**I. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН**

Гаврильченко О. В.

Гурський В. М.

Ланець О. С.

Шпак Я. В.

Національний
університет
„Львівська
політехніка”

УДК 621.01

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ
НЕЛІНІЙНОЇ
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ
КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ
ВІБРАЦІЙНОЇ СИНФАЗНОЇ
МАШИНИ З
ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ
ПРИВОДОМ**

В статтє проводяться дослідження динаміки нелінійної електромеханічної коливальної системи трьохмасної вібраційної машини з декількома електромагнітами з урахуванням зміни повітряного зазору в електромагнітному приводі.

This article describes researches of nonlinear dynamics of the electromechanics oscillating system of the three mass vibratory machines with some electromagnets taking into account the change of the resonance tuning and air-gap in an electromagnetic drive.

Вступ. Удосконалення конструкцій вібраційних машин з електромагнітним приводом пов'язано з розробленням нових методів розрахунку їх механічних коливальних систем (МКС) і розвитком методик розрахунку нових типів електромагнітних вібророзбудувачів (ЕМВ). На даний час найбільш ефективними в роботі вважаються тримасові МКС [1], які характеризуються високими коефіцієнтами підсилення та стабільністю при завантаженні.

2. Постановка проблеми. Особливо важливою проблемою при проектуванні та експлуатації вібраційних машин з електромагнітним приводом є встановлення таких значень повітряного проміжку між якорем та осердям з котушкою, котрі забезпечать стабільні амплітудні характеристики машини і мінімальне енергоживання. Раціональними можна вважати такі конструкції вібророзбудувачів, у яких зміна повітряного проміжку в ЕМВ не впливає на амплітуду коливань робочого органа. Це особливо актуально для МКС вібраційних машин, які мають нелінійну електричну характеристику ЕМВ і можуть використовувати нелінійні пружні ланки у силовому збудженні. Тому, урахування

нелінійних складових при дослідженні динаміки електромеханічної коливальної системи для забезпечення її ефективного функціонування є цілком обґрунтованим та потрібним.

3. Аналіз останніх досліджень. На сьогодні розроблено ряд методик по дослідженні різноманітних конструкцій ЕМВ та підвищенні ефективності їх функціонування [2–4]. Так, у роботі [3] встановлено, що використання ЕМВ з постійними повітряними проміжками дозволяє за рахунок незначного зменшення споживаної потужності значно підвищити динамічні характеристики системи. У багатьох випадках це вимагає використання конструктивно складних типів ЕМВ, що в результаті впливатиме на собівартість вібророзбудувачів. За результатами [4] встановлено, що при проектуванні ЕМВ вибір величини повітряного проміжку здійснюється, виходячи з забезпечення максимального значення амплітуди вібрації.

4. Постановка задачі. В даній статті поставлена задача дослідження впливу зміни величини повітряного проміжку на динаміку руху нелінійної електромеханічної системи та величину споживання енергії у вібраційних



синфазних машинах [5], де повітряний проміжок під час роботи залишається постійним.

5. Виклад основного матеріалу.

Динамічна модель електромеханічної коливальної системи вібраційної синфазної машини з електромагнітним приводом.

Перспективною для створення вібраційних машин з електромагнітним приводом є тримасова структурна схема (рис. 1) із двотактним ЕМВ, яка складається із активної 1 (як правило – робочий орган), проміжної 2 та реактивної 3 коливальних мас. Коливальні маси з'єднані пружними ланками 4 та 5 із жорсткостями відповідно c_1 та c_2 . Силowe збурення здійснюється між проміжною 2 та реактивною 3 коливальними масами двома електромагнітами 6 із двома повітряними проміжками δ між осерддям та якорем 7, ввімкненими за двотактною схемою живлення. При цьому частота коливань в системі складає 50 Гц. Віброізоляція на основу здійснюється через пружні елементи 8.

