

УДК 621.01

В. М. Гурський, І. В. Кузьо

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

РАЦІОНАЛЬНИЙ СИНТЕЗ ДВОЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

© Гурський В. М., Кузьо І. В., 2015

Розглянуто завдання синтезу двочастотних резонансних коливань у тримасовій коливальній системі. Визначено пружний коефіцієнт, що забезпечує кратний двочастотний резонансний режим у разі модернізації двомасових резонансних машин з електромагнітним приводом. Встановлено вплив інерційності коливальної маси на характеристики прискорення робочої маси – максимальне значення та співвідношення між гармоніками.

Ключові слова: резонанс, коливання, вібраційна машина, електромагнітний привід, власні частоти коливань.

The article tackles the problem of the synthesis of the two-frequency resonance oscillations in the three-mass oscillating system. The stiffness coefficient which provides the multiple two-frequency resonance mode in the case of modernization of the two-mass resonance machines with an electromagnetic drive is defined. The influence of inertance of oscillation mass on the characteristics of working mass acceleration is determined – the maximal value and the correlation between harmonics.

Key words: resonance, oscillations, vibratory machine, electromagnetic drive, proper frequency oscillations.

Вступ. Дослідження вібраційних систем у технологічних цілях переважно спрямовані на обґрунтування структурних схем, параметрів і режимів роботи. Останні встановлюються на підставі рекомендацій та методик, що обґрунтовують якісне проходження технологічних процесів оброблення. З точки зору структурно-параметричного синтезу, однією із вихідних умов проектування машини є наявність технологічних показників, втілених у кінематичні (динамічні) та силові характеристики машини. Якщо ж потрібні незадані кінематичні параметри, то потрібно дотримуватися узагальненішого підходу та окреслення технологічних можливостей та засобів їхньої реалізації. Так, з погляду технологічної доцільності реалізація двочастотних коливань у вібраційних машинах дає змогу істотно інтенсифікувати технологічні процеси розділення, сепарації, подрібнення, ущільнення (пресування, трамбування) різноманітних матеріалів, особливо тонких та дрібнодисперсних [1, 2]. Розвиток таких машин доцільно здійснювати реалізацією резонансних режимів роботи на обох частотах. Тому передумовою появи таких машин може бути використання існуючих одночастотних систем з подальшим їх переведенням у двочастотні. Такий підхід є модернізацією широкого загалу гармонійних машин з електромагнітним приводом.

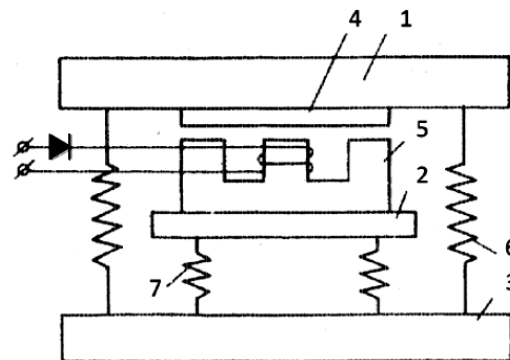
Постановка проблеми. Як правило, основою модернізації вібраційних машин є їхнє структурно-параметричне перетворення. При цьому раціональність підходу повинна бути обґрунтована мінімальністю капіталовкладень на досягненням результату та малою трудомісткістю операцій, що виконуються на базовому взірці. Відсутність цілісних методик, що висвітлюють такі принципи, та конкретні практичні засоби є актуальною проблематикою, що обмежує появу нових, технологічно спроможніших і енергоощадніших машин.

Аналіз останніх досліджень. Аспекти модернізації гармонійних двомасових резонансних машин у високоефективні тримасові системи сформовані у [3]. Зважаючи на значні енергетичні переваги таких систем, вони залишаються працювати у гармонійному режимі, а ефективність системи проявляється тільки у разі близького розташування власних частот та зростає від зменшення міжрезонансної області.

Теоретичний аналіз силових характеристик електромагнітного контуру за однократної схеми збурення вказує на багаточастотний спектр періодичного тягового зусилля [4]. Однак в реальності механічна система використовує першу (основну) гармонійну складову тягового зусилля приводу, під яку власне адаптована друга (перша власна частота віброізоляційна) власна частота коливань лінійної механічної системи. Інші кратні гармоніки не можуть якісно впливати на робочий процес, оскільки не знаходяться на резонансних механічних частотах.

