числовий пошук резонансу).

У першому випадку частота вільних коливань двомасової машини визначається як [9]:

$$w_0^*(A) = \frac{p \cdot w_{01} \cdot w_{02}}{\left[ w_{01} \cdot \arctg \left( \frac{\sqrt{A \cdot c_2 (A \cdot c_1 + 2R_0)}}{R_0} \right) + w_{02} \cdot \arccos \left( \frac{R_0}{A \cdot c_1 + R_0} \right) \right]}. \quad (7)$$

Якщо  $R_0 = 0$ ,  $w_{02} = 2w_{01}$ , отримаємо таку формулу:

$$w_0^* = \frac{2p \cdot w_{01}}{\left[ \frac{p}{2} + 2 \frac{p}{2} \right]} = \frac{4}{3} w_{01}, \quad (8)$$

яка тотожна з формулою виду [10]:

$$w_0^* = \frac{2w_{01} \cdot w_{02}}{w_{01} + w_{02}}. \quad (9)$$

На відміну від системи з попереднім натягом, частота вільних коливань (8) не є функцією амплітуди відносних коливань, а набуває постійного значення, як у лінійних

системах. Окреслюється така *гіпотеза*: для реалізації резонансного режиму  $w = w_0^*$  у системі з асиметричною пружною характеристикою виду  $c_2/c_1 = 4$  потрібно закласти значення власної частоти коливань за рухом у напрямку пружини  $c_1$ :

$$w_{01} = \frac{3}{4} w_0^* = \frac{3}{4} \frac{w}{z}, \quad (10)$$

а для цього конструктивно забезпечити пружні параметри таким розрахунком

$$c_1 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left( \frac{3}{4} \frac{w}{z} \right)^2, \quad (11)$$

$$c_2 = 4c_1.$$

Приймається, що реалізована у такий спосіб двомасова вібраційна система проявляє якісно нові динамічні властивості (реалізуються полічастотні коливання), перебуваючи у зоні резонансної частоти роботи, тим самим збережена (підвищена) ефективність функціонування.

У другому випадку під час дослідження синтезувальними параметрами прийнято *частотний коефіцієнт*  $\Theta$ , що входить у значення першої власної частоти коливань та *відношення власних частот*  $\Lambda$ , що закладено у пружину жорсткістю  $c_2$ :

$$c_1 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left( \Theta \frac{w}{z} \right)^2, \quad (12)$$

$$c_2 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left( \Theta \frac{\Lambda \cdot w}{z} \right)^2.$$

При цьому потрібно знайти для системи оптимальне відношення  $\Lambda$  основних власних частот та відповідний частотний коефіцієнт  $\Theta$ , що забезпечують максимум діючого значення швидкості робочого органа:  $V_1(\Theta, \Lambda) \rightarrow \max$ .