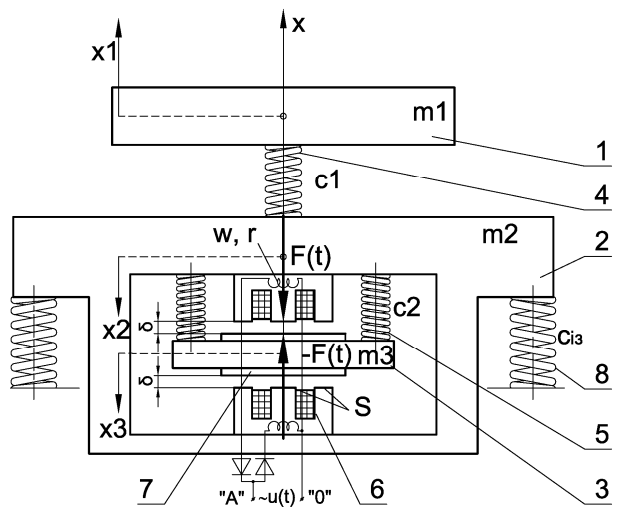


Рис. 1. Структурна схема електро-механічної коливальної системи вібраційної синфазної машини: 1, 2, 3 – відповідно активна, проміжна, реактивна коливальні маси; 4, 5 – пружні системи; 6, 7 – осерддя та якорі ЕМВ; 8 – віброізолятори

Підбір інерційних параметрів m_1, m_2, m_3 коливальних мас, жорсткостей c_1 та c_2 і переваги вібраційних синфазних машин більш детально окреслені в [5]. Для випадку розрахунку параметрів на основі ефекту “нульова жорсткість” (коли $c_2 \ll c_1$) пружна ланка 5 із жорсткістю c_2 може виконуватися із неметалевих (гумових) матеріалів. Тоді МКС

має одну резонансну пружну систему 4 із відповідною резонансною двомасовою схемою у складі активної 1 та проміжної 2 коливальних мас, що робить такі вібраційні машини простими у конструкції та налагодженні.

Нелінійну характеристику сили пружності гумового пружного елемента 5 при його стиску можна отримати, наприклад, за відомими експериментальними даними “зусилля деформації-переміщення” (рис. 2):

$$F_i = \begin{pmatrix} 0 \\ 60 \\ 280 \\ 780 \end{pmatrix} \cdot H; \quad x_i = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.001 \\ 0.002 \\ 0.003 \end{pmatrix} \cdot m.$$

Подано залежність сили пружності від переміщення у вигляді полінома [6]:

$$F_{2x}(x) = c_{20} \cdot f_0(x) + c_{21} \cdot f_1(x) + c_{22} \cdot f_2(x) + c_{23} \cdot f_3(x), \quad (1)$$

де, $f_0(x) = 0$, $f_1(x) = x$, $f_2(x) = x^2$, $f_3(x) = x^3$ – відомі функції; $c_{20}, c_{21}, c_{22}, c_{23}$ – коефіцієнти жорсткості, які визначимо за допомогою функції регресії в програмному продукті MathCAD [7]:

$$c_{2i} = \text{linfit}[x_i, F_i, f_i(x)].$$

Отримаємо $c_{20} = 0$, $c_{21} = 2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $c_{22} = 2 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$, $c_{23} = 2 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^3$.

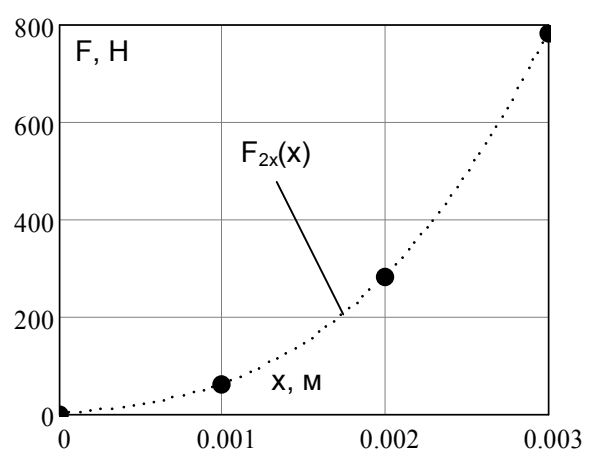


Рис. 2. Нелінійна характеристика гумової пружної ланки

Для двотактної схеми живлення двох ЕМВ в перший півперіод струм проходить через один електромагніт, в другий півперіод – через інший. Причому, постійні складові змушувальних сил від кожного електромагніта взаємозрівноважуються. Це дозволяє отримати результуючу змушувальну силу ЕМВ, яка



