

Висновки. Під час дослідження резонансних станів системи вал-поглинач коливань (сипке середовище) встановлено, що, змінюючи маси чи пружну постійну характеристику пасивного поглинача, можна уникнути резонансного стану системи, що наочно простежується на рис. 1, 2.

1. Данилевич Т.Є., Сенік А.П. Нелінійні коливання одновимірних пружних систем і пасивні їх поглиначі // *Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2006. – № 583. – С. 81–89. 2. Данилевич Т.Є., Сенік А.П. Вимушені поперечні коливання вала з їхнім пасивним поглиначем // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2006. – № 40. – С. 84–88. 3. Сокіл Б. І., Данилевич Т.Є. Нестационарні коливання в системі вал-вантаж (поглинач коливань) та вплив сили на АФХ // *Науковий вісник НЛТУУ*. – 2007. – № 17.1. – С. 296–300. 4. Сокіл Б. І., Данилевич Т.Є. Дослідження нелінійних коливань системи вал-вантаж (поглинач коливань) за нелінійно пружного закріпленні опор вала // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2007. – № 41. – С. 81–87. 5. Сокіл Б.І., Данилевич Т.Є. Вплив фізико-механічних характеристик системи вал-сипке середовище на згинні коливання вала // *Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. – 2007. – № 585. – С. 78–84. 6. Агафонов С.А., Георгиевский Д.В., Потеря устойчивости нелинейного вязкоупругого стержня под действием следящей силы. – К.: Вища шк., 2004. – 13 с. 7. Стеванович К.Р. Поперечные колебания балки лежащей на упругом основании, находящейся под воздействием возмущающей силы с несколькими гармониками, с частотой близкими к первой собственной // *Математическая физика*. – К.: Наук. думка, 1973. 8. Митропольский Ю.А., Мосеенков Б.И. Асимптотические решения уравнений в частных производных. – К.: Вища шк., 1976. – 592 с. 9. Обморшев А.Н. Введение в теорию колебаний. – М.: Висш. шк., 1967.

УДК 621.01

О.С. Ланець, Т.І. Кочан, Я.В. Шпак, Є.М. Махоркін*

Національний університет «Львівська політехніка»,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості,
*кафедра технології машинобудування

ПІДБІР ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ МІЖРЕЗОНАНСНОЇ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ВІБРУЮЧОЇ РАМКИ, СТВОРЕНОЇ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ СИНФАЗНИХ КОЛИВАНЬ

© Ланець О.С., Кочан Т.І., Шпак Я.В., Махоркін Є.М., 2009

На прикладі вібруючої рамки наводиться підбір параметрів вискоефективної механічної коливальної системи з наперед обумовленою ефективністю порівняно з традиційними системами.

In the article on the example of vibrating scope the selection of parameters of the high-efficiency mechanical oscillating system with the beforehand conditioned efficiency in comparing to the traditional systems is pointed .

Вступ. Сьогодні під час створення нового конкурентоспроможного обладнання для різноманітних галузей промисловості на перший план виходить поняття “енергетичної ефективності”, що уособлює собою мінімальні затрати енергії на виконання певного технологічного процесу з заданою продуктивністю.

Постановка проблеми. Розвиток вібротехнологій значною мірою залежить від впровадження високоефективного обладнання, яке зможе значно знизити експлуатаційні затрати, а отже, і собівартість самої продукції. Є нагальна потреба в апробації на практиці якісно нового технологічного обладнання, здатного просунути вібротехнології на новий щабель розвитку.

Огляд літератури та постановка задачі. Відома теорія синфазних коливань¹, що має значний динамічний потенціал. Її використання порівняно з традиційними методиками забезпечує теоретично значно вищі коефіцієнти динамічності в механічній коливальній системі (МКС) за рахунок певного підбору параметрів міжрезонансної МКС.

У цій роботі автори на прикладі віброуючої рамки ведуть підбір параметрів високоефективної МКС з наперед обумовленою ефективністю. За наявності необхідних конструктивних параметрів віброуючої рамки можна підходити до виготовлення експериментального макета, що власне і буде наступним завданням.

Виклад матеріалу. На підтвердження наявності додаткових динамічних підсилень коливань у високоефективних МКС як перший етап була реалізована 3D-модель віброуючої рамки з наперед закладеним значенням $D=8.6$. Активна маса 1 (рис. 1) та проміжна маса 2 з'єднані між собою резонансною пружною системою 4; реактивна маса 3 через другу резонансну пружну систему 5 з'єднана з проміжною. До реактивної маси кріпляться якорі 6, а до проміжної маси – осердя з котушками 7 електромагнітних вібробудників, які під'єднані до мережі живлення за двотактною схемою. Проміжна маса 2 встановлюється на основу за допомогою м'яких гумових пружних елементів 8, виготовлених з вакуумного шланга.