Для тримасової системи реалізація резонансних коливань можлива на значеннях двох основних власних частот коливань, сформованих пружними ланками високої жорсткості¹, що з'єднують коливальні маси. Для цього, оперуючи інерційно-жорсткісними параметрами тримасових систем, необхідно забезпечити потрібні значення власних частот w_{01} і w_{02} . Відомо, що збурення з електромагнітним приводом найчастіше здійснюється у трьох фіксованих частотних режимах – низькочастотний (до 25 Гц), середньої частоти (50 Гц) і високочастотний (100 Гц і вище), зумовлених простотою схем живлення для їх реалізації. Наявність простих схем живлення та двох власних частот коливань спонукає до таких можливих двочастотних режимів роботи вібраційних машин з електромагнітним приводом із кратністю частот 2, раціональні амплітуди яких визначаються технологічно, наприклад, для ефективного забезпечення ущільнення бетоносумішей [5]. Тому використання імпульсних схем живлення електромагнітів є принциповим та раціонально використовує полічастотний спектр пульсуючого тягового зусилля на резонансних режимах роботи за обома основними гармоніками. Прикладом реалізації таких режимів є авторське свідоцтво [6] на основі тримасової коливальної системи (рис. 1). Однак аналітичного супроводу та обґрунтування поданої схеми немає. Пропонується здійснити раціональний параметричний синтез тримасової системи з точки зору якісної реалізації двочастотних коливань у резонансних режимах. Варто зазначити, що згадана схема має широкий спектр власних частот коливань, що розкриває тенденції залучення їх у ширшому варіанті збурення, зокрема незалежному полічастотному.

Рис. 1. Схема тримасової вібраційної системи з імпульсним збуренням



Науковою школою під керівництвом М. В. Хвінгії запропоновані підходи до реалізації промислових зразків нелінійних вібраційних машин з електромагнітним приводом. Зокрема, на основі імпульсних систем (з випрямлячем) окреслено особливості виникнення субгармонійних коливань у двомасовій коливальній системі за рахунок відповідного набору параметрів і конструкції вібробуджувача, механічної системи та умов збурення [4]. При цьому вважається, що

¹ Значення першої за порядком власної частоти коливань визначене жорсткістю віброізоляторів: $w_{0is} = \sqrt{c_{is}/M} \ll w_{01} \wedge w_{02}$, де M – маса вібраційної системи.

пружна характеристика є близькою до лінійної. Умова виникнення субгармонійних коливань має такий вигляд:

$$1 + 14ed \geq e^{\frac{g}{4}},$$

де $e = \frac{2rd_0}{m_0Sw^2w}$, $d = \frac{U_0^2}{m_0Sw^2md_0w^4}$ – зведені коефіцієнти системи; g – показник внутрішніх втрат у пружній системі; r – активний опір котушки; d_0 – номінальне значення повітряного проміжку; U_0 – номінальне значення напруги; $m_0 = 4\rho \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнітна проникність повітря; w – кількість витків котушки; S – площа поверхні полюсів магніта; m – приведена маса системи.

Утім реалізація відповідних режимів можлива за рахунок використання спеціальної конструкції електромагніта з підмагнічуванням, внаслідок чого дуже збільшуються габарити, маса та споживана потужність. Також автори [4] впровадили клас багаторежимних машин на основі спеціалізованих електромагнітних приводів. Двочастотність машини полягає у незалежному використанні (25 або 50 Гц) резонансних режимів у тримасовій коливній системі (рис. 2). Для забезпечення силового збудження реалізована конструкція електромагніта з відповідним співвідношенням жорсткостей пружних ланок $c_2/c_1=3$. Власні частоти коливань системи визначаються за такими співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} w_{01} &= \sqrt{c_1/M}; \\ w_{02} &= \sqrt{c_1 + c_2/M} = 2w_{01}. \end{aligned} \right\}$$

Перемикання на вищу частоту (50 Гц) забезпечується дворежимним електромагнітним приводом, а саме – вмиканням додаткового електромагніта постійного струму, внаслідок чого забезпечується жорстке зчеплення якоря 6 з осердям 5 ($d_1 = 0$) та підвищується сумарна жорсткість системи: $c_1 + c_2$.

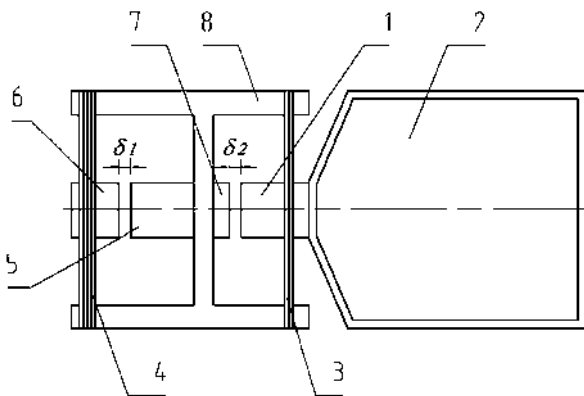


Рис. 2. Схема вібраційної системи з двочастотним режимом роботи на основі електромагнітного приводу

Відповідні несиметричні режими роботи досягнуті на основі двомасової резонансної схеми [7] вібраційного конвеєра (рис. 3, а) з несиметричним збудженням від електромагнітного приводу (з котушками змінного 5 та постійного 6 струму, а також із фазорегулятором 12 на рис. 3, б). Асиметричність реалізована також у механічній частині системи (рис. 3, а) з використанням пружин 10 та 11 різної жорсткості. Така система має високий ступінь наближення до класу віброударних машин. Загалом запропонований механізм незалежного, керованого за фазою, електромагнітного збудження розкриває додаткові перспективи у тримасовій системі.