змінюється за законом, близьким до синусоїдального $F(t) \approx F \cdot \sin(\omega \cdot t)$ [8]. Досить часто для отримання результуючого амплітудного значення F змусувальної сили використовують промислові типи вібраційних електромагнітів (напр. *ЕМ 68-08-231-ООУХЛ4*), що характеризуються номінальним тяговим зусиллям на певній величині повітряного проміжку δ між якорем та осердям з котушкою. Інколи, використання одного електромагніта є недостатнім для отримання потрібних амплітуд коливань робочого органа. Як правило, потрібно використовувати більш потужні магніти або декілька однотипних.

На рис. 3 представлено вібраційний синфазний сепаратор із частотою коливань 50 Гц, який виконано в металі за структурною схемою згідно рис. 1. Інерційні параметри мас та жорсткості пружних елементів підібрано згідно [5]. Між проміжною 2 та реактивною 3 коливальними масами встановлено пружну ланку 5 малої жорсткості (нелінійну) у вигляді гумових втулок, які працюють на стиск. У якості резонансної пружної системи використано плоскі пружини (на рис. 3 вони не показані). Для силового збудження використовується ЕМВ із двох двотактними електромагнітами 6 та якорями 7.

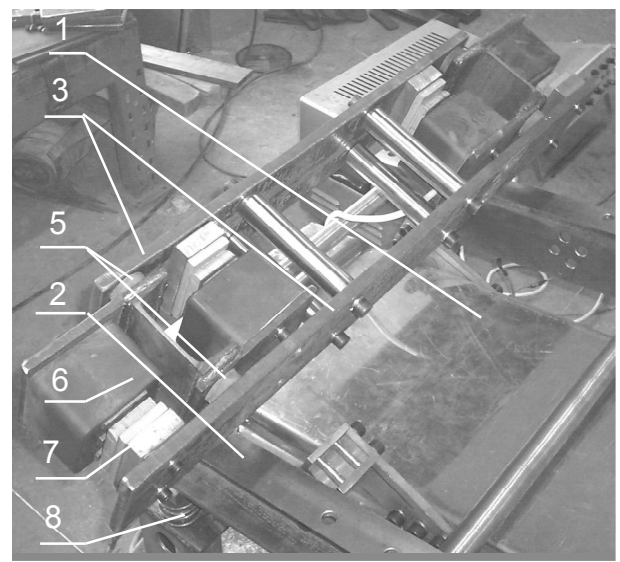


Рис. 3. Конструктивні елементи вібраційного синфазного сепаратора із двома двотактними ЕМВ (опис поз. згідно рис. 1)

Амплітудне значення F тягового зусилля n - двотактних ЕМВ, ввімкнених за паралельною схемою (рис. 4), визначається за виразом [2], а запишемо його з урахуванням зміни

повітряного проміжку δ в процесі роботи вібраційної машини (з урахуванням відносного переміщення коливальних мас у їх силовому збудженні):

$$F = \frac{n \cdot \Phi^2}{\mu_0 \cdot S} = \frac{n \cdot \left[\frac{\mu_0 \cdot S \cdot I}{2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]} \right]^2}{\mu_0 \cdot S}, \quad (2)$$

де, Φ – магнітний потік, що створюється в системі при проходженні струму I через витки w_k обмотки одного електромагніту; μ_0 – магнітна проникливість повітряного проміжку; S – площа поперечного перерізу полюсів магнітопроводу одного електромагніту по повітряному проміжку δ .

Рівняння електричного кола для n - двотактного ЕМВ має вигляд [4]:

$$n \cdot [L(t) \cdot i(t) + R \cdot I(t)] = U(t), \quad (3)$$

де, $L(t) = 1 / \sum_{k=1}^n \frac{1}{L_k(t)}$ – індуктивність n - двотактного ЕМВ; $L_k(t) = G(t) \cdot w_k^2$ – індуктивність одного електромагніту; $G(t) = \mu_0 \cdot S / [2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]]$ – магнітна провідність одного ЕМВ; $R = 1 / \sum_{k=1}^n \frac{1}{r_k}$ – активний опір n - двотактного ЕМВ; r_k – активний опір однієї обмотки; $U(t) = U_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ – напруга живлення ЕМВ.