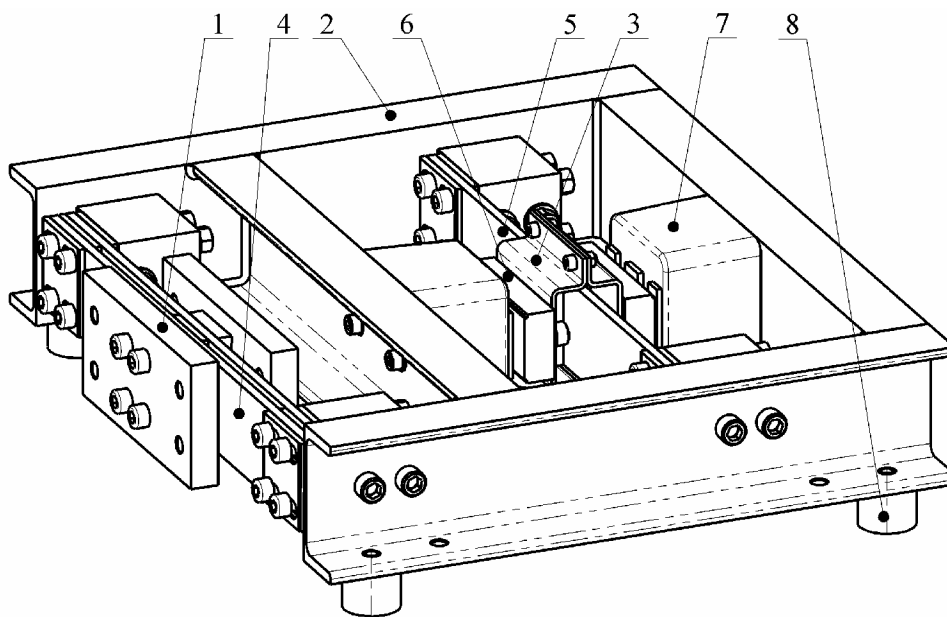
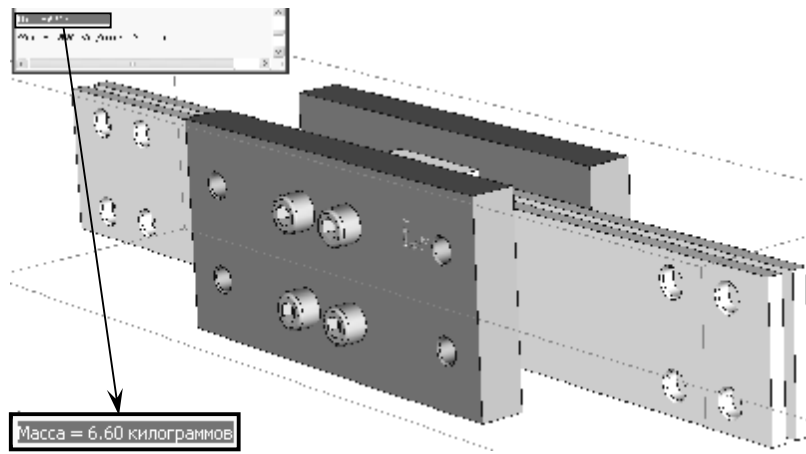


Рис. 1. Просторова модель експериментальної високоефективної віброуючої рамки

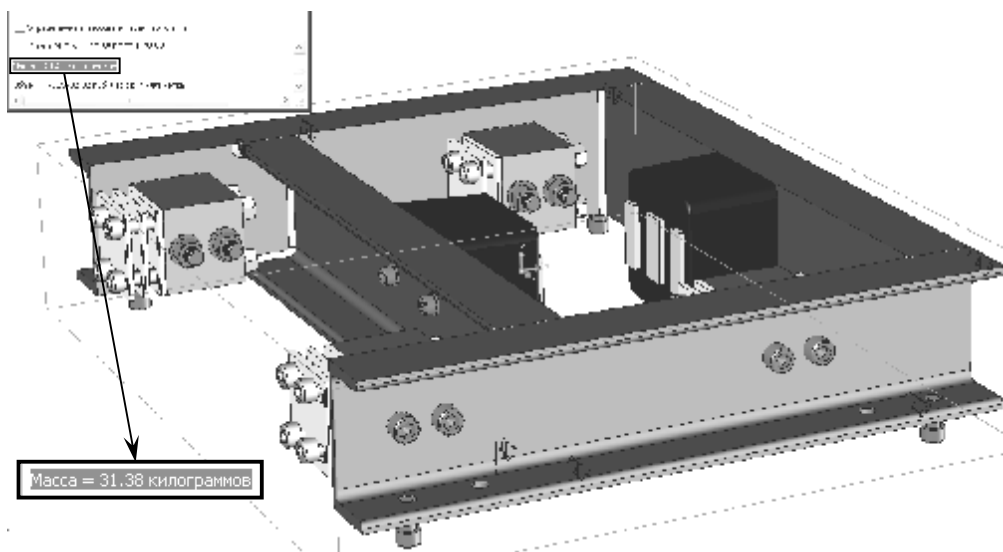
Враховуючи те, що активна маса (рис. 2, а) без врахування інерційного значення частки пружин, що належать до проміжної маси, та з урахуванням підналагоджувальних пластин становить $m_a = 6.7$ кг, а проміжна (рис. 2, б) з аналогічних міркувань – $m_n = 32$ кг, резонансне налагодження $z = 0.935$ згідно з виразом для частки жорсткості η [1]:

$$\eta = \frac{(D-1)(z^2 m_a + z^2 m_n - m_n) + m_a(1 - 2D + D^2)}{m_a D (z^2 + D - 1)} = 0.821.$$

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.



a)



б)

Рис. 2. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, в якому розраховані інерційні параметри активної (а) та проміжної (б) мас

Значення реактивної маси m_p визначаємо як [1]:

$$m_p = \frac{1}{2 \cdot \eta (1 - z^2)} \left[(1 - z^2) (m_n - 2\eta m_n - \eta m_a) - z^2 m_a + \sqrt{z^4 [2m_a m_n (1 - \eta) + m_a^2 (1 - \eta)^2 + m_n^2] + 2z^2 [m_a^2 (\eta - \eta^2) - m_n^2 - m_a m_n] + (\eta m_a + m_n)^2} \right] = 2.95 \text{ кг.}$$

Без врахування інерційного значення частки пружин, що належить до проміжної маси, ця вимога дотримується (рис. 3).

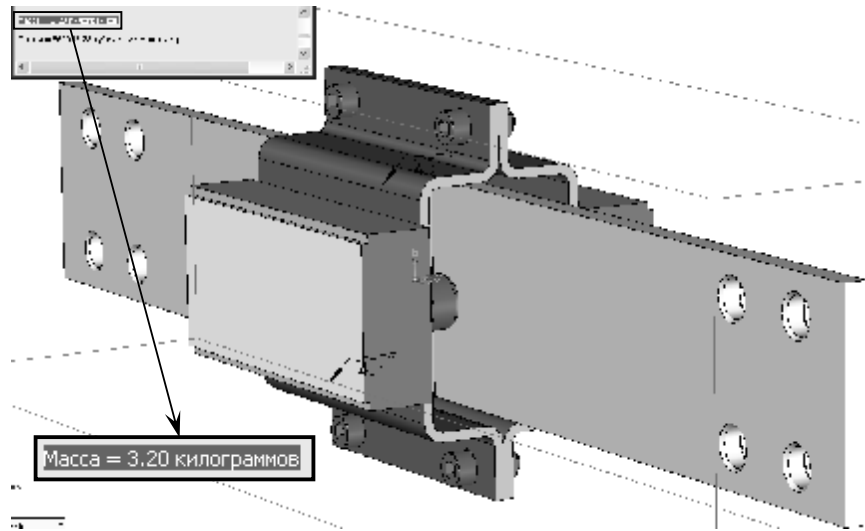


Рис. 3. Фрагмент вікна програмного продукту SolidWorks 2006, в якому розрахований інерційний параметр реактивної маси

Необхідна жорсткість c_1 на коловій частоті $\omega = 314 \text{ рад/с}$ становить [1]:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \left(\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta} \right) = 5.543 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

Приймаючи склотекстолітовий пружний елемент з такими параметрами: робоча довжина пружного елемента $l_c = 0.135 \text{ м}$; ширина пружного елемента $h = 0.064 \text{ м}$ та враховуючи, що коефіцієнт защемлення $k = 0.82$, кількість робочих ділянок пружного елемента $i = 4$, а значення модуля пружності I роду вздовж основи $E = 1.9 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, товщина пружного елемента b дорівнює [1]

$$b = \sqrt[3]{\frac{c_1 l_c^3}{E h i k}} = 0.00699 \text{ м}.$$

Для жорсткості c_2 з тими самими вихідними даними та з врахуванням того, що значення $i = 2$, $l_c = 0.14 \text{ м}$, а коефіцієнт защемлення вищий і дорівнює $k = 0.9$, оскільки стягується один пружний елемент, значення становить

$$c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \eta = 2.734 \cdot 10^5 \text{ Н/м},$$

а товщина пружного елемента:

$$b = \sqrt[3]{\frac{c_2 l_c^3}{E h i k}} = 0.00699 \text{ м}.$$

Отже, для реалізації двох пружних систем використовуватимуться три пружні елементи із склотекстоліту однакової товщини $b = 0.007 \text{ м}$.