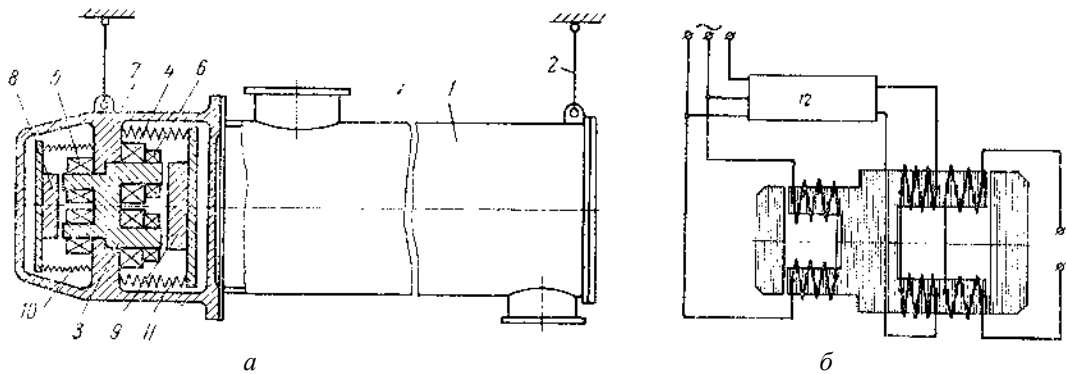


Рис. 3. Структурна схема вібраційного конвеєра (а) та електромагнітного приводу (б) з несиметричними (двочастотними) коливаннями

Широке застосування у енергомістких виробництвах мають бігармонійні (двочастотні) зарезонансні одномасові вібраційні машини з інерційним приводом [8]. Реалізація двочастотних збудрень може бути здійснена за допомогою примусової кінематичної синхронізації (рис. 4) віброзбуджувачів (як правило, за допомогою зубчастої [2] чи пасової передачі [9, 10]). Однак наявність кінематичного зв'язку негативно впливає на надійність та довговічність приводу. Сьогодні тенденція розвитку вібраційних машин з інерційним приводом полягає у використанні явища динамічної самосинхронізації [11] роботи віброзбуджувачів. Перевагами таких систем є знижене енергоспоживання, покращені динамічні характеристики машин під час пуску. Однак застосування динамічно синхронізованих віброзбуджувачів на двочастотних режимах сьогодні ще не достатньо вивчене.

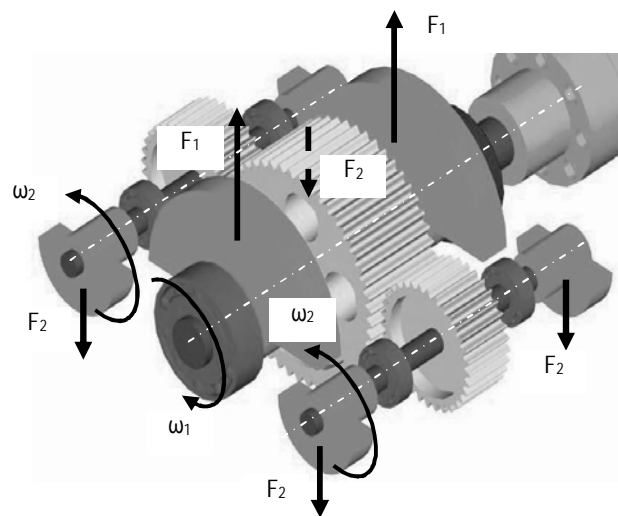


Рис. 4. Двочастотний кінематично синхронізований інерційний віброзбуджувач

У дослідженнях А. Г. Маслова та А. Ф. Іткіна [9, 10] сформовані підходи до незалежного використання принципово нових конструкцій інерційних віброзбуджувачів на відповідних низько- та високочастотних режимах, а також з можливістю їхньої синхронізації за рахунок пасової передачі. Утім використання додаткового збуджувача вимагатиме додаткових енергетичних затрат на подолання тертя, що істотно підвищуватиме енергомісткість машини.

Постановка задачі. Суть дослідження спрямована на реалізацію двочастотних резонансних режимів роботи за рахунок переналаштування двомасової резонансної системи та параметрів. Зокрема, переналаштування передбачає переведення структури системи з двомасової у тримасову долученням парціального модуля з відповідним розрахунком його пружно-інерційних параметрів. Такий розрахунок доцільно здійснювати на підставі задачі синтезу за власними частотами коливань.

Виклад основного матеріалу. Класична лінійна двомасова система визначена пружно-інерційними параметрами робочої m_1 та реактивної m_2 мас, а також коефіцієнтом пружності c_1 . Матриці інерційних, пружних і силових параметрів тримасової системи ланцюгового типу мають відомий вигляд [12]:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P} = \begin{bmatrix} f(t) \\ -f(t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де параметри m_3 та c_2 ще не визначені.

Частотне рівняння такої системи має вигляд [13]:

$$\Delta(w) = w^4 - Aw^2 + B, \quad (2)$$

де $A = \frac{c_1 + c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_3}$, $B = c_1 c_2 \frac{m_1 + m_2 + m_3}{m_1 m_2 m_3}$ – зведені параметричні коефіцієнти механічної системи у частотному рівнянні.