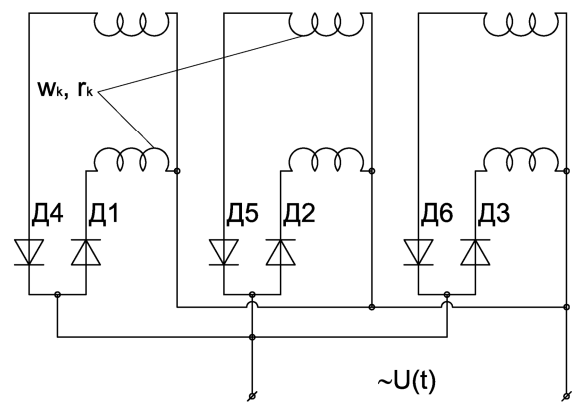
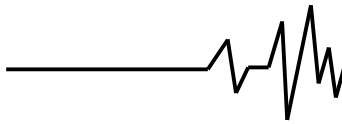


Рис. 4. Схема живлення вібраційної синфазної машини трьома двотактними ЕМВ із частотою коливань 50 Гц

Використавши відому [5] систему диференціальних рівнянь руху МКС вібраційної



синфазної машини, із урахуванням нелінійності пружної ланки у силовому збуренні мас (1) та рівняння електричної частини n- двотактного ЕМВ (3), отримаємо систему диференціальних рівнянь для нелінійної електромеханічної коливальної системи у вигляді:

$$\begin{cases}
 n \cdot \left[i(t) / \sum_{k=1}^n \frac{1}{\mu_0 \cdot S \cdot w_k^2} + I(t) \cdot 1 / \sum_{k=1}^n \frac{1}{r_k} \right] = \\
 = U_0 \cdot \sin(\omega \cdot t); \\
 m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) = 0; \\
 m_2 \ddot{x}_2(t) - c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_{21} \cdot (x_2(t) - x_3(t)) + \\
 + c_{22} \cdot (x_2(t) - x_3(t))^2 + c_{23} \cdot (x_2(t) - x_3(t))^3 + \\
 + c_{i3} \cdot x_2(t) - b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + \\
 + b_2 \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_3(t)) + b_{i3} \cdot \dot{x}_2(t) = \\
 = n \cdot [\mu_0 \cdot S \cdot w \cdot I / 2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]^2 / \mu_0 \cdot S; \\
 m_3 \ddot{x}_3(t) - c_{21} \cdot (x_2(t) - x_3(t)) - c_{22} \cdot (x_2(t) - x_3(t))^2 - \\
 - c_{23} \cdot (x_2(t) - x_3(t))^3 - b_2 \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_3(t)) = \\
 = -n \cdot [\mu_0 \cdot S \cdot w \cdot I / 2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]^2 / \mu_0 \cdot S.
 \end{cases}
 \tag{4}$$

Динаміку нелінійної електромеханічної коливальної системи аналізуватимемо на основі системи рівнянь (4) в комплексній формі чисельним методом Левенберга у програмному продукті MathCAD.

Використаємо такі вихідні параметри:

- механічної системи - $m_1 = 55$ кг , $m_2 = 85$ кг , $m_3 = 9.5$ кг , $z = 0.98$ - резонансне налагодження; $\omega = 314$ рад/с - колова частота вимушених коливань; $c_1 = 3.43 \cdot 10^6$ Н/м , $b_1 = \mu \cdot c_1 / \omega = 437$ Н·с/м , $b_2 = 100$ Н·с/м , $b_{i3} = 50$ Н·с/м ;
- електричної системи - $S = 2.784 \cdot 10^{-3}$ м² , $w_k = 700$, $\delta = 0.0015 \dots 0.003$ м , $r_k = 25$ Ом , $U_0 = 220$ В , число двотактних ЕМВ - $n = 2$.

