

Гурський В. М.

Шпак Я. В.

Кузьо І. В.

Національний
університет
“Львівська політехніка”

Gursky V. M.

Shpak Y. V.

Kuzio I. V.

Lviv Polytechnic
National University

УДК 621.01

РЕАЛІЗАЦІЯ СУПЕРРЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ У ВІБРОУДАРНИХ МАШИНАХ З ІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

В статті розглянуто задачу синтезу пружних та конструктивних параметрів віброударної системи з імпульсним збуренням. Наводяться критерії, що покладено в основі оптимізаційних задач під час проектування вібраційних систем. Показано можливість функціонування системи як за основним резонансом, так і з реалізацією суперрезонансних коливань. Проведено оцінку енергетичної ефективності реалізації відповідних режимів. Встановлено переваги та особливості роботи на субгармонійному резонансі.

Ключові слова: віброударна система, пружна характеристика, критерії оптимізації, резонанс, амплітудно-частотна характеристика.

Вступ. Віброударні системи наділені специфічними динамічними властивостями, що можуть бути втілені у різноманітних амплітудно-частотних характеристиках, реалізація яких вимагає відповідних конструктивних впроваджень за результатами синтезу кінематичних, динамічних та пружно-силових параметрів. Як результат, наявна багаточастотність віброударних систем є одним із найважливіших чинників, що обґрунтовує їхню технологічну ефективність [1].

Постановка проблеми. Основною проблемою під час реалізації віброударних систем є забезпечення відповідності пружно-масових, силових і кінематичних характеристик, за яких можливий відповідний віброударний режим. Під час реалізації віброударних систем важливим є оцінка можливих режимів роботи з точки зору кінематичних характеристик, а також з енергетичної сторони.

Наявність динамічно стійких основних, суб- і суперрезонансних коливань негативно проявляється на конструктивних елементах вібраційних технологічних машин – робочих органах, з'єднаннях, пружних елементах, породжуючи в них резонансні явища, що приводять до зниження динамічної стійкості та руйнувань. Тому, проблеми забезпечення і підвищення динамічної стійкості згаданих вузлів є також важливим під час реалізації конкретних вірців і режимів віброударних машин.

Аналіз останніх досліджень. Питанням реалізації та синтезу віброударних режимів

присвячено ряд важливих наукових праць [2–4]. Одним із найбільш раціональних засобів реалізації віброударних режимів є використання асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик [5, 6]. Важливим напрямком їхнього дослідження є аналіз стійкості та хаосу, умов появи суб- і супергармонійних коливань різного порядку кратності [7–9]. Також виявлено дослідження віброударних режимів у резонансних системах [10, 11].

Мета статті. Метою статті є реалізація та оцінка суперрезонансних коливань у віброударній системі на основі синтезу пружних параметрів з точки зору ефективності реалізації.

Виклад основного матеріалу. Вирішення поставлених проблемних питань пропонується реалізувати на двомасовій резонансній вібраційній системі (рис. 1) у складі робочого органа 1 зварного типу, з'єданого з реактивною масою 2 однією плоскою пружиною 3. Для збурення системи використано осердя 4 та якір 5 електромагніту змінного струму, що живиться імпульсною схемою через випрямний діод. Результуюче зусилля збурення системи набуває імпульсного характеру. Для реалізації асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики застосовано проміжні циліндричні упори 6, на які опирається плоска пружина. Робочим органом система встановлюється через віброізолятори 7 на раму 8.

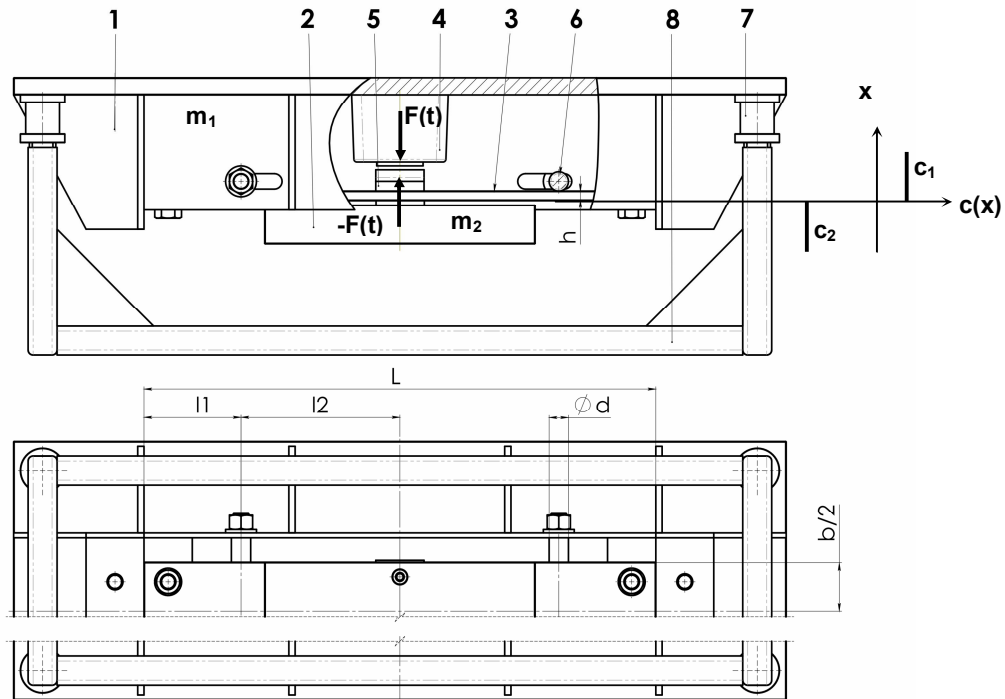
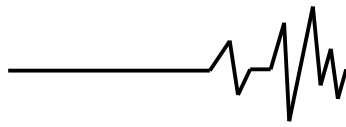