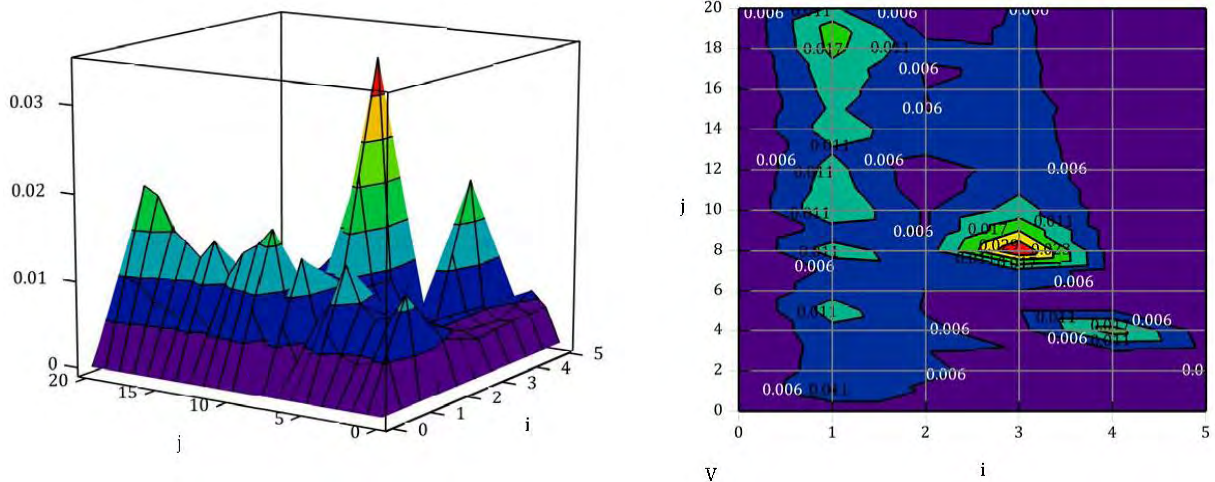


Рис. 3. Діючі значення віброшвидкості робочої маси залежно від варійованих коефіцієнтів

За синтезованими коефіцієнтами будуть знайдені оптимальні пружні параметри машини. Такий підхід дозволяє спростити пошук оптимальних значень пружних параметрів та отримати розрахункові формули, на відміну від числового пошуку безпосередньо за значеннями пружних параметрів, що лежать у досить широких межах.

Для розв’язування оптимізаційної задачі без обмежень прийнято дискретну зміну параметрів  $\Theta_i = 0,25 \cdot i$ ,  $\Lambda_j = 0,25 \cdot j$ ,  $i = 1..5$ ,  $j = 1..20$ . За графіками на рис. 3 спостерігається максимальне діюче значення віброшвидкості за таких значень коефіцієнтів  $\Theta_3 = \frac{3}{4}$ ,  $\Lambda_8 = 2$ .

Отже, прийнята гіпотеза про ефективний резонансний режим за результатами частотного аналізу і раціональні пружні параметри підтверджена оптимізаційним синтезом за допомогою числового моделювання. Для підтвердження існування закладеного резонансного режиму роботи наведено АЧХ вібраційної системи (рис. 4). У системі резонанс припадає на основну гармоніку тягового зусилля (50 Гц). Особливістю АЧХ віброударної системи є поява субгармоніки на частоті 25 Гц. Однак вона не використовується, оскільки частотний спектр імпульсного тягового зусилля на частоті 25 Гц набуває нульового значення. Це підтверджується спектральним аналізом та гармонійним складом коливань робочого органа машини.

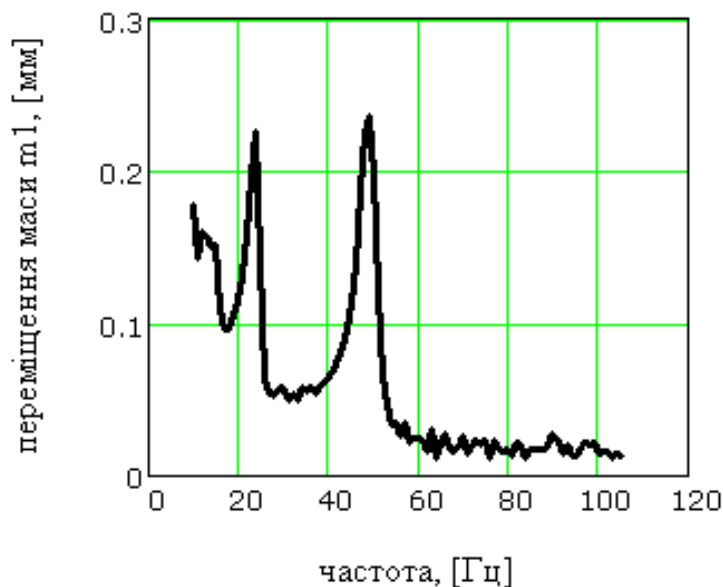


Рис. 4. АЧХ вібраційної системи із оптимальною пружною характеристикою та з імпульсним електромагнітним збуренням (без врахування сили сухого тертя)

Моделювання виконано за таких параметрів електромагнітного приводу  $d_0 = 0,006 \text{ м}$ ,  $S = 2,784 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $r = 180 \text{ м}$ ,  $w = 650$ ,  $n = 2$ ,  $U_0 = 170 \text{ В}$ . Вплив завантаження у моделі (6) враховано значеннями  $k_{np} = 0,3$ ,  $m_c = 100 \text{ кг}$ ,  $f = 0,45$ .