Отримано АЧХ коливальних мас системи, що на рис. 5, а на рис. 6 та рис. 7 зображено частотні характеристики сили струму та змушувальної сили ЕМВ за таких значень повітряних проміжків $\delta = 0.0015$ м , $\delta = 0.002$ м , $\delta = 0.003$ м . Встановлено, що із зменшенням

цього проміжку зменшується сила струму (рис. 8) (за лінійним законом) та зростає тягове зусилля ЕМВ (рис. 9) (за нелінійним законом). Зменшення сили струму в одному ЕМВ складає 0.86 А/мм. Спостерігається значне зростання тягового зусилля ЕМВ при зменшенні повітряного проміжку у строго резонансному режимі, причому, це зростання носить більш стрімкий характер у випадку менших значень цього проміжку (при $\delta < 0.002$ м). Це вказує на ефективне використання ЕМВ у резонансних режимах роботи МКС.

Характерною особливістю досліджуваної електромеханічної коливальної системи вібраційної синфазної машини є стабільність амплітуди коливань мас (рис. 10) при зміні повітряного проміжку для $z = 0.98$. Тоді сам рух коливальних мас вібраційної синфазної машини не є чутливим до зміни величини цього проміжку. За рахунок зменшення цього проміжку можна досягати значної економії електроенергії, зростає ефективність роботи ЕМВ, оскільки при зменшенні сили струму в обмотці зростає номінальне тягове зусилля ЕМВ та його ККД.

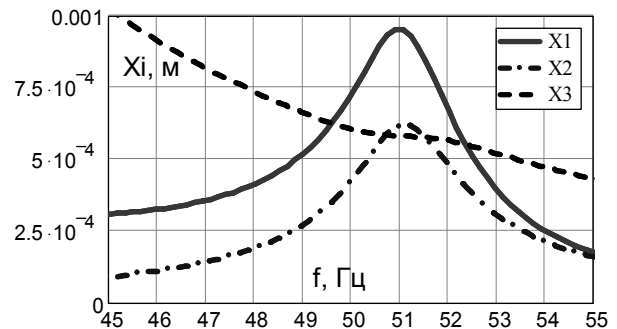


Рис. 5. АЧХ коливальних мас вібраційної машини

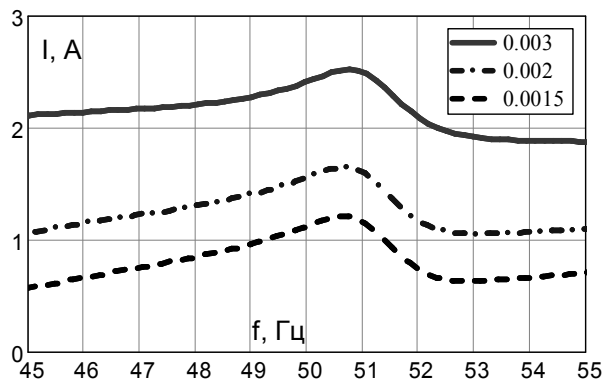


Рис. 6. Частотна характеристика сили струму в одному ЕМВ за різних повітряних проміжків

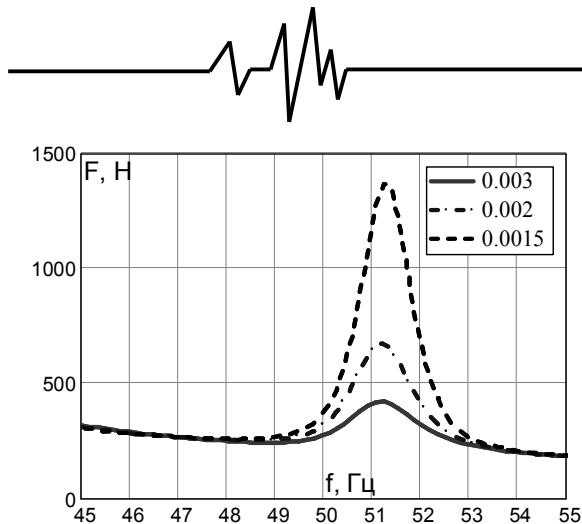


Рис. 7. Частотна характеристика змушувальної сили одного ЕМВ за різних повітряних проміжків

