основи та практика створення): монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2008. – 324 с. 8. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. / В. О. Повідайло. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2004. – 248 с. 9 . Промислова власність. Офіційний бюлетень 2001 р. № 4. Патент UA№37414 А Пристрій для оброблення водних розчинів магнітним полем / Баран Б. А., Дроздовський В. Б. – Опубл. 15.05.2001. 6С02F1/48.

УДК 621.01

В. М. Гурський
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІБРОУДАРНИХ РЕЗОНАНСНИХ СИСТЕМ ДВО- ТА ТРИМАСОВОЇ СТРУКТУРИ З ЛІНІЙНИМ ТЕРТЯМ

© Гурський В. М., 2016

Розглянуто оптимізаційну модель, основану на критерії енергетичної ефективності функціонування вібраційних систем, представленому як відношення максимуму пришвидшення робочої маси до споживаної потужності системи. Оптимізаційна задача доповнена обмеженнями, що визначають технологічні аспекти функціонування вібраційних систем резонансного типу – ширина резонансної зони, коефіцієнт асиметрії пришвидшення, максимум пришвидшення робочої маси. В основу синтезу покладено пошук коефіцієнтів жорсткості асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики. Для тримасової системи синтез здійснено за парціальними резонансними налагодженнями, для двомасової – за введеними коефіцієнтами синтезу. Встановлено енергетичні переваги тримасових віброударних систем над двомасовими. Ефективність підтверджено і на спрощених механічних моделях, і на узагальнених системах з урахуванням динаміки електромагнітного привода. Здійснено порівняння результатів для оцінювання роботи віброударних систем за кінематичними обмеженнями та цільовою функцією.
Ключові слова: коливання, віброудар, синтез, оптимізація, резонанс.

The optimization model based on the criteria of energy efficiency of vibration systems is considered. This criterion is presented as the ratio of maximum of the working mass acceleration to consumption power of system. Optimization task is added of constraints that determine the technological aspects of vibrational resonant type – the width of the resonance zone, coefficient asymmetry of acceleration, maximum acceleration of the working mass. Searching of stiffness of asymmetric piecewise linear elastic properties at the basic of synthesis is entrusted. Synthesis of system was made by partial resonance adjustment for three-mass system, for two-mass system by introduced coefficients. Power advantages of the three-mass vibro-impact system are installed over the two-mass system. The effectiveness is confirmed as the simplified mechanical models, and the generalized system taking into account the dynamics of an electromagnetic drive. The results of evaluated the performance of vibro-impact systems by kinematic constraints and objective function was comparison.
Key words: oscillations, vibro-impact, synthesis, optimization, resonance.

Вступ. Ефективність функціонування технологічного обладнання, зокрема вібраційного, визначається якістю впливу на оброблюване середовище та енергоощадністю електромеханічної системи. В першому випадку ефективність забезпечується реалізацією віброударних систем, у

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

другому – резонансних режимів. Тому резонансні віброударні системи в комплексі поєднують енергоефективні технології.

Постановка проблеми. Загалом коливальні системи ретельно досліджено на рівні лінійних моделей. Багаточастотність коливальних систем створює передумови до виявлення нових практичних ефектів. Важливим напрямом наукового і практичного дослідження віброударних систем є підвищення ефективності функціонування вібраційних систем за рахунок відповідного підбору параметрів.

Аналіз останніх досліджень. Ґрунтовний аналіз лінійних тримасових систем наведено у [1–3]. Для реалізації резонансних і міжрезонансних режимів роботи потрібно оперувати значеннями основних власних частот коливань, визначеними пружними ланками, що з'єднують коливальні маси. Жорсткість віброізоляторів можна не розглядати, а систему подають як вільну та напіввизначену [2]. Пояснюється це тим, що порядок коефіцієнтів жорсткості основних ланок вищий за жорсткість віброізоляторів.

Серед відомих практичних рішень за напрямом тримасових віброударних систем варто звернути увагу на [4]. Однак у дослідженнях [4–6] відсутній підхід, що передбачає розв'язання оптимізаційної задачі, спрямованої на досягнення високих енергетичних показників та функціонування у білярезонансних режимах. Для збурення у цих режимах доцільно використовувати електромагніти змінного струму. Модель електромагнітних процесів у приводах вібраційних систем є доволі складною, адже повинна враховувати явища електромагнітного гістерезису, втрати на вихрові струми та намагнічуваність осердя [7]. Для формування цих моделей необхідно додатково використовувати експериментальні залежності, отримані для конкретного типу, схеми живлення та розмірів електромагнітів. У спрощеному вигляді рівняння електромагнітних процесів формуються за теоріями Лагранжа–Максвелла, Максвелла, що представлено в багатьох працях з цієї тематики [8, 9].