Перші дві власні частоти коливань визначаються з умови $\Delta(w) = 0$:

$$w_{01(02)} = \sqrt{\frac{A \pm \sqrt{A^2 - 4B}}{2}}, \quad (3)$$

а їхнє відношення $n_w = w_{02} / w_{01}$ набуде такого вигляду:

$$n_w = \sqrt{\frac{2A}{A - \sqrt{A^2 - 4B}}} - 1. \quad (4)$$

Приймаємо, що коефіцієнт пружності c_1 визначений традиційним методом, як для двомасової (високочастотної 100 Гц) резонансної системи:

$$c_1 = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (2 \cdot w_{01})^2, \quad (5)$$

де $w_{01} = w/z$ – частота вільних коливань в околі частоти збурення з налагодженням до резонансу z .

Розв'язуючи рівняння (4) за умовою кратності власних частот коливань $n_w = 2$, отримаємо формулу для встановлення коефіцієнта пружності парціального модуля:

$$c_2 = \frac{m_2 \cdot m_3 \cdot \left[17 \cdot m_2 \cdot M - 8 \cdot m_1 \cdot m_3 \pm 5 \cdot m_2 \cdot \sqrt{\frac{M \cdot [9 \cdot m_2 \cdot M - 16 \cdot m_1 \cdot m_3]}{m_2}} \right]}{2 \cdot (m_1 + m_2) (m_2 + m_3)^2} w_{01}^2, \quad (6)$$

де $M = m_1 + m_2 + m_3$ – загальна маса вібраційної системи.

Критичне значення інерційності невідомої маси m_3 визначається за умови існування дійсних значень коефіцієнта пружності:

$$0 < m_3 < \frac{9 \cdot m_2 \cdot (m_1 + m_2)}{16 \cdot m_1 - 9 \cdot m_2}. \quad (7)$$

Варіації зі знаком “**m**” у формулі (6) пояснюються наявністю симетричних власних форм у тримасовій системі [13]. Аналіз графічних залежностей для частотних рівнянь (рис. 5) за розрахованих значень коефіцієнтів пружності вказує на те, що реалізація двочастотних резонансних режимів роботи виду 50/100 Гц буде забезпечена формулою (6) зі знаком “-” у разі модернізації високочастотної системи (рис. 5, а). Якщо ж модернізація здійснюється на основі двомасової резонансної машини із робочою частотою коливань 50 Гц, то необхідна формула для розрахунку коефіцієнта пружності c_2 відрізнятиметься від отриманої формули (6) числом “8” у знаменнику та знаком “+” (рис. 5, б).

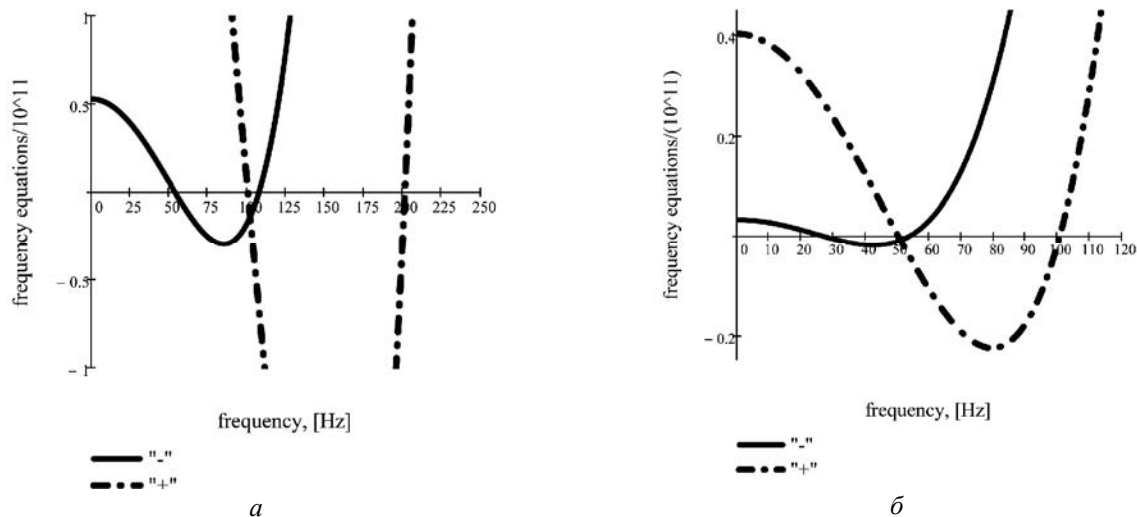


Рис. 5. Графічні залежності частотних рівнянь за розрахунку високочастотних (а) та низькочастотних (б) резонансних систем