Рис. 1. Загальний вигляд макету віброударної системи з електромагнітним приводом: 1 та 2 – робоча та реактивна коливальна маса, 3 – плоска пружина, 4 та 5 – осердя та якір електромагніта, 6 – циліндричний упор, 7 – віброізолятор, 8 – рама

Інерційність робочої маси m_1 повинна задовольняти умови завантаження машини, а також певне значення першої власної частоти коливань як системи з розподіленими параметрами, що визначається широким спектром цих «деформаційних» частот. При цьому слід користуватися поняттям високої (згинальної, крутильної) жорсткості робочого органа відносно частоти основного збурення ω , за якої значення власної частоти коливань

$$f_0 > (3 \dots 4) n \frac{\omega}{2\pi},$$

де n – спектр гармонік

пришвидшення, що приймаються до уваги. Якщо прийняти, що найбільш впливовими з перевантаженням $> 1g$ є дві гармоніки (50 Гц та

100 Гц), то відповідно запас за значенням першої власної частоти коливань буде $f_0 > 6 \times 50 = 300 \text{ Гц}$. Конструкція робочого органа є зварною і підкріплена ребрами жорсткості.

Для досягнення відповідних масово-жорсткісних характеристик була розв'язана оптимізаційна задача під час проектування робочого органа за допомогою модулів частотного «Frequency» і оптимізаційного «Optimization» аналізу в модулі CosmosWorks. Варійованими параметрами прийнято товщину верхньої плити DV1, товщину поздовжніх ребер DV2, товщини поперечних ребер DV3 і DV4 (рис. 2).

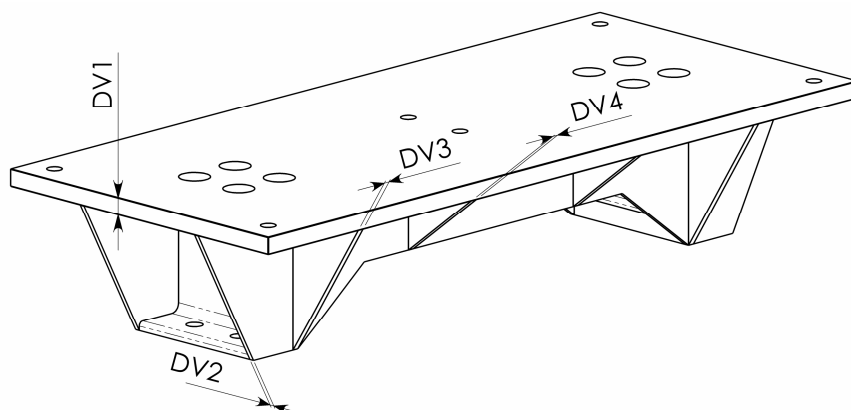
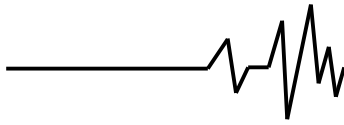


Рис. 2. Змінні конструктивні параметри робочого органа



Вид оптимізаційної задачі наступний. Обмеження накладено на інерційне значення робочого органа та першу за порядком власну частоту (крутильних) коливань:

$$\left. \begin{aligned} m_1 &\geq 60 \text{ кг} \\ 300 \text{ Гц} &\leq f_0 \leq 350 \text{ Гц} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Отримані допустимі розв'язки оптимізаційної задачі представлено в таблиці. Для вибору оптимальних характеристик обрано частотно-масовий критерій, що представлений відношенням

$$k_{f_0/m_1} = \frac{f_0}{m_1} \rightarrow \max \quad (2)$$

Саме введення критерію (2) є доповненням до умов (1) та дозволяє проводити порівняльний аналіз конструктивних

варіантів широкого спектру машинобудівних конструкцій в умовах динамічного навантаження. З іншої сторони цей показник оцінює стійкість та міцність динамічно завантажених елементів та може трактуватися як узагальнений критерій для комплексної оцінки систем з мінімальною масою $m_1 \rightarrow \min$ та з максимальною власною частотою коливань $f_0 \rightarrow \max$.