Результати числового моделювання системи диференціальних рівнянь у вигляді часових залежностей основних кінематичних та імпульсних електросилових параметрів подано на рис. 5 – рис. 6. Особливістю результатів є асиметрія пришвидшення робочого органа (рис. 5, в), характерна для віброударних систем, що вказує на наявність полічастотного режиму роботи.

Імпульсні силові характеристики ЕМВ показано на рис. 6. Для підтвердження та оцінки значень амплітуди пришвидшення та тягового зусилля ЕМВ на гармоніках подано спектральний аналіз (рис. 7) відповідних часових залежностей.

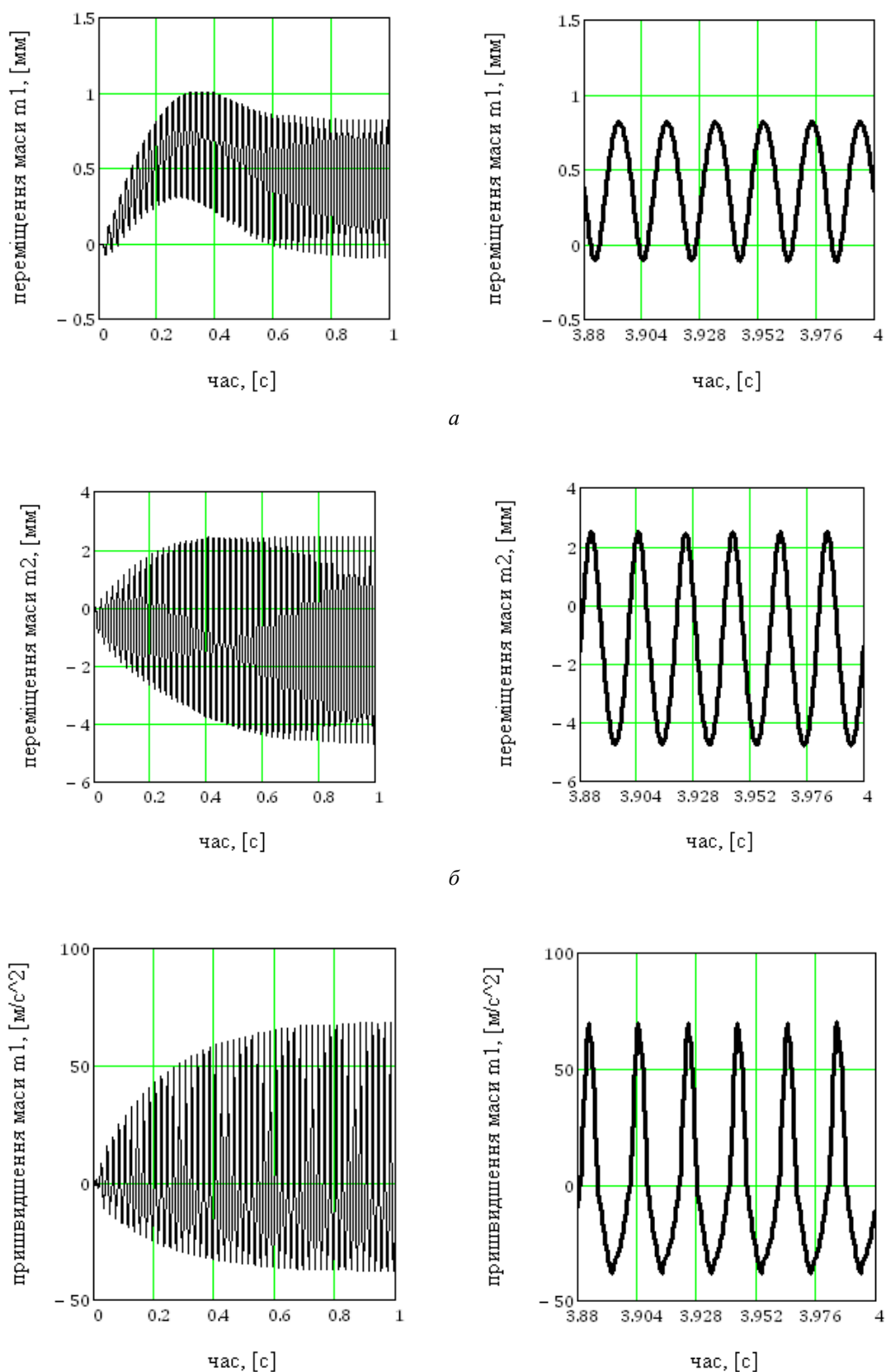


Рис. 5. Часові залежності переміщень коливальних мас (а),(б) та пришвидшення робочої маси (в)