Результатом розрахунку згідно із запропонованою теорією є те, що аналітично встановлюють співвідношення інерційних m_a , m_n , m_p і жорсткісних c_1 та c_2 параметрів тримасової МКС, дотримання яких забезпечить таку картину руху мас: дві суміжні маси, а саме: проміжна m_n та реактивна m_p , які з'єднані між собою за допомогою пружної системи з сумарною жорсткістю c_2 , рухатимуться синфазно завдяки прикладеному між ними періодично змінному синусоїдальному збудувальному зусиллю $p(t)$. Активна маса 1, кінематично збудуючись від проміжної маси 2 через

пружну систему 4 з сумарною жорсткістю c_1 , рухатиметься з амплітудою X_1 у протифазі до двох суміжних мас 2 та 3, амплітуди яких відповідно X_2 та X_3 рівні (рис. 4).

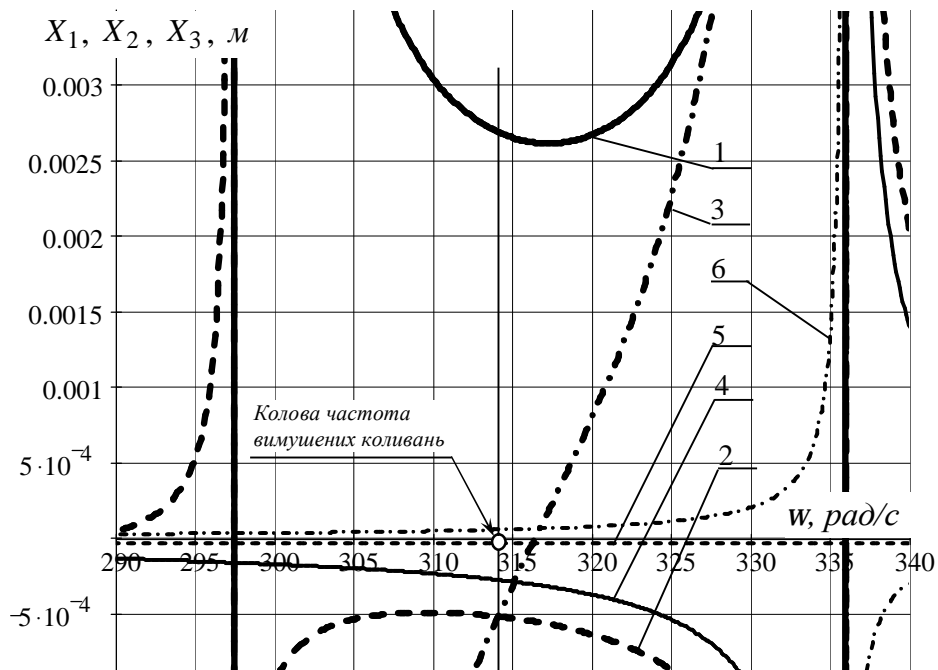


Рис. 4. АЧХ тримасових МКС, розрахованих за запропованою методикою (1, 2, 3) та за традиційною (4, 5, 6): 1, 4 – активні; 2, 5 – проміжні; 3, 6 – реактивні маси

З запропованою МКС порівнювалась традиційна тримасова система з динамічним гасником, інерційні значення коливальних мас якої вибрано такими: $m_a = 6.7$ кг, $m_n = 2.95$ кг, $m_p = 32$ кг. Аналізуючи АЧХ, очікується, що запропонована МКС матиме у 8,6 раза вищі амплітудні характеристики порівняно з традиційною системою. Амплітудне значення тягового зусилля електромагнітних вібробудників, що використовувалось для побудови АЧХ, становило $P = 150$ Н.

Висновки. Отже, проведений підбір параметрів високоефективної МКС дає змогу стверджувати про можливість реалізації на практиці високоефективного обладнання, яке зможе значно (у 8,6 раза) знизити експлуатаційні затрати, а отже, і собівартість самої продукції. Залишається провести остаточні експериментальні дослідження, які підтвердять або ж спростують наявність значно вищих коефіцієнтів динамічності у міжрезонансних МКС вібраційних машин з електромагнітним приводом.