Встановлено [10], що віброударний режим у нелінійній системі можна реалізувати використанням асиметричної пружної характеристики між масами, що зазнають силового електромагнітного збурення. У зазначеній публікації синтез здійснено без урахування додаткових технологічних обмежень на асиметрію пришвидшення робочої маси та ширину резонансної зони.

Постановка задачі. Мета – підвищити ефективність функціонування віброударних систем за рахунок вибору оптимальних пружних параметрів асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики.

Основні завдання статті:

– оптимізаційний синтез дво- та тримасових віброударних систем з додатковими технологічними обмеженнями;

– проведення порівняльного аналізу синтезованих віброударних систем на предмет ефективності функціонування за спрощеною схемою (без урахування динаміки приводу);

– порівняльний аналіз дво- та тримасових резонансних віброударних систем з урахуванням динаміки приводу.

Виклад основного матеріалу. Досліджувану структурну схему тримасової віброударної системи подано на рис. 1. Між коливальними масами m_2 і m_3, що зазнають силового збурення, реалізується асиметрична кусково-лінійна (беззазорна) пружна характеристика. Тертя у пружних ланках в'язке та лінійне.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

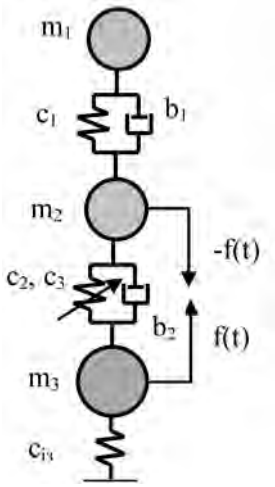

Рис. 1. Структурна схема тримасової віброударної системи

Пришвидшення коливальних мас розглядуваної віброударної системи визначаються розв'язанням системи диференціальних рівнянь:

$$\left.\begin{aligned}
\ddot{x}_1(t) &= \frac{1}{m_1}\left[-c_1\cdot\left(x_1(t)-x_2(t)\right)-b_1\cdot\left(\dot{x}_1(t)-\dot{x}_2(t)\right)\right];\\
\ddot{x}_2(t) &= \frac{1}{m_2}\left[\begin{aligned}&f(t)+c_1\cdot\left(x_1(t)-x_2(t)\right)+b_1\cdot\left(\dot{x}_1(t)-\dot{x}_2(t)\right)-b_2\cdot\left(\dot{x}_2(t)-\dot{x}_3(t)\right)-\\&\begin{cases}c_2\cdot\left(x_2(t)-x_3(t)\right), & x_2(t)-x_3(t)\ge 0\\ c_3\cdot\left(x_2(t)-x_3(t)\right), & x_2(t)-x_3(t)<0\end{cases}\end{aligned}\right];\\
\ddot{x}_3(t) &= \frac{1}{m_3}\left[-f(t)+b_2\cdot\left(\dot{x}_2(t)-\dot{x}_3(t)\right)+\begin{cases}c_2\cdot\left(x_2(t)-x_3(t)\right), x_2(t)-x_3(t)\ge 0\\ c_3\cdot\left(x_2(t)-x_3(t)\right), x_2(t)-x_3(t)<0\end{cases}\right].
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Задача синтезу повинна ґрунтуватися на частотному аналізі, у якому отримані власні частоти коливань є основними інструментами (обмеженнями) під час вибору параметрів моделі.

Власні частоти лінійної системи:

$$\omega_{01(02)} = \sqrt{\frac{A\mp\sqrt{A^2-4B}}{2}}, \qquad (2)$$

де $A=\frac{c_1+c_2}{m_2}+\frac{c_1}{m_1}+\frac{c_2}{m_3}$, $B=c_1c_2\sum_{k=1}^{3}m_k\Big/\prod_{k=1}^{3}m_k$ – параметричні коефіцієнти механічної системи в частотному рівнянні (знак "–" відповідає значенню ω_{01}, знак "+" ω_{02}).

У тримасовій віброударній системі наявні розрахункові власні частоти, подані на рис. 2 у вигляді амплітудно-частотної діаграми вільних коливань. Зокрема, частота ω_{01} визначається традиційно (2), як і для лінійних систем.