Необхідно встановити закономірності реалізації двочастотних коливань, а саме: вплив інерційності добавленої маси m_3 на амплітудні значення кратних гармонік при швидженні робочої m_1 маси $|A_1|_{50}$ і $|A_1|_{100}$ та на максимальні значення a_{1max} . Для цього застосовується узагальнена система диференціальних рівнянь руху тримасової вібромашини з врахуванням імпульсної роботи електромагніта на основі випрямної схеми з ідеалізованою вольт-амперною характеристикою діода [14]:

$$\begin{cases}
 \frac{m_0 S \omega^2}{2(d_0 - (y_1(t) - y_2(t)))} \cdot \ddot{x}(t) + \left[\frac{r + [(1 - \Phi(i(t))) \cdot r_{np} + r_{36}]}{+ \frac{m_0 S \omega^2 \cdot (x_1(t) - x_2(t))}{2(d_0 - (y_1(t) - y_2(t)))^2}} \right] \cdot i(t) = u(t); \\
 m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) + b_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) = f(t); \\
 m_2 \ddot{x}_2(t) - c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) - b_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_2 \cdot (y_2(t) - y_3(t)) + \\
 + b_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) + c_{i3} \cdot y_2(t) + b_{i3} \cdot x_2(t) = -f(t); \\
 m_3 \ddot{x}_3(t) - c_2 \cdot (y_2(t) - y_3(t)) - b_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) = 0; \\
 f(t) = \frac{n m_0 S \omega^2}{4} \left[\frac{i(t)}{d_0 - (y_1(t) - y_2(t))} \right]^2.
 \end{cases} \quad (8)$$

Позначення параметрів: кількість витків котушки $w = 640$; площа поверхні полюсів магніта $S = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; активний опір котушки $r = 1 \text{ Ом}$; опір діода у прямому $r^{<+>} = 0,001 \text{ Ом}$ та зворотному $r^{<->} = 10^8 \text{ Ом}$ напрямках; номінальне значення повітряного проміжку $d_0 = 0,0022 \text{ м}$; кількість паралельно працюючих електромагнітів $n = 8$; частота збурення $w = 314 \text{ рад/с}$; номінальне значення напруги $U_0 = 220\sqrt{2} \text{ В}$; $b_i = g \cdot c_i / w$ – фактор дисипації машини, зокрема коефіцієнт в'язкого тертя пружної системи відповідної жорсткості.

Оперуючи зміною інерційності маси m_3 , побудовано принципові залежності для характеристик пришвидшення робочої маси. Зокрема, на рис. 6, а показано вплив на максимальне значення пришвидшення робочої маси $a_{1\text{max}}$, а на рис. 6, б – на відношення гармонік $|A_1|_{50}/|A_1|_{100}$ двочастотного режиму роботи. Особливістю та перевагою таких систем є фактично кількість максимуму пришвидшення за різних значень інерційності маси m_3 . При цьому істотного впливу зазнає співвідношення між гармоніками, що дає змогу наперед синтезувати машину із відповідним гармонійним складом без порушення ефективності (за максимумом пришвидшення). Енергетичні витрати не змінюються, про що свідчить залежність для сили струму (рис. 6, в).

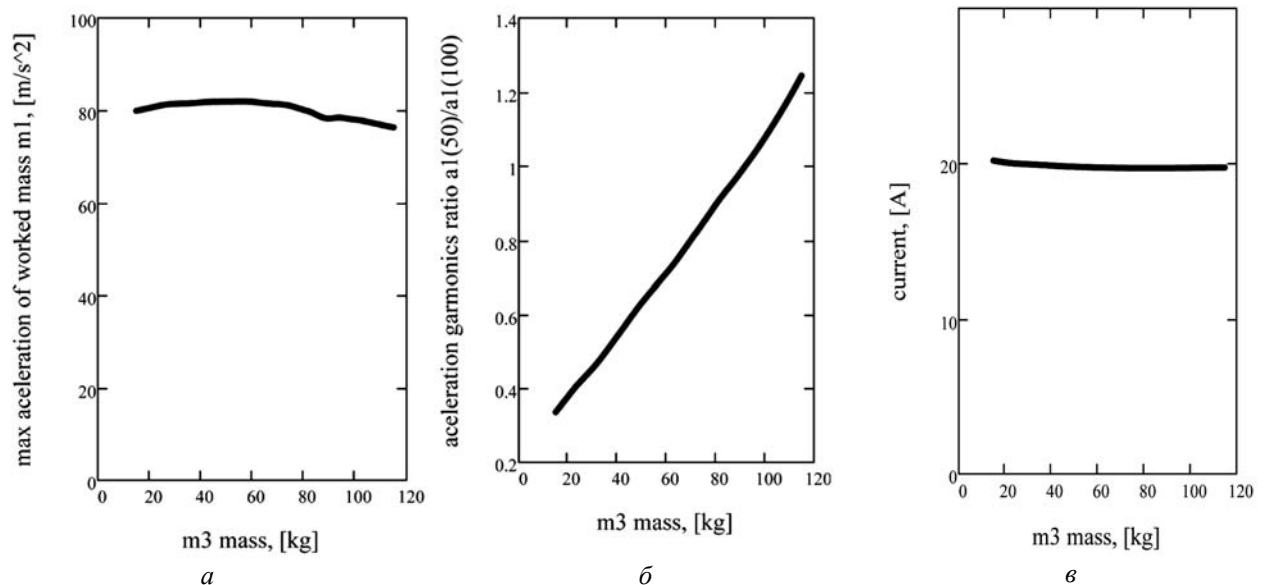


Рис. 6. Вплив інерційності маси на характеристики пришвидшення двочастотного режиму: а – на максимальне значення; б – на співвідношення між вищою та нижчою гармоніками та на силу струму (в) в електромагнітному колі