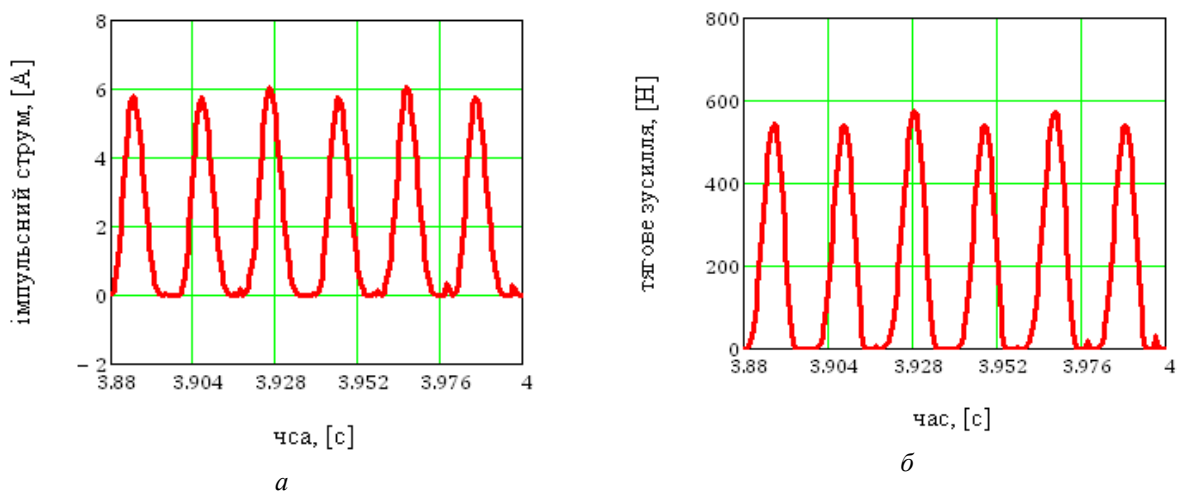


Рис. 6. Часові залежності сили струму (а) та результуючого тягового зусилля ЕМВ (б)

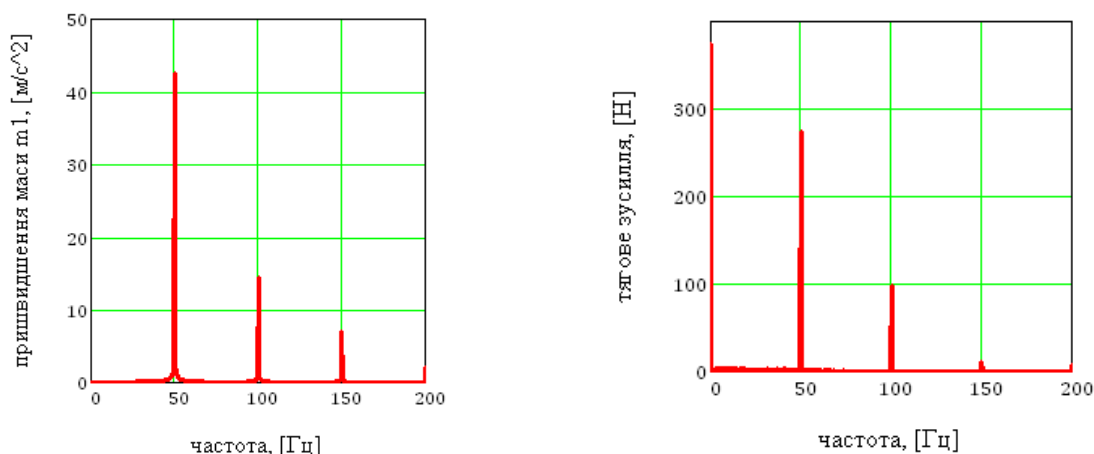


Рис. 7. Амплітудно-частотний спектр пришивдження робочої маси (а) та імпульсного тягового зусилля ЕМВ (б)