Вирішенням оптимізаційної задачі на базі введеного частотно-масового показника оптимальними визнано 2-й набір значень конструктивних параметрів робочого органа: DV1=22мм, DV2=5мм, DV3= DV4=6,5мм.

Таблиця

Частотні та інерційні характеристики робочого органа

№ набору параметрів DV1-DV4	Оптимізаційні параметри		
	Маса m_1 , [кг]	Власна частота f_0 , [Гц]	Частотно-масовий показник k_{f_0/m_1} , [Гц/кг]
1	67,2	309,2	4,601
2	62,3	300,12	4,817
3	64,93	305,77	4,709
4	64,48	303,9	4,713
5	64,74	303,94	4,695
6	64,67	305,25	4,72
7	67,2	310,23	4,617

Значення реактивної маси доцільно вибирати з діапазону $m_2 = (0,25 \dots 0,5)m_1$.

Інерційні параметри обох коливальних мас m_1 та m_2 відомі, то розрахункові підлягає асиметрична пружна характеристика, визначена коефіцієнтами пружності c_1 та c_2 плоскої пружини за напрямками руху без упорів та до упорів, розрахунок яких подано у [12].

Асиметричну пружну характеристику системи можна представити еквівалентною суперпозицією:

$$R[x(t)] = \begin{cases} c_1 \cdot x(t), & x(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot x(t), & x(t) < 0 \end{cases} \quad (3)$$

Синтезовані пружні параметри визначатимуться за співвідношеннями:

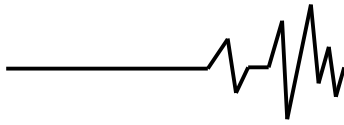
$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \omega_{01}^2, \\ c_2 &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \omega_{02}^2, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{де } \omega_{01} = \Theta \cdot \frac{\omega}{z}; \quad \omega_{02} = \Lambda \cdot \omega_{01} = \Lambda \cdot \Theta \cdot \frac{\omega}{z} \quad -$$

закладені значення власних частот коливань за значеннями пружних коефіцієнтів; Θ – частотний коефіцієнт; Λ – відношення власних частот; z – резонансне налагодження. На підставі цього невідомі пружні характеристики визначатимуться за значеннями синтезованих коефіцієнтів Θ та Λ , що безумовно спрощує задачу, на відміну від синтезу безпосередньо за пружними параметрами, що знаходяться в значно ширших межах:

$$\begin{aligned} c_1(\Theta) &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left(\Theta \cdot \frac{\omega}{z} \right)^2, \\ c_2(\Lambda, \Theta) &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left(\Lambda \cdot \Theta \cdot \frac{\omega}{z} \right)^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Відношення коефіцієнтів жорсткості матиме вигляд $c_2(\Lambda, \Theta) / c_1(\Theta) = \Lambda^2$.



Значення власної частоти коливань для беззасорної пружної характеристики є фіксованим [6] та визначається за відповідними синтезуючими параметрами:

$$\Omega_0 = \frac{2\omega_{01}\omega_{02}}{\omega_{01} + \omega_{02}} = \frac{2\Theta\Lambda \omega}{\Lambda + 1 z}. \quad (6)$$

Для оцінювання віброударного режиму застосовують різноманітні характеристики: коефіцієнт асиметрії пришвидшення $k_a = a_{1\max} / |a_{1\min}|$ ($a_{1\max}$, $a_{1\min}$ – максимальне і мінімальне значення пришвидшення робочої маси при русі ввєрх і вниз), тривалість та енергія удару, коефіцієнт відновлення швидкості. Поставивши акцент на пришвидженні, прийmemo для оцінки значення $a_{1\min}$ та k_a .

Особливе значення під час побудови задачі синтезу є формування цільових критеріїв оцінки ефективності системи. Наразі пропонується використовувати енергетичний показник, що визначає величину максимуму пришвидшення робочої маси до діючого значення потужності механічної складової системи:

$$\zeta_a(\Theta, \Lambda) = \frac{a_{1\max}(\Theta, \Lambda)}{p_d(\Theta, \Lambda)} \rightarrow \max. \quad (7)$$

$p_d = \text{stdev}[f(t) \cdot (v_1(t, \Theta, \Lambda)) - v_2(t, \Theta, \Lambda)]$ – ефективне значення потужності на приведення в рух вібраційної системи.