Маючи інерційні параметри $m_1 = 207 \text{ кг}$, $m_2 = 161 \text{ кг}$, а також $z = 0,94$ для $w = 314,15 \text{ с}^{-1}$, визначається для реалізації високочастотного режиму $c_1 = 4,046 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$, а за інерційного значення маси $m_3 = 25 \text{ кг}$ (згідно з (7) критичне значення $m_3 = 286,22 \text{ кг}$) отримуємо потрібний коефіцієнт пружності кратного двочастотного режиму роботи $c_2 = 2,77 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. За розрахованих пружно-інерційних параметрів відношення між вищою та нижчою гармоніками становитиме $|A_1|_{50}/|A_1|_{100} = 0,373$. У контексті процесу віброущільнення двочастотними системами рекомендовані значення та відношення гармонік пришвидшення у перевантаженнях мають вигляд [5]: $1,5g/4g = 0,375$. Графічні залежності основних кінематичних (рис. 7, а – миттєве переміщення робочої маси; рис. 7, б – миттєве пришвидшення) і силових (імпульсних) параметрів (рис. 7, в – сила струму; рис. 7, г – тягове зусилля) підтверджують раціональність запропонованого підходу.

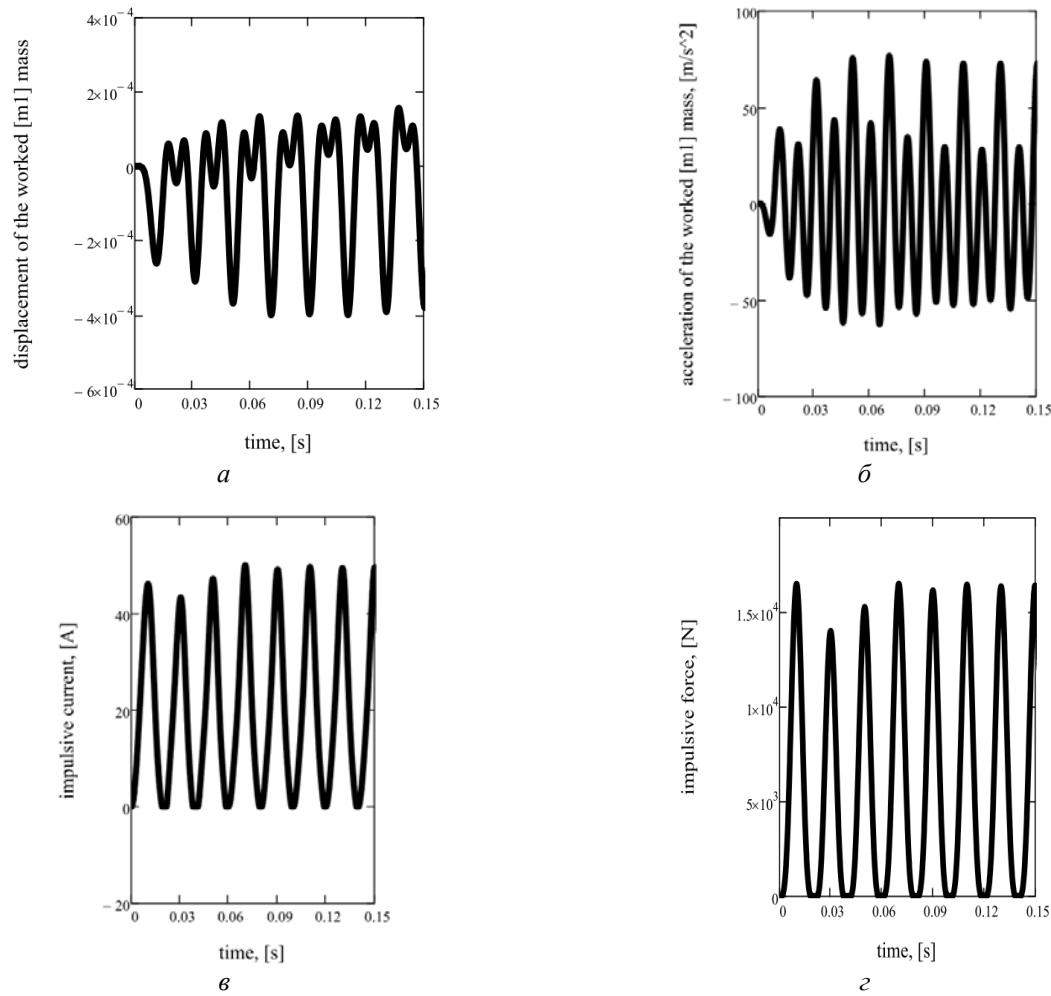


Рис. 7. Часові залежності кінематичних і силових параметрів: а, б – переміщення та пришвидшення робочої маси; в, г – сила струму та тягове зусилля електромагнітів

Резонансна двочастотність режиму проявляється на рівні характеристик пришвидшення (рис. 8, а), тягового зусилля (рис. 8, б) та сили струму (рис. 8, в) за імпульсних законів їхньої зміни.