**Висновки.** Обґрунтовано використання асиметричної кусково-лінійної пружно-дисипативної характеристики та виконано її оптимізаційний синтез з метою реалізації полічастотних коливань у резонансних режимах роботи двомасових вібраційних систем. Для цього:

- 1) синтезовано формули для розрахунку пружних параметрів двомасової вібраційної системи;
- 2) розроблено узагальнену математичну модель нелінійної вібраційної машини з полічастотним режимом роботи на базі імпульсного електромагнітного приводу з урахуванням основних технологічних та конструктивних факторів.

1. Цыфанский С.Л., Бересневич В.И., Окс А.Б. *Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения.* – Рига: Зинатне, 1991. – 231 с.
2. *Низкочастотные электровибрационные машины* / М.В. Хвингия, М.М. Тедошвили, И.А. Питимашвили и др.; под ред. К.М. Рагульскаса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1989. – 95 с.: ил.
3. 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.
4. 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: зб. наук. праць.* – 2007. – Вип. 3.
5. Назаренко И.И. *Прикладные задачи теории вибрационных систем: учеб. пособие.* – К.: ИСИО,

1993. – 216 с. 6. Гурський В. М. Розроблення уніфікованого модуля вібраційних машин з напрямленими коливаннями робочого органа // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2012. – Вип. 46. – С. 13–19. 7. Ловейкін В.С. Аналітичні розв’язки рівнянь динамічно нелінійних вібросистем за наявності сухого тертя / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, В.В. Ярошенко // Вібрації в техніці та технологіях: журнал. – 2009. – № 4 (56). – С. 30–38. 8. Гурський В. М. Аналіз електромеханічних характеристик резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2011. – Вип. 45. – С. 192–198. 9. Кузьо І.В. Реалізація нелінійних полічастотних резонансних вібраційних машин з використанням одноконтурних електромагнітів / І.В. Кузьо, В.М. Гурський, О.С. Ланець // Вібрації в техніці та технологіях: журнал – 2012. – № 1 (65). – С. 10-14. 10. Вибрации в технике: справочник. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем. – 1979. – 351 с.

УДК 621.01

**О.В. Ланець, Я.В. Шпак, В.І. Лозинський\*, П.Ю. Леонович**  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування,  
\*кафедра електронних засобів інформаційно-комп’ютерних технологій

## **РЕАЛІЗАЦІЯ ЕФЕКТУ ЗОММЕРФЕЛЬДА У ВІБРАЦІЙНОМУ МАЙДАНЧИКУ З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ**

© Ланець О.В., Шпак Я.В., Лозинський В.І., Леонович П.Ю., 2013

*Розроблено та змодельовано вібраційний майданчик, резонансні режими в якому ґрунтуються на ефекті Зоммерфельда. Наведено аналітичні залежності для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів коливальної системи, що забезпечують робочі білярезонансні режими роботи вібраційної машини з інерційним збуренням. Складено математичну модель такої машини та проаналізовано рух її коливальних мас та маси дебалансу в перехідних та усталених режимах роботи. Теоретичні результати експериментально підтверджено.*

*The article works out and models the vibrating ground the resonant modes in which are based on Sommerfeld effect. It also shows the analytical dependence for calculation of inertial, inflexible and power parameters of oscillating systems which provide the working near-resonant modes of the vibrating machine functioning by inertial perturbation. The mathematical model of such machine is made and motion of its oscillating anddebalance masses in transitional and fixed work regimes is analysed. The theoretical results are experimentally confirmed.*

**Вступ.** Сьогодні у світі стрімко розвиваються двомасові вібраційні машини з дебалансними віброзбудувачами, режим роботи яких дорезонансний відносно власної частоти коливань системи (рис. 1). Такий підхід суттєво знижує споживану потужність приводу, що викликано передусім наявністю в білярезонансних режимах роботи високих коефіцієнтів динамічності системи. В таких режимах амплітуди коливань мас істотно зростають залежно від резонансного налагодження механічної коливальної системи.