Власні частоти віброударної системи ω_{22} і ω_{23} за напрямками роботи відповідно пружних параметрів c_2 і c_3 потрібно визначати за аналогією:

$$\omega_{22}=\sqrt{\frac{A-\sqrt{A^2-4B}}{2}},\ \omega_{23}=\sqrt{\frac{A^*+\sqrt{A^{*2}-4B^*}}{2}}, \qquad (3)$$

де параметричні коефіцієнти частотного рівняння набувають вигляду $A^*=\frac{c_1+c_3}{m_2}+\frac{c_1}{m_1}+\frac{c_3}{m_3}$,

$B^*=c_1c_3\sum_{k=1}^{3}m_k\Big/\prod_{k=1}^{3}m_k$.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

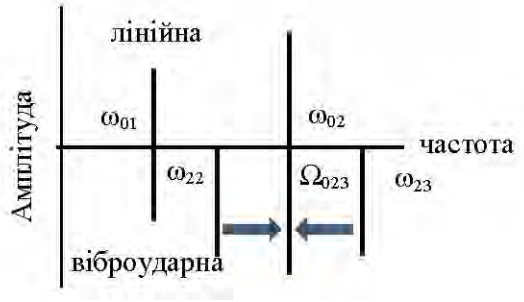

Рис. 2. Положення синтезованих власних частот коливань лінійної (верх) та віброударної (низ) системи у частотній області

Наявні частоти ω_{22} і ω_{23} дають змогу розрахувати фіксовану другу власну частоту Ω_{023} відповідно до формули, відомої для беззазорної асиметричної пружної характеристики [11, 12]:

$$\Omega_{023} = \frac{2\omega_{22} \cdot \omega_{23}}{\omega_{22} + \omega_{23}}. \tag{4}$$

Тому на рис. 2 власні частоти мають лінійний вигляд і не залежать від амплітуди коливань.

Визначальними для розглядуваної системи за відомих її інерційних параметрів будуть значення коефіцієнтів жорсткості, що формують відповідне їх співвідношення та встановлюють умову роботи у білярезонансному режимі. Для цього приймаємо залежності для здійснення процедури їхнього синтезу, сформовані за парціальними частотами відповідних коливальних мас:

$$c_1(z_1) = m_1(\omega / z_1)^2;\ c_2(z_2) = m_3(\omega / z_2)^2;\ c_3(z_2, n_c) = n_c \cdot c_2(z_2). \tag{5}$$

Використання як параметрів синтезу парціальних налагоджень z_1, z_2 спрощує та пришвидшує процедуру пошуку значень. Пояснюється це тим, що порядок та діапазон пружних параметрів доволі значні (порядок становить близько $10^7 \mathbf{K} 10^8\ H/м$), а ймовірний діапазон зміни парціальних налагоджень становить $0,5 \mathbf{K} 2$.

Визначальна умова синтезу парціальних резонансних налагоджень z_1, z_2 (пружних параметрів) ґрунтуватиметься на оцінюванні значення зведеної власної частоти коливань системи Ω_{023} із резонансним налагодженням z:

$$\left.\begin{aligned} &\Omega_{023}(z_1, z_2, n_c) = \omega / z; \\ &z_1 > 0, z_2 > 0. \end{aligned}\right\}. \tag{6}$$

Параметрів синтезу три: парціальні резонансні налагодження z_1, z_2 та відношення коефіцієнтів жорсткості асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики n_c.

Постановка задачі оптимізаційного синтезу дво- та тримасових віброударних систем. Ймовірно, що синтезом відповідного відношення n_c з парціальними налагодженнями z_1, z_2 можна добитися відповідних кінематичних характеристик віброударного режиму, зокрема максимуму пришвидшення $a_{2\max}$ та коефіцієнта асиметрії пришвидшення $k_a = a_{2\max} / |a_{2\min}|$. Особливість запропонованого алгоритму – у використанні критерію ефективності функціонування $\varsigma_a = a_{2\max} / stdev(p(t))$ [13], у якому $a_{2\max}$ – максимум пришвидшення робочої маси, $stdev(p(t))$ – діюче значення потужності на збурення, $p(t) = f(t) \cdot (k_2(t) - k_3(t))$.