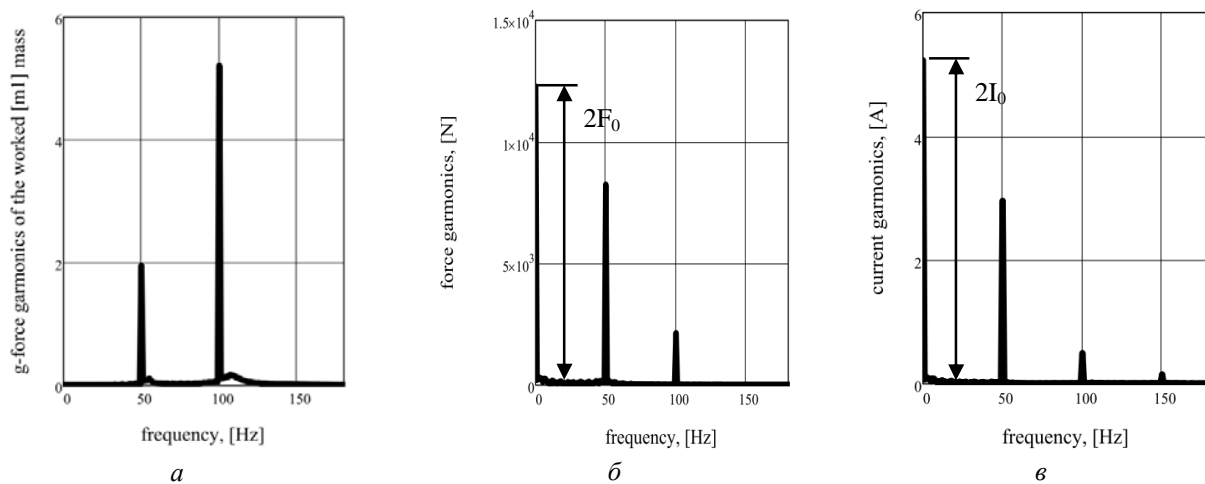


Рис. 8. Амплітудно-частотні спектри досліджуваних характеристик: а – пришвидшення за перевантаженням, б – пришвидшення тягового зусилля, в – пришвидшення сили струму

Загалом запропонований підхід здатний формувати вібраційні машини тримасової структури, параметри збурення та робоча маса яких вибрані за іншим принципом. Загальний вигляд вібростола, що побудований за схемою рис. 1, показаний на рис. 9, згідно з якою парціальний модуль кріпиться до робочої маси. Основними складовими машини є робочий орган 1 (маса m_1), долучена коливальна маса 2 та реактивна маса 3, що з'єднані відповідно плоскими пружинами 4 і 5. Машина встановлюється віброізоляторами 6 на раму 7, а для живлення застосовують однотактний електромагнітний вібробуджувач 8 і 9. Перемиканням на реактивну схему живлення машина працюватиме суто у гармонійному режимі за низькочастотною або ж за високочастотною гармоніками. Отже, отримана вібростол є багаторежимною, оскільки здатна функціонувати в одно- (50 чи 100 Гц) та двочастотному (50/100 Гц) режимах.