Досліджувані кінематичні характеристики суттєво залежать від коефіцієнтів синтезу, який здійснюється за відповідності кінематичних характеристик віброударного режиму та забезпечення заданого значення власної частоти коливань (ширини резонансної зони) у відповідних межах:

$$\left. \begin{aligned} 10\text{м/с}^2 < |a_{1\min}(\Theta, \Lambda)| < 15\text{м/с}^2, \\ 3 < k_a(\Theta, \Lambda) < 5, \\ \frac{\Omega_0 \min}{2\pi} < \frac{\Omega_0(\Theta, \Lambda)}{2\pi} < \frac{\Omega_0 \max}{2\pi}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Приймаємо, що віброударні режими є прерогативою суто механічної складової машини, а інші чинники, зокрема зміна властивостей оброблюваного середовища не впливає на параметри і режими системи (маса середовища не змінюється). При цьому задача динамічного синтезу пружних параметрів здійснюватиметься сумісно з аналізом кінематичних характеристик для рівнянь руху механічної коливальної системи:

$$\begin{cases} m_1(1+k_{\text{пр}})\ddot{x}_1(t) + c_{i3} \cdot x_1(t) + b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + \\ \left\{ \begin{aligned} & c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ & \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ & c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ & \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{aligned} \right. = f(t); \\ m_2\ddot{x}_2(t) - b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) - \\ \left\{ \begin{aligned} & c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ & \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ & c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ & \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{aligned} \right. = -f(t). \end{cases} \quad (9)$$

де, $k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт приведення маси технологічного завантаження $k_{\text{пр}} = 0,2$;

$f(t) = F \sin\left(\frac{\omega t}{2}\right)^4$ – прийнятий на основі

імітаційного моделювання ідеалізований закон імпульсного електромагнітного збурення системи з амплітудним значенням сили

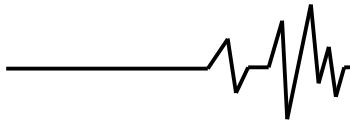
$F = 900\text{Н}$; $b = 2 \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \zeta \omega$ – коефіцієнт в'язкого

тертя, ζ – параметр загасання (безрозмірний коефіцієнт демпфування) приведеної резонансної системи як частка величини критичного загасання для даної системи, $\zeta = 0,15$.

Для реалізації поставленої задачі побудовано алгоритм і програма числового вибору синтезованих коефіцієнтів та розрахунку визначальних параметрів за умовами (8). При цьому виконується багатокрокове параметричне розв'язування системи диференціальних рівнянь чисельними методами з наступним вибором синтезуючих коефіцієнтів за представленими технологічними (8) і енергетичною умовою (7).

Віброударний режим за основним резонансом. Такий режим є найбільш очікуваним та можливим. Його налаштування здійснюється безпосередньо на основній гармоніці збурення в околі основної частоти віброударної системи. Відповідність кінематичних характеристик робочої маси з частотними властивостями системи узгоджується синтезованими пружними характеристиками. Вектор параметрів, що отримано під час синтезу за основним резонансом на 50 Гц в межах закладеного перебування власної частоти коливань

$55\text{Гц} < \frac{\Omega_0(\Theta, \Lambda)}{2\pi} < 65\text{Гц}$ має наступний вигляд:



$$\begin{bmatrix} \zeta_a \\ k_a \\ a_{1\min} \\ \Theta \\ \Lambda \\ \frac{\Omega_0}{2\pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,52 \frac{\text{м/с}^2}{\text{Вт}} \\ 4,22 \\ -14,12 \text{ м/с}^2 \\ 0,75 \\ 5,5 \\ 64,76 \text{ Гц} \end{bmatrix}$$

За отриманими пружними параметрами побудовано часову залежність пришвидшення робочої маси (рис. 3, а) з наступним її Фур'є перетворенням (рис. 3, б). В результаті більше амплітудне значення пришвидшення має нижча 50 Гц його гармоніка.