Тому задача оптимізаційного синтезу набуде вигляду

$$\varsigma_a(z_1, z_2, n_c) \Rightarrow \max, \tag{7}$$

із додатковими технологічними обмеженнями на параметри пришвидшення робочої маси [14] (максимальне значення і коефіцієнт асиметрії) та динамічним обмеженням на основну власну частоту коливань Ω_{023} (з умовою перебування у відповідних межах):

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

$$\left.\begin{array}{c} k_a\left(z_1, z_2, n_c\right) > 3, \\ 50\,м/с^2 > a_{2\max}\left(z_1, z_2, n_c\right) > 40\,м/с^2, \\ 60\,Гц > \dfrac{\Omega_{023}\left(z_1, z_2, n_c\right)}{2\pi} > 55\,Гц. \end{array}\right\} \quad (8)$$

У системі рівнянь (1) для збурення прийнято його імпульсну характеристику виду $f(t) = F_0 \sin(\omega t/2)^4$ з амплітудним значенням $F_0 = 900\ H$. Інерційні параметри коливальних мас прийнято такими: $m_1 = 5\ кг$, $m_2 = 83{,}4\ кг$, $m_3 = 44\ кг$. Коефіцієнти в'язкого тертя визначено за формулами $b_1 = 2\dfrac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}\xi\omega$ та $b_2 = 2\dfrac{m_2 m_3}{m_2 + m_3}\xi\omega$ для безрозмірного коефіцієнта загасання $\xi = 0{,}15$.

Аналогічно синтезується двомасова система (рис. 3) з інерційними параметрами коливальних мас $m_2 = 83{,}4\ кг$, $m_3 = 44\ кг$ відповідно до технологічних умов (8) за імпульсного силового збурення.

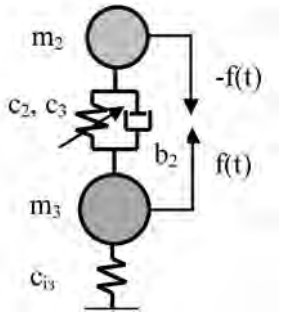

Рис. 3. Структурна схема двомасової віброударної системи

Пружні параметри визначають за такими формулами:

$$c_2 = \frac{m_2 m_3}{m_2 + m_3}\left(\theta\frac{\omega}{z}\right)^2,\ c_3 = \frac{m_2 m_3}{m_2 + m_3}\left(\Lambda\theta\frac{\omega}{z}\right)^2, \quad (9)$$

де θ, Λ – коефіцієнти синтезу.

Відмінність формул (9) від існуючих підходів у синтезі двомасових віброударних систем у наявності такого коефіцієнта θ, що $\theta \neq 1$.

Значення власної частоти для асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики без зазору є фіксованим:

$$\Omega_0(\Theta, \Lambda) = \frac{2\omega_{01}\omega_{02}}{\omega_{01} + \omega_{02}} = \frac{2\theta\Lambda\omega}{z(1+\Lambda)}, \quad (10)$$

де $\omega_{01} = \theta\dfrac{\omega}{z}$, $\omega_{02} = \theta\Lambda\dfrac{\omega}{z}$ – власні частоти за напрямками відповідних коефіцієнтів жорсткості, записані через коефіцієнти синтезу.

Оптимізаційна задача для двомасової віброударної системи аналогічна до (7) та (8) з визначенням надалі синтезованих параметрів θ та Λ.

Оптимізаційний алгоритм віброударних схем оснований на багатокроковому параметричному розв'язуванні відповідних систем диференціальних рівнянь. Розв'язання оптимізаційної задачі здійснюється у два етапи. На першому етапі записується у параметричному вигляді система диференціальних рівнянь, розв'язки якої залежать відповідно від параметрів синтезу. Далі з отриманих масивів у вигляді функції параметрів подаються величини, задіяні у оптимізаційному алгоритмі, – цільова функція та обмеження. На другому етапі вибирають початкові наближення та

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

числовий метод розв'язання оптимізаційної задачі з обмеженнями (у цьому випадку метод спряжених градієнтів у програмі MathCAD).

Порівняльний аналіз синтезованих віброударних систем на предмет ефективності функціонування за спрощеною схемою (без урахування динаміки приводу). Використовуючи запропонований числовий оптимізаційний алгоритм, за початкових наближень $z_1 = 1{,}5$, $z_2 = 1{,}5$ та $n_c = 16$ отримали результат для тримасової віброударної системи:

$$\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ n_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1{,}66 \\ 1{,}37 \\ 34{,}78 \end{bmatrix}.$$

Відповідно одержали параметри оптимізаційної задачі для механічної моделі синтезованої тримасової віброударної системи:

$$\begin{bmatrix} \varsigma_a \\ k_a \\ a_{2\max} \\ \Delta f = \dfrac{\Omega_{023}(z_1, z_2, n_c) - \omega}{2\pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3{,}38 \dfrac{м/с^2}{Вт} \\ 5{,}18 \\ 40\, м/с^2 \\ 5{,}03\, Гц \end{bmatrix}.$$