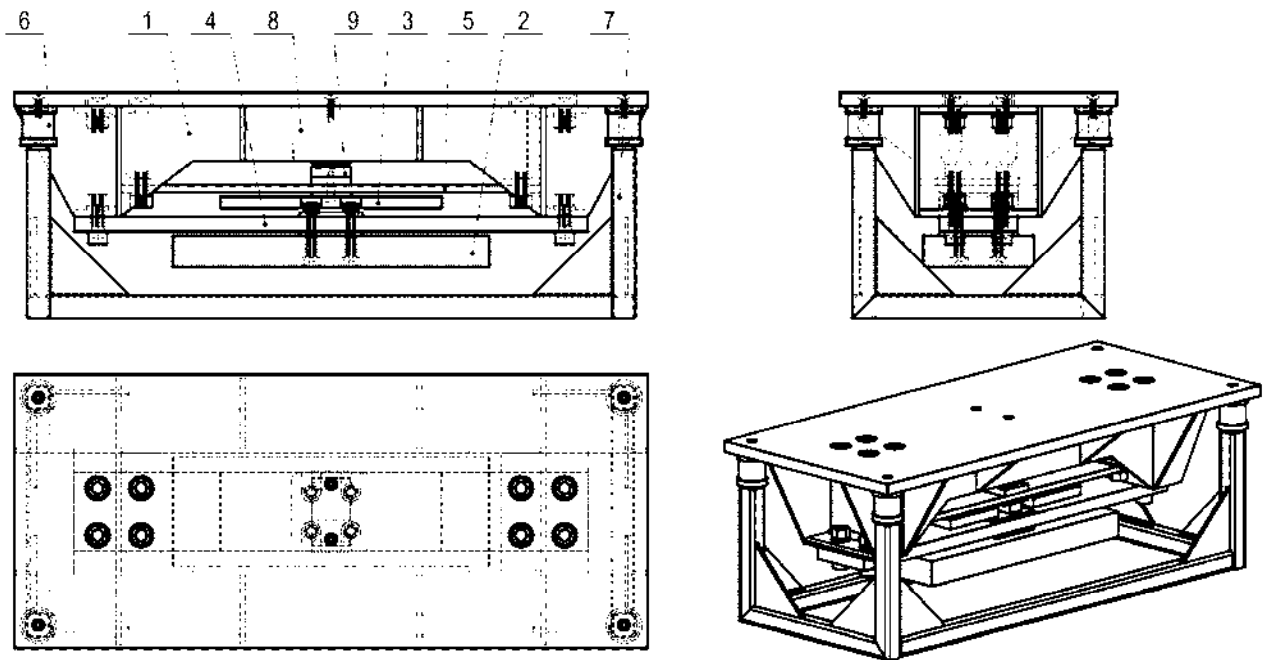


Рис. 9. Загальний вигляд вібростола з імпульсним електромагнітним збуренням

Висновки. Отримано розрахункові формули для реалізації двочастотних резонансних режимів роботи на основі існуючих двомасових резонансних машин з електромагнітним збуренням. Встановлено такі динамічні особливості машин цього типу:

1) мають дві основні власні частоти, що за відповідним розрахунком пружного параметра та інерційної характеристики долученої маси стають кратними 2;

2) інерційність мас впливає на значення власних форм коливань, а разом з цим і на амплітудні значення гармонік, що дає змогу синтезувати машини із відповідним складом динамічних параметрів. Якщо ж інерційні параметри двох мас відомі, то гармонійний склад залежатиме від інерційності третьої маси;

3) інерційність долученої до двомасової системи третьої коливальної маси не впливає на максимум пришвидшення робочого органа та енергоспоживання машини, оскільки визначенням коефіцієнта пружності корегується двочастотний резонансний режим роботи;

4) використанням імпульсного (однотактного) збурення електромагнітними вібробуджувачами реалізується безпосередньо двочастотний резонансний режим роботи за використання тримасової системи з відповідно визначеними масово-пружними параметрами парціального модуля.

Загалом цей підхід є виправданим з погляду капіталовкладень, оскільки модернізація здійснюється на базовій конструкції машини без зміни існуючих пружно-інерційних параметрів та характеристик приводу.

1. Букин С. Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, А. П. Лютый, Г. Л. Резниченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77)–37(78). – С. 81–89.
2. Гончаревич И. Ф. О повышении производительности и рентабельности промышленных нанотехнологий // Нанотехнологии в строительстве: научный интернет-журнал. – 2009. – № 3. – С. 36–49.
3. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): моногр. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с.
4. Низкочастотные электровибрационные машины / М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др.; под ред. К. М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 95 с.
5. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навч. посіб. / І. І. Назаренко; Київський нац. ун-т буд-ва і архіт. – К.: КНУБА, 2007. – 229 с.
6. Бигармонический электромагнитный вибровозбудитель: А.с. 645910. СССР. МКИ В 65 G 27/24 / А. А. Борщевский, О. Л. Санько (СССР) – № 2101174/29-03; Заявлено 03.02.1975; Оpubл. 05.02.1979, Бюл. № 5. – 2 с.: ил.
7. Вибрационный конвейер: А.с. 179665. СССР. МКИ В 65 G / А. Д. Рудин (СССР). – № 847676/27-11; Заявлено 17.7.1963; Оpubл. 08.02.1966, Бюл. № 5. – 2 с.: ил.
8. Ярошевич Т.С. Вібраційні конвеєри з бігармонічним законом коливань робочого органа / Т. С. Ярошевич // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – Вип. 14. – С. 296–300.
9. Иткин А. Ф., Маслов А. Г. Определение рациональных параметров вибрационных возбудителей колебаний для виброплощадок с двухчастотными колебаниями // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. – Вип. 5/2007 (46), Ч. 1. – Кременчук, 2007. – С. 34–36.
10. Маслов А. Г. Исследование двухчастотных двухмассных резонансных виброплощадок / А. Г. Маслов, А. П. Солтус, Д. В. Савелов // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. – Вип. 1/2009 (54), Ч. 1: Транспорт. Дорожні та будівельні машини. – С. 74–77.
11. Силивонюк А. В. Покращення динамічних та енергетичних характеристик вібраційних машин з дебалансними збудниками: автореф. ... канд. техн. наук, спец.: 05.02.09 – динаміка та міцність машин / А. В. Силивонюк. – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2014. – 20 с.
12. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: учеб. для вузов – М.: Высш. шк., 1980 – 408 с.
13. Гурський В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. В. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 2010. – № 678 – С. 44–51.
14. 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: НУ “Львівська політехніка”, 2013. – Вип. 47. – С. 3–12.