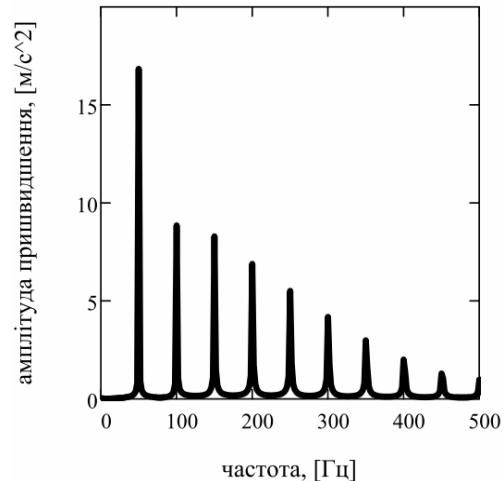
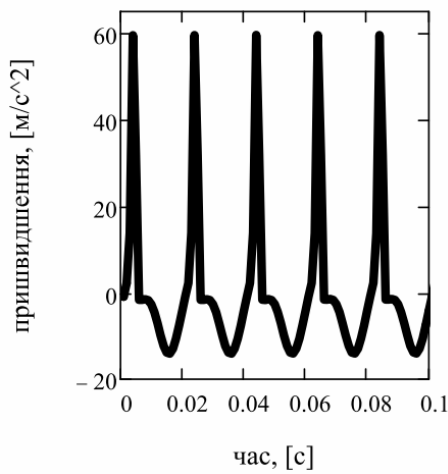


Рис. 3. Часова (а) та спектральна (б) характеристики пришвидження робочої маси за основного віброударного режиму

Важливим підтвердженням реальності резонансного режиму роботи є частотна характеристика пришвидження робочої маси (рис. 4, а). Остання вказує на наявність окрім основного резонансу в околі 50 Гц кратної

субгармоніки на частоті 25 Гц. Частотна характеристика запропонованого критерію (7) вказує на енергетичні переваги системи на субрезонансному режимі (рис. 4, б).

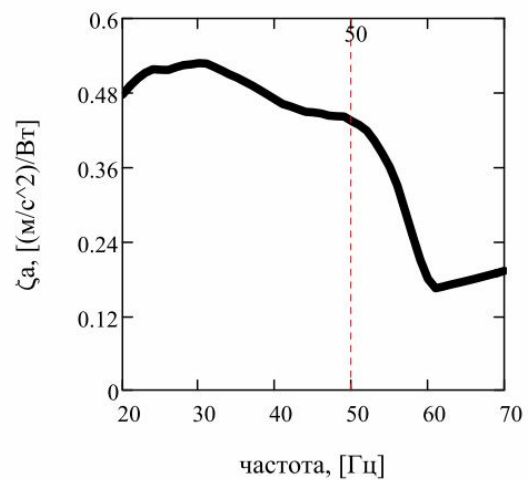
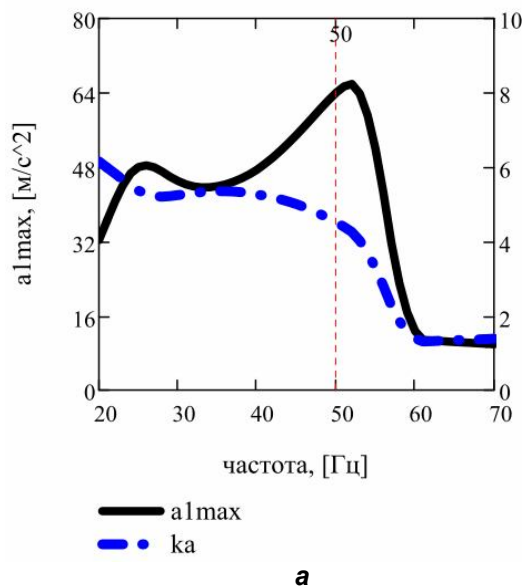
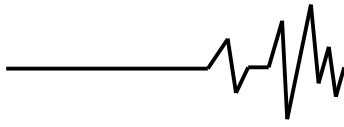


Рис. 4. АЧХ кінематичних (а) та енергетичного (б) параметрів віброударного режиму за основним резонансом



Віброударний режим на субгармоніці (суперрезонансні коливання). Суть цього режиму пояснюється наступними міркуваннями. Якщо глянути на АЧХ віброударної системи, синтезованої в першому випадку (рис. 4, а), то така система володіє субгармонійним резонансом кратністю 2. Передбачається його використання безпосередньо на частоті основного збурення 50 Гц, зсуваючи перерахунком пружних параметрів усю АЧХ вправо. При цьому, механізм та параметри збурення залишаються ті ж самі. Ідея цього режиму заснована на застосуванні першої гармоніки імпульсного збурення величиною 50 Гц в околі частоти субрезонансу системи, а іншої кратної 2 збурювальної гармоніки частотою 100 Гц в околі основної частоти вібраційної системи.