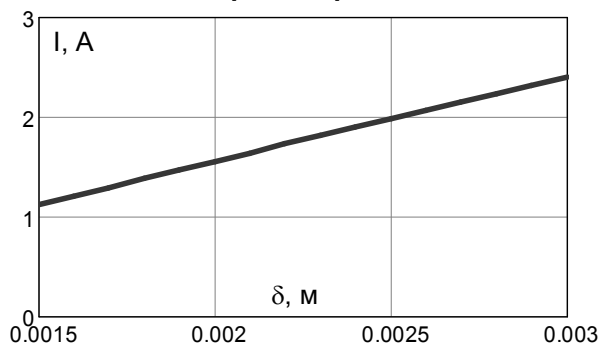


Рис. 8. Залежність сили струму в одному ЕМВ від значення повітряного проміжку

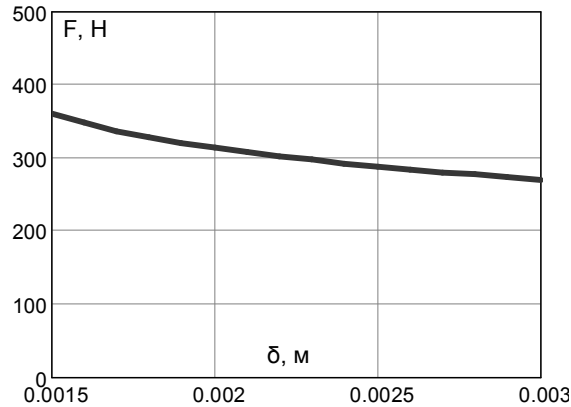


Рис. 9. Залежність тягового зусилля одного ЕМВ від величини повітряного проміжку

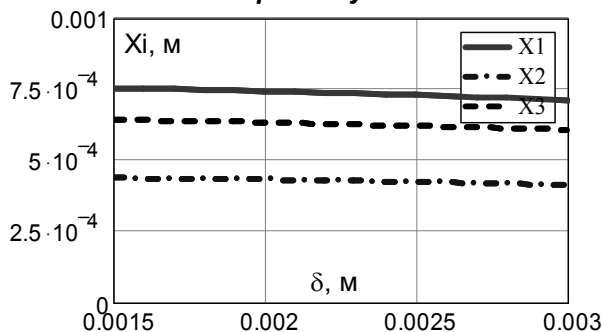


Рис. 10. Значення амплітуд коливань мас при зміні повітряного проміжку

Мінімальне значення повітряного проміжку визначається умовою відсутності співударянь між якорем та осердям з котушкою під час роботи вібраційної машини.

6. Висновок. У даній статті встановлено закономірності зміни параметрів електро-механічної коливальної системи вібраційної синфазної машини під час вибору номінального повітряного проміжку в ЕМВ. Встановлено, що зміна цього проміжку дозволяє заощаджувати енергію, яку споживає ЕМВ при одночасному забезпеченні стабільних і потрібних амплітуд коливань мас.

7. Список літератури.

1. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. – 144 с.

2. Божко А. Е., Личкатый Е. А., Мякохлеб К. Б. Метод повышения амплитуд вибраций электромагнитных вибро-возбудителей // Проблемы машиностроения. – 2002. – № 1. – С. 44-48.

3. Божко А. Е., Белых В. И., Мякохлеб К. Б. Особенности создания тягового усилия в электромагнитных вибро-возбудителях с постоянным воздушным зазором // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10. – № 2. – С. 45-48.

4. Божко А. Е., Белых В. И., Мякохлеб К. Б. Математические модели и структурные схемы электромагнитных вибро-возбудителей // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8. – № 4. – С. 35-40.

5. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2005. – Вип. 39. – С.76-82.

6. Філіпковський С., Стрельникова О. Оптимізація нелінійно пружних елементів амортизуючих підвісок агрегатів // Машинознавство. – 2006. – № 1 (103). – С. 29-32.

7. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в Mathcad. Учебный курс. – СПб.: Питер, 2003. – 448 с.: ил.

8. Вибрации в технике. Справочник. Т. 4: Вибрационные процессы и машины. – 1981. – 509 с.