Числовим алгоритмом для двомасової системи отримано значення синтезованих параметрів $\Theta = 0{,}7$, $\Lambda = 5{,}3$ (для $z = 0{,}98$) на основі розв'язку оптимізаційної задачі механічної моделі:

$$\begin{bmatrix} \varsigma_a \\ k_a \\ a_{2\max} \\ \Delta f = \dfrac{\Omega_0(\Theta, \Lambda) - \omega}{2\pi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1{,}152 \dfrac{м/с^2}{Вт} \\ 3{,}75 \\ 50\, м/с^2 \\ 10\, Гц \end{bmatrix}.$$

На цьому етапі, порівнюючи результати механічних моделей синтезованих віброударних систем, встановлено істотні енергетичні переваги тримасової системи за критерієм ς_a більш ніж у три рази. Тримасова віброударна система має вищий коефіцієнт асиметрії пришвидшення k_a та менший запас за значенням ширини резонансної зони Δf.

Порівняльний аналіз дво- та тримасових резонансних віброударних систем з урахуванням динаміки приводу. Для ґрунтовнішого аналізу використано такі параметри електромагнітного контуру: $w = 650$, $S = 2{,}784 \cdot 10^{-3} м^2$, $r = 18\ Ом$, $r^{<+>} = 0{,}001\ Ом$, $r^{<->} = 10^8\ Ом$, $\delta_0 = 0{,}0011\ м$, $n = 2$, $\omega = 314\ рад/с$, $U_0 = 141\ В$. Модель електромагнітної-механічної системи подано у [13, 14].

На рис. 4, а наведено миттєву характеристику пришвидшення для спрощеної механічної та детальнішої моделі з урахуванням параметрів електромагніту. Вказані залежності мають високий ступінь збіжності та обґрунтовують раціональність представленого підходу у вигляді синтезу параметрів на спрощеній моделі з подальшим аналізом на моделі з параметрами приводу. Для досягнення цього також вдало вибрано закон збурення у рівняннях (1).

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Можливість синтезувати дво- та тримасові віброударні системи з відповідними технологічними умовами дає підстави порівняти ефективність їхньої реалізації та функціонування. Оскільки системи різняться за структурою та сумарною інерційністю, накладено додаткову умову, щоб коефіцієнт корисної дії порівнюваних систем становив $\eta = 0,5$.

На двомасовій моделі з електромагнітним контуром досягнуто відповідних кінематичних і технологічних характеристик за рахунок підбору двох параметрів силової частини $\delta_0 = 0,017 м$ і $U_0 = 139 B$. У характеристик пришвидшення робочої маси двомасових моделей, наведених на рис. 4, б,і так само висока збіжність.

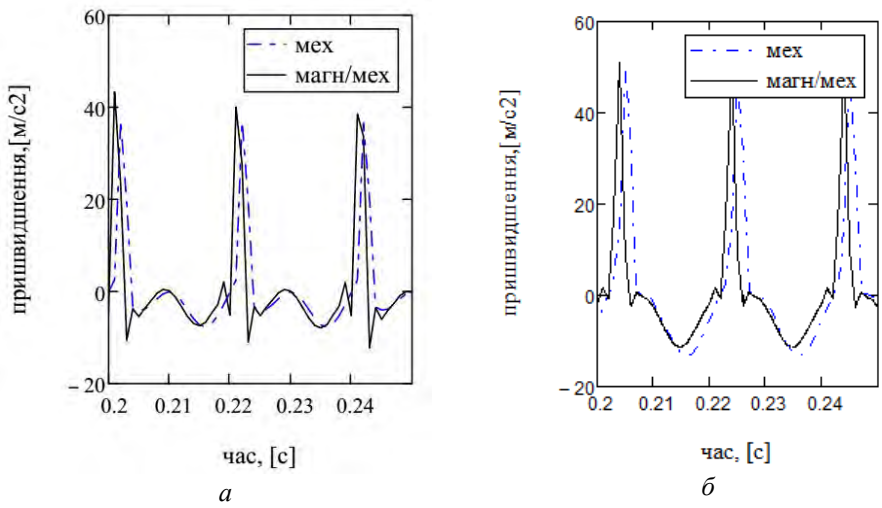

Рис. 4. Миттєва характеристика пришвидшення робочої маси для механічної та електромагнітної моделі синтезованих віброударних систем: а – тримасової, б – двомасової

Детальніше результати моделювання віброударних систем подано в таблиці.