Для реалізації такого варіанту синтезуються нові значення коефіцієнтів, для закладеного частотного діапазону $105\text{Гц} < \frac{\Omega_0(\Theta, \Lambda)}{2\pi} < 120\text{Гц}$. Отриманий вектор розрахункових параметрів має вигляд:

$$\begin{bmatrix} \zeta_a \\ k_a \\ a_{1\min} \\ \Theta \\ \Lambda \\ \frac{\Omega_0}{2\pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,75 \frac{\text{м/с}^2}{\text{Вт}} \\ 3,06 \\ -11,97 \text{ м/с}^2 \\ 1,45 \\ 4 \\ 118,38 \text{ Гц} \end{bmatrix}.$$

Відповідно до синтезованого резонансного режиму за субгармонікою побудовано часову залежність (рис. 5, а) та спектральний аналіз пришвидшення (рис. 5, б). На відміну від режиму за основною гармонікою, використання субгармоніки відзначається більшим амплітудним значенням вищої 100 Гц гармоніки.

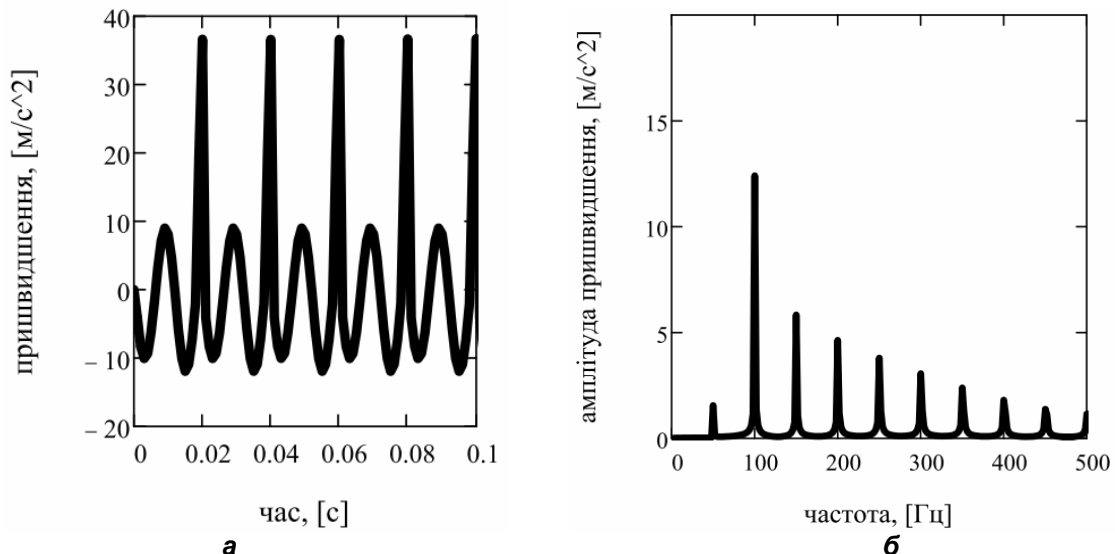


Рис. 5. Часова залежність пришвидшення робочої маси (а), та частотна характеристика (б) визначальних технологічних параметрів віброударного режиму роботи на основній частоті

Частотна характеристика пришвидшення підтверджує перенесення основної гармоніки коливальної системи у 100 Гц область (рис. 6, а). Закладення цього режиму може надавати системі значних переваг за стійкістю відносно зовнішнього впливу, оскільки запас за зміною частоти є доволі значним, відстань від

субрезонансу до основного резонансу 50 Гц. Здатність функціонувати на субгармоніці надає системі додаткових енергетичних переваг за введеним питомим показником пришвидшення-потужність, що знаходиться в оптимальній зоні (рис. 6, б).

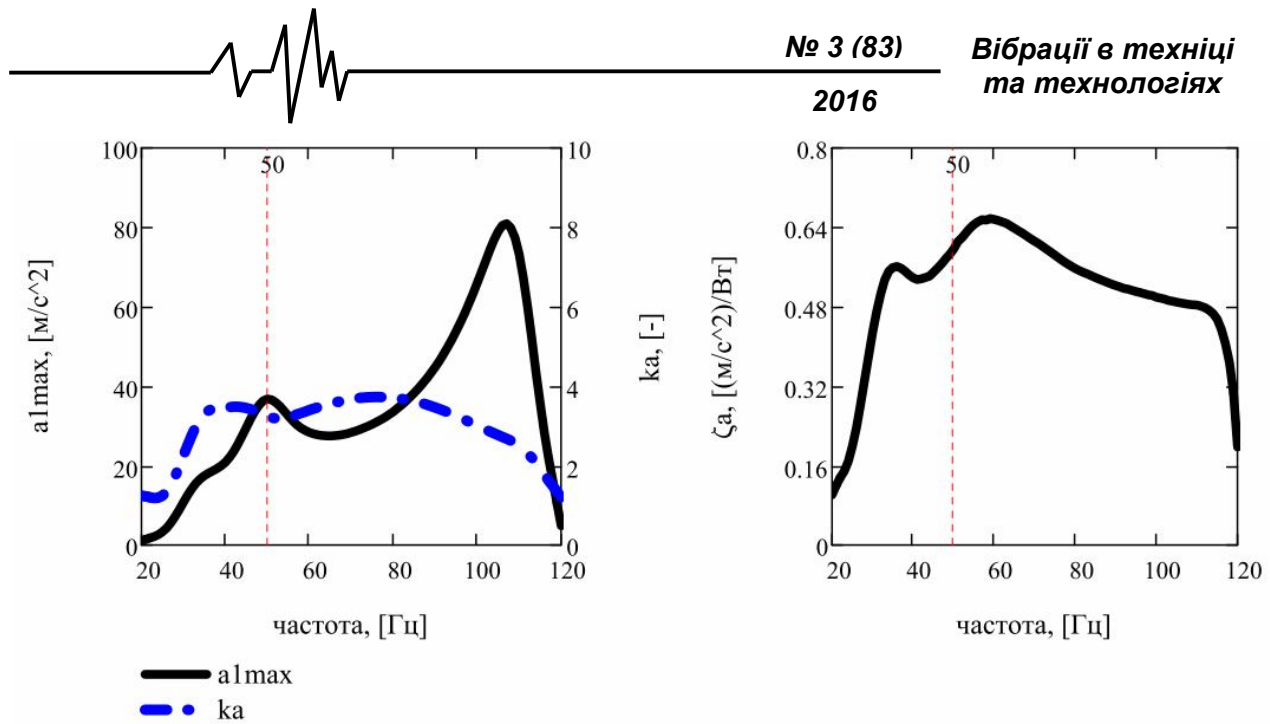


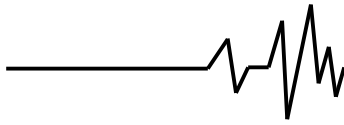
Рис. 6. Часова залежність пришвидшення робочої маси (а), та частотна характеристика (б) визначальних технологічних параметрів віброударного режиму роботи на субгармоніці

Висновки. Запропонована стаття окреслює передумови реалізації віброударних машин із суперрезонансними коливаннями робочої маси з обмеженнями на кінематичні та динамічні параметри. Визначені основні енергетичні та технологічні особливості реалізації встановленого режиму, порівняно із режимом за основною частотою коливань. Запроваджено критерій вибору оптимальних конструктивних параметрів робочих органів віброударних систем на основі частотного аналізу конструкцій методом скінченних елементів засобами комп'ютерного проектування і моделювання.

Список використаних джерел

1. Назаренко І.І. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення / І.І. Назаренко, А.Г. Свідерський, М.М. Ручинський, О.П. Дєдов // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1 (61). – С. 41-45.
2. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
3. Виба Я.А. Оптимизация и синтез виброударных машин / Я.А. Виба. – Рига: Зинатне, 1988. – 340 с.
4. Электрические ударные машины возвратно-поступательного движения / Коллектив авторов, 1969. – 286 с.

5. Yoon J. Y. Vibro-Impact Energy Analysis of a Geared System with Piecewise-Type Nonlinearities Using Various Parameter Values / J. Y. Yoon, B. Kim // Energies. – 2015. – Vol. 8, № 8. – С. 8924-8944.
6. Vladislav Yevstignejev. Application of the Complete Bifurcation Groups Method for Analysis of Strongly Nonlinear Oscillators and Vibro-Impact Systems. Riga, – 2008. Summary.
7. Simon P. Identification of Sub- and Higher Harmonic Vibrations in Vibro-Impact Systems / P. Simon, P. Reuss, L. Gaul // Nonlinear Dynamics. – 2014. – Vol. 2. – P. 131-140.
8. Belovodskiy V. N. 2:1 Superharmonic Resonance in Two-Masses Vibrating Machine / V. N. Belovodskiy, S. L. Bukin, M. Y. Sukhorukov, A. A. Babakina // Journal of Vibration Engineering & Technologies. – 2015. – Vol. 3, № 2. – P. 123-135.
9. Luo G. Codimension two bifurcation and chaos of a vibro-impact forming machine associated with 1:2 resonance case / G. Luo, J. Yu, J. Xie // Acta Mechanica Sinica. – 2006. – Vol. 22. – P. 185-198.
10. Luo G. Vibro-impact dynamics near a strong resonance point / G. Luo, Y. Zhang, J. Xie, J. Zhang // Acta Mechanica Sinica. – 2007. – Vol. 23 (3). – P. 329-341.
11. Sokolov I.J. Autoresonant vibro-impact system with electromagnetic excitation / I.J. Sokolov, V.I. Babitsky, N.A. Halliwell // Journal of Sound and Vibration. – 2007. – Vol. 308 (3-5). – P. 375-391.
12. Гурський В.М. Частотно-силовий аналіз пружної стрижневої системи з



асиметричною характеристикою / В.М. Гурський, О.С. Ланець // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – № 2 (70). – С. 10-15.

Список джерел в транслітерації

1. Nazarenko I.I. Otsinka vkladu vshchychkh harmonik v robochuyu protses mashyn riznogo tekhnolohichnogo pryznachennya / I.I. Nazarenko, A.H. Sviders'kyy, M.M. Ruchyns'kyy, O.P. Dyedov // Zh.: Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. – 2011. – № 1 (61). – С. 41-45.

2. Shatohin V.M. Analiz i parametriceskiy sintez nelineynykh silovyykh peredach mashin: Monografiya / V.M. Shatohin. – Harkov: NTU "HPI", 2008. – 456 s.

3. Viba Ya.A. Optimizatsiya i sintez vibroudarnyykh mashin / Ya.A. Viba. – Riga: Zinatne, 1988 – 340 s.

4. Elektricheskie udarnye mashinyi vozvratno-postupatel'nogo dvizheniya / Kollektiv avtorov, 1969. – 286 s.

5. Yoon J. Y. Vibro-Impact Energy Analysis of a Geared System with Piecewise-Type Nonlinearities Using Various Parameter Values / J. Y. Yoon, B. Kim // Energies. – 2015. – Vol. 8, № 8. – С. 8924-8944.

6. Vladislav Yevstignejev. Application of the Complete Bifurcation Groups Method for Analysis of Strongly Nonlinear Oscillators and Vibro-Impact Systems. Riga, – 2008. Summary.

7. Simon P. Identification of Sub-and Higher Harmonic Vibrations in Vibro-Impact Systems / P. Simon, P. Reuss, L. Gaul // Nonlinear Dynamics. – 2014. – Vol. 2. – P. 131-140.

8. Belovodskiy V. N. 2:1 Superharmonic Resonance in Two-Masses Vibrating Machine / V. N. Belovodskiy, S. L. Bukin, M. Y. Sukhorukov, A. A. Babakina // Journal of Vibration Engineering & Technologies. – 2015. – Vol. 3, № 2. – P. 123-135.

9. Luo G. Codimension two bifurcation and chaos of a vibro-impact forming machine associated with 1:2 resonance case / G. Luo, J. Yu, J. Xie // Acta Mechanica Sinica. – 2006. – Vol. 22. – P. 185–198.

10. Luo G. Vibro-impact dynamics near a strong resonance point / G. Luo, Y. Zhang, J. Xie, J. Zhang // Acta Mechanica Sinica. – 2007. – Vol. 23 (3). – P. 329-341.

11. Sokolov I.J. Autoresonant vibro-impact system with electromagnetic excitation / I.J.

Sokolov, V.I. Babitsky, N.A. Halliwell // Journal of Sound and Vibration. – 2007. – Vol. 308 (3-5). – P. 375-391.

12. Hursky V.M. Chastotno-sylovyy analiz pruzhnoyi stryzhnevoyi systemy z asymetrychnoyu kharakterystykoyu / V.M. Hurs'kyy, O.S. Lanets // Zh.: Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. – 2013. – № 2 (70). – С. 10-15.

РЕАЛИЗАЦИЯ СУПЕРРЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ВИБРОУДАРНЫХ МАШИНАХ С ИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

Аннотация. В статье рассмотрена задача синтеза упругих и конструктивных параметров вибродарной системы с импульсным возмущением. Наводятся критерии, положены в основе оптимизационных задач при проектировании вибрационных систем. Изложена возможность функционирования системы как на основном резонансе, так и с возможностью реализации суперрезонансных колебаний. Проведена оценка энергетической эффективности реализации соответствующих режимов. Установлены преимущества и особенности работы на субгармоническом резонансе.

Ключевые слова: вибродарная система, упругая характеристика, критерии оптимизации, резонанс, амплитудно-частотная характеристика.

REALIZATION OF THE SUPER-RESONANCE VIBRATIONS IN VIBRO-IMPACT MACHINE WITH PULSE DRIVE

Annotation. The article shown the problem of elastic and design parameters synthesis of the vibro-impact systems with pulse perturbation. We gave a criteria of underlying optimization problems at the design of vibratory system. The possibility of the functioning the system at the main resonance and with the realization of super-resonance oscillations. An assessment of the energy efficiency of implementation of relevant regimes. Established benefits and features work on sub-harmonic resonance.

Key words: vibro-impact system, resilient description, criteria of optimization, resonance, amplitude-frequency characteristic.