Параметри досліджуваних віброударних систем

Структура системи	Встановлені параметри		Технологічні параметри			Критерії оцінювання	
	δ_0, [м]	U_0, [В]	a_{2max}, [м/с^2]	k_a	Δf, [Гц]	η	ς_a, [м/с^2/Вт]
двомасова (z=0,98; θ=0,7; Λ=5,3)	0,0017	139	51,62	4,48	10	0,5	0,35
тримасова (z_1=1,66; z_2=1,37; n_c=34,78)	0,0011	141	53,82	5,86	5,03		0,54

Відносна ефективність тримасової віброударної системи порівняно з двомасовою за показником ς_a – 1,5 разу. Зазначимо, що отримані результати не є узагальнювальними, оскільки залежать від вибору початкових наближень та встановлених параметрів δ_0 і U_0. Тому перспективні подальші поглиблені дослідження цих задач у галузі динаміки та аналітичного опису представлених систем. Загалом, використовуючи числові алгоритми, вдалось підтвердити енергетичну ефективність тримасової віброударної системи.

Висновки. Розв'язано оптимізаційну задачу за питомим критерієм максимуму пришвидшення робочої маси до споживаної потужності резонансних віброударних систем з технологічними обмеженнями, що надало можливість встановити оптимальні коефіцієнти

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

жорсткості асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики, реалізованої між масами із силовим збуренням. Задачу застосовано для віброударних систем дво- та тримасової структури. Порівнюючи результати синтезу, встановили істотні переваги за вибраним критерієм для тримасових систем: для механічних моделей більш ніж утричі, для електромагнітних моделей – у 1,5 разу. Отже, реалізація резонансних віброударних систем тримасової структури визначається вищими динамічними показниками.

1. Ланець О. С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2008. – 324 с. 2. Василенко М. В. Теорія коливань і стійкості руху: підручник для студ. вищ. навч. закл. / М. В. Василенко, О. М. Алексейчук. – К.: Вища школа, 2004. – 525 с. 3. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов – М.: Высш. школа, 1980 – 408 с. 4. Деклар. пат. 52221 Україна, МПК 6 B28B1/08. Віброударна площадка для ущільнення бетонної суміші / І. І. Назаренко, Ю. О. Баранов, Б. В. Корнійчук (Україна). – № 2002032164; Заявл. 18.03.2002; Опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. – 3 с. 5. Yoon, J. Y., & Kim, B. (2015). Vibro-Impact // Energy Analysis of a Geared System with Piecewise-Type Nonlinearities Using Various Parameter Values. Energies, 8(8), 8924–8944. 6. Wagg D. J. Multiple Non-Smooth Events in Multi-Degree-of-Freedom Vibro-Impact Systems // Nonlinear Dynamics (2006) 43: 137–148. 7. Черно А. А. Динамическая модель электромагнитного вибрационного привода / А. А. Черно // Технічна електродинаміка. – 2014. – № 2. – С. 37–43. 8. Низкочастотные электровибрационные машины / М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др.; под ред. К. М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1989. – 95 с. 9. Божко А. Е. Прикладная теория управления электромагнитными вибровозбудителями: монография / А. Е. Божко, В. И. Белых, Е. М. Иванов, К. Б. Мягкохлеб; под. ред. А. Е. Божко. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2010. – 320 с. 10. Гурський В. М. Числовий параметричний синтез міжрезонансної віброударної системи / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2014. – № 788. – С. 13-20. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_5. 11. Казакевич М. И. Избранное: монография / М. И. Казакевич. – Днепропетровск, 2009. – 524 с. 12. Човнюк Ю. В. Моделі коливань суттєво-нелінійних систем ґрунтообробних робочих органів / Ю. В. Човнюк, Ю. О. Гуменюк, Г. А. Герасимчук // Міжвузівський зб. "Наукові нотатки". – Луцьк, 2011. – Вип. № 32. – С. 462–468. 13. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз резонансних віброударних систем з імпульсним електромагнітним приводом / В. М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2014. – Вип. 48. – С. 74–86. 14. Gursky V. M. Synthesis of Stiffness Parameters of Vibro-Impact Resonance Machines with Technological Limitations / Volodymyr M. Gursky, Igor V. Kuzio // International Journal of Mechanical Engineering and Automation. – 2016. – Vol. 3, No. 3. – P. 81–89.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua