

В.М. Гурський, О.С. Ланець, Я.В. Шпак
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ СТЕРЖНЕВОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО ОБРОБЛЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

Ї Гурський В.М., Ланець О.С., Шпак Я.В., 2009

Наведено розрахунок параметрів стержневої системи вібраційного оброблювального комплексу з електромагнітним приводом на основі аналізу першої власної форми коливань. Проаналізовано амплітудно-частотні характеристики коливальних мас та пружно-деформованого стану стержневої системи з трьома зосередженими масами.

The article examined the calculation of parameters of the cored system of vibratory processing complex with an electromagnetic drive the ground of parameters of which is based by analysis of the first own form of vibrations. The analysis of gain-frequency descriptions of swaying masses and resiliently deformed state of the cored system with three concentrated masses is conducted.

Вступ. Здебільшого використання вібраційних технологій є найдоцільнішим шляхом забезпечення якісного та високопродуктивного виконання певних технологічних процесів. Зокрема для підвищення якості та інтенсифікації процесів об'ємного оброблення штучних виробів чи переробки сипких матеріалів. Перспективним та актуальним сьогодні стало використання вібраційних машин циркуляційного типу, в яких завантажене середовище переміщується за коловою, гвинтовою чи іншими, складнішими, траєкторіями щодо робочого органа. Часто такі вібростани конструюють з двома і більше робочими органами, що визначається збільшенням кількості коливальних мас, пружних зв'язків між ними та приводить до ускладнення конструкцій і до збільшення затрат на виготовлення вібростанів [1].

Постановка проблеми. Складні траєкторії коливань робочого органа, що забезпечують необхідну циркуляцію середовища та цим гарантують високу інтенсивність і потрібну якість його оброблення, досягаються завдяки використанню певних комбінацій незалежних рухів коливальних мас. Це, своєю чергою, вимагає використання у конструкціях вібростанів додаткових пружних елементів, що забезпечують ці рухи. Отже, актуальною проблемою, що потребує нагального вирішення, є спрощення конструкцій, зменшення матеріаломісткості вібраційних машин. Це досягається, на думку авторів, за допомогою ґрунтовного аналізу, синтезу та, як наслідок, розробленням раціональних структурних схем вібростанів із мінімальною кількістю коливальних мас і пружних елементів, визначенням їхніх конструктивних параметрів.

Аналіз останніх досліджень. Відома методика створення та розрахунку параметрів вібраційних оброблювальних комплексів (ВОК) із двома робочими органами та приводом на основі колового електромагнітного вібростимулятора (КЕМВ), яка ґрунтується на явищі динамічного зрівноваження коливань опорної маси з усуненням їх передачі на фундамент [1]. На основі цієї методики розроблено конструктивні схеми ВОК. Однак усі вони характеризуються значною кількістю коливальних мас (не менше п'яти) та наявністю додаткових пружних зв'язків між ними. З огляду на складність конструкцій та вибору резонансного налагодження, можливість широкого впровадження існуючих ВОК на практиці є обмеженою. Поступом у напрямку спрощення

конструкцій, обслуговування та вибору резонансного налагодження вібраційних машин із циркуляційним рухом оброблюваного середовища стало використання як резонансної пружної системи одного, вертикально встановленого, центрального пружного стержня [2].

Постановка задачі. Основною задачею, яку розв'язує автори у цій статті, є вибір раціональних конструктивних параметрів стержневої пружної системи запропонованої структурної та розробленої конструктивної схеми ВОК з двома робочими органами.

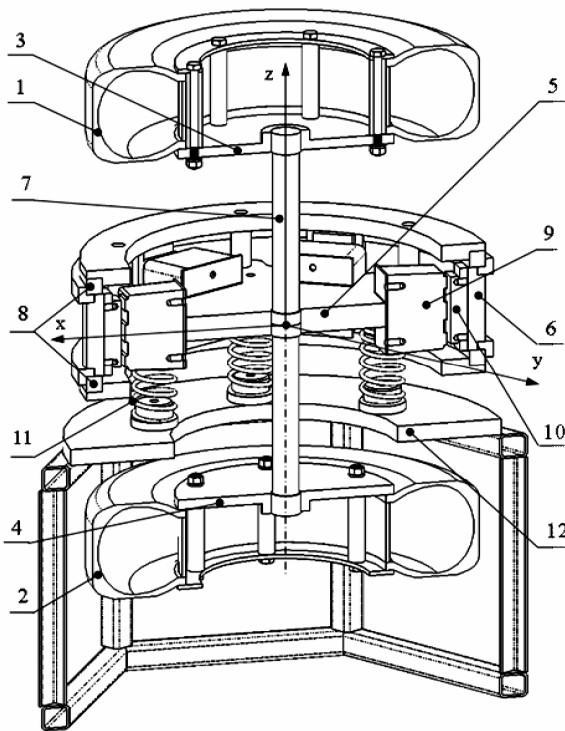


Рис. 1. 3D модель ВОКу:

- 1, 2 – перший та другий контейнери;
- 3, 4 – перша та друга активні коливальні маси;
- 5, 6 – проміжна та реактивна коливальні маси;
- 7 – вертикальний пружний стержень;
- 8 – гумові пружні кільця;
- 9, 10 – відповідно осердя з котушкою та якорь КЕМВ;
- 11 – віброізолятор;
- 12 – основа

прикладена до центра цієї маси. Перший 1 та другий 2 тороподібні контейнери здійснюють складний рух за рахунок збурення від руху проміжної коливальної маси 5 через встановлений по центрі вертикальний пружний стержень 7. Наявність двох тороподібних контейнерів 1 та 2 дає змогу одночасно обробляти два різні типи деталей, або підвищувати якість обробки внаслідок зміни наповнювача та гнучкого з'єднання обох контейнерів.

Вибір раціональних параметрів. Для забезпечення необхідного резонансного режиму роботи ВОКу треба виділити в його динамічній моделі (рис. 2) резонансну складову механічної коливальної системи (МКС). Вважатимемо, що лінійні, у напрямку дії змушувальної сили F жорсткості гумових кілець c_2 та ізоляторів c_{i3} є такими, що не впливають на резонансну роботу усієї МКС. Резонансним вважаємо вертикальний пружний стержень із двома ділянками L_1 і L_2 (згинальна жорсткість кожної EJ), що з'єднують робочі органи (m_1, J_1 та m_4, J_4) з проміжною коливальною масою (m_2, J_2). Силоне збурення в системі забезпечується КЕМВ, складові якого розташовуються

Виклад основного матеріалу. ВОК з електромагнітним приводом [3] (рис. 1) виконаний за чотиримасовою структурною схемою (на відміну від існуючих п'ятимасових ВОК), включає перший 1 та другий 2 контейнери, що жорстко закріплені, відповідно на першій 3 та другій 4 активних коливальних масах. До обох кінців вертикального пружного стержня 7 жорстко приєднані перша 3 та друга 4 активні коливальні маси. Середньою ділянкою стержень 7 жорстко защемлений у проміжній коливальній масі 5. У цій самій коливальній масі, симетрично щодо двох контейнерів 1 та 2, розташовані осердя з котушками 9 КЕМВ, якорі 10 якого утворюють реактивну коливальну масу 6, що через гумові пружні кільця 8 кріпиться до проміжної коливальної маси 5. Уся МКС встановлюється на основу 12 через віброізолятори 11, що кріпляться знизу до проміжної коливальної маси 5.

ВОК працює у дорезонансному режимі із налагодженням $z = 0.96 \mathbf{K} 0.98$. КЕМВ, кожна пара протилежно встановлених обмоток якого ввімкнена у фазу трифазного джерела живлення за двотактною схемою, створює змушувальну силу, вектор якої обертається з коловою частотою ω . Центр інерції проміжної коливальної маси 5 рухається із частотою живлення ω у горизонтальній площині навколо осі z і описує коло під дією обертової змушувальної сили КЕМВ, яка

на проміжній масі m_2 та реактивній масі m_3 , тим самим забезпечуючи їхні лінійні переміщення за координатами x_2 та x_3 і переміщення робочих органів x_1, φ_1 та x_4, φ_4 .

Критерієм вибору раціональних конструктивних параметрів стержневої системи є відсутність кутових переміщень проміжної і реактивної мас, що можливо на першій власній частоті коливань тримасової резонансної стержневої системи. Власна форма її коливань наведена на рис. 3 за результатами частотного моделювання у програмному продукті CosmosWorks методом скінченних елементів. Зрівноваження кутових переміщень проміжної маси у такому разі отримано за умови рівності відповідних параметрів $m_4 = m_1$, $J_4 = J_1$ та $L_1 = L_2$, за якими досягнуто симетричність запропонованої структурної схеми ВОКу відносно площини руху проміжної коливальної маси.

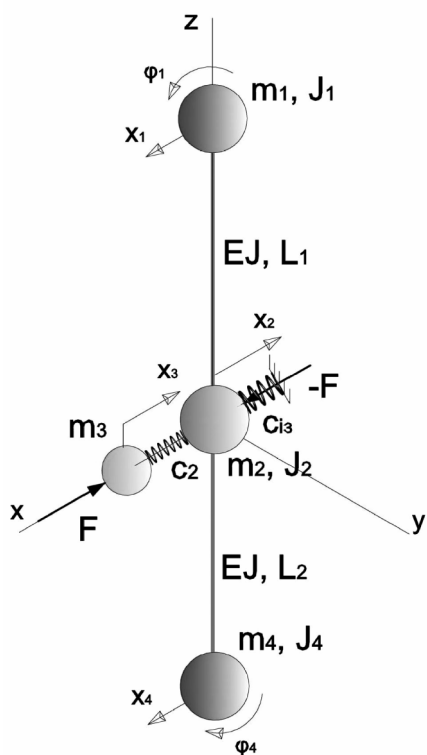


Рис. 2. Просторова динамічна модель

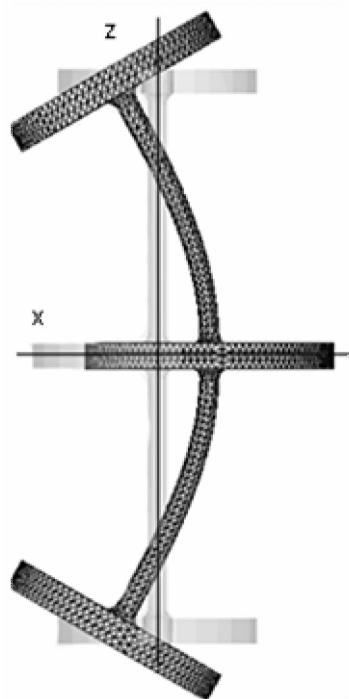


Рис. 3. Перша форма коливань резонансної стержневої системи

Конструктивно отриманими вважатимемо інерційні параметри робочих органів (m_1, J_1) та проміжної коливальної маси (m_2, J_2), а шуканими – жорсткісні параметри системи (лінійна жорсткість гумових кілець c_2 , згинальна жорсткість ділянок пружного стержня EJ та жорсткість віброізоляторів c_{i3}) за відомої довжини ділянок стержня $L_1 = L_2 = L$ та інерційне значення реактивної маси m_3 . Розрахункову модель МКС не можна розглядати як таку, що складається з двох одномасових (кожна з яких має два ступені вільності) і розраховувати за їх парціальними частотами, оскільки проміжне коливальне тіло здійснює лінійні переміщення. Тому під час визначення EJ повинна враховуватися маса m_2 . Оскільки жорсткість c_2 гумових пружних кілець 8 під час лінійного переміщення є набагато меншою за лінійну жорсткість вертикального пружного стержня у цьому самому напрямку, що підтверджено у [4], то реактивна коливальна маса не впливатиме на резонансне налагодження z усієї МКС, а тому розглядається тільки як елемент конструкції, що необхідний для створення змушувальної сили КЕМВ. За умови відповідного підбору інерційного значення реактивної коливальної маси, можна досягнути синфазного її руху

разом із проміжною коливальною масою, що значно підвищить ККД вібробудника. Для цього потрібно, щоб інерційне значення реактивної коливальної маси визначалося за формулою [5]: $m_3 = m_2(1 - z^2)(m_1 + m_2) / (z^2(m_1 + m_2) - m_2)$.

Систему диференціальних рівнянь вимушених коливань чотиримасової МКС зручно записати у матричному вигляді [6], де резонансна складова є стержневою системою з трьома зосередженими масами та шістьма ступенями вільності. Із урахуванням реактивної коливальної маси m_3 та жорсткісних параметрів c_2 та c_{i3} матриці інерції та жорсткості мають розмірність 7×7 .

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{P}, \quad (1)$$

де $\mathbf{X} = \text{column}(x_1, \varphi_1, x_2, \varphi_2, x_1^*, \varphi_1^*, x_3)$ – матриця-стовпець вузлових переміщень зосереджених коливальних мас; $\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, J_1, m_2, J_2, m_1, J_1, m_3)$ – діагональна матриця інерційних параметрів зосереджених коливальних мас; \mathbf{C} – матриця жорсткості системи, яка складається з симетричної матриці жорсткості стержневої системи \mathbf{C}_c та матриці жорсткості гумових кілець і віброізоляторів.

Симетричну матрицю жорсткості \mathbf{C}_c стержневої системи із двох стержнів запишемо як результат додавання двох матриць жорсткості одного скінченного елемента-стержня [7], що має чотири ступені вільності. Жорсткісні коефіцієнти, що додаються за відповідними узагальненими координатами, спричиняють результат [8]:

$$\mathbf{C}_c = EJ \cdot \begin{bmatrix} 12/L^3 & -6/L^2 & -12/L^3 & -6/L^2 & 0 & 0 \\ -6/L^2 & 4/L & 6/L^2 & 2/L & 0 & 0 \\ -12/L^3 & 6/L^2 & 24/L^3 & 0 & -12/L^3 & -6/L^2 \\ -6/L^2 & 2/L & 0 & 8/L & 6/L^2 & 2/L \\ 0 & 0 & -12/L^3 & 6/L^2 & 12/L^3 & 6/L^2 \\ 0 & 0 & -6/L^2 & 2/L & 6/L^2 & 4/L \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Матриця-стовпець зусилля ЕМВ, амплітудне значення якого $F = 400 \text{ Н}$ діє на проміжну та реактивну маси, має вигляд: $\mathbf{P} = \text{column}(0, 0, F, 0, 0, 0, -F)$. За відповідною схемою живлення КЕМВ вектор змушувальної сили буде обертатися в силовій площині із частотою $\omega = 314 \text{ рад/с}$.

Для того, щоб розглянути вимушені коливання системи із частотою живлення КЕМВ $\omega = 314 \text{ рад/с}$, потрібно забезпечити першу власну частоту коливань стержневої системи із трьома зосередженими коливальними масами (інерційні параметри яких відомі) для резонансного налагодження $z = 0.98$. Розрахунок зводиться до визначення згинальної жорсткості EJ стержнів із системи рівнянь (1), коли вектор зусилля $\mathbf{P} = 0$. Розв'язується рівняння вигляду $|\mathbf{M} \cdot \omega^2 + \mathbf{C}| = 0$, з якого вираз згинальної жорсткості для забезпечення першої власної частоти коливань набуде вигляду

$$EJ = \frac{m_1 \cdot J_1 \cdot m_2 \cdot L^3}{2(m_1 \cdot m_2 \cdot L^2 + 3J_1 \cdot m_2 + 6m_1 \cdot J_1 - \sqrt{A})} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2, \quad (3)$$

де $A = m_1^2 \cdot m_2^2 \cdot L^4 + 3L^2(m_1 \cdot J_1 \cdot m_2^2 + 2m_1^2 \cdot J_1 \cdot m_2) + 9J_1^2(m_2^2 + 4m_1 \cdot m_2 + 4m_1^2)$.

Для параметрів системи $m_1 = 24,5 \text{ кг}$, $J_1 = 0,16 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 38,6 \text{ кг}$, $J_2 = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $L = 0,4 \text{ м}$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ з формули (3) діаметр стержня становитиме $d = 41,4 \text{ мм}$, а значення реактивної маси з умови синфазного руху $m_3 = 4,4 \text{ кг}$.

Амплітудно-частотні характеристики лінійних та кутових переміщень коливальних мас для зазначених вище параметрів системи наведені на рис. 4. Амплітудні значення переміщень мас на частоті збудження 50 Гц відповідно становитимуть:

$$\mathbf{X}(314 \text{ рад/с}) = \begin{bmatrix} X_1 \\ \Phi_1 \\ X_2 \\ \Phi_2 \\ X_1^* \\ \Phi_1^* \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -9.48 \cdot 10^{-4} \text{ м} \\ -8.12 \cdot 10^{-3} \text{ рад} \\ 1.1 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ 0 \\ -9.48 \cdot 10^{-4} \text{ м} \\ 8.12 \cdot 10^{-3} \text{ рад} \\ 9.17 \cdot 10^{-4} \text{ м} \end{bmatrix}.$$

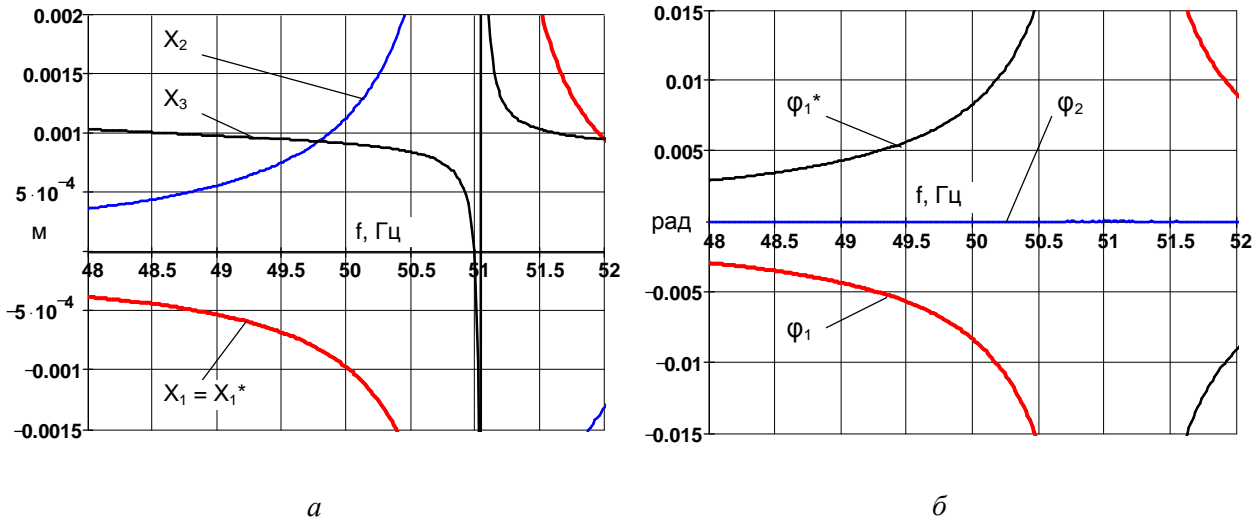


Рис. 4. АЧХ лінійних та кутових переміщень коливальних мас

Із аналізу графіків стає очевидним, що спостерігається явище динамічного зрівноважування кутових коливань проміжної маси за координатою Φ_2 , за рахунок рівності амплітуд кутових коливань робочих органів $\Phi_1 = -\Phi_1^*$ (рис. 4, б). Лінійне переміщення проміжної маси X_2 є антифазним до лінійних переміщень робочих органів $X_1 = X_1^*$ та близьким до синфазного руху із реактивною масою $X_2 \approx X_3$ (рис. 4, а). Як наслідок наведеного, форма коливань матиме вигляд, показаний на рис. 3.

Напружено-деформований стан верхньої частини пружного стержня можна зобразити графічно (рис. 5) за відповідними формами коливань [7]:

– прогин

$$w(y) = f_1(y) \cdot |X_1| + f_2(y) \cdot |\Phi_1| + f_3(y) \cdot |X_2|,$$

де $f_1(y) = -(2y^3 - 3Ly^2 + L^3)/L^3$, $f_2(y) = (y^3 - 2Ly^2 + L^2y)/L^3$, $f_3(y) = (-2y^3 + 3Ly^2)/L^3$ – форми коливань для одиничних переміщень лівого кінця стержня відповідно за координатами x_1 , Φ_1 та x_2 ; X_1 , Φ_1 , X_2 – амплітудні (дійсні) значення переміщень коливальних мас.

– напруження

$$\sigma(y) = EJ \cdot 32 \cdot (d^2 w(y) / dt^2) / \pi d^3.$$

Зауважимо, що вибір величини резонансного налагодження у формулі (3) визначає допустимі амплітуди коливань для забезпечення міцності пружного стержня. В даному випадку оптимальним є величина $z = 0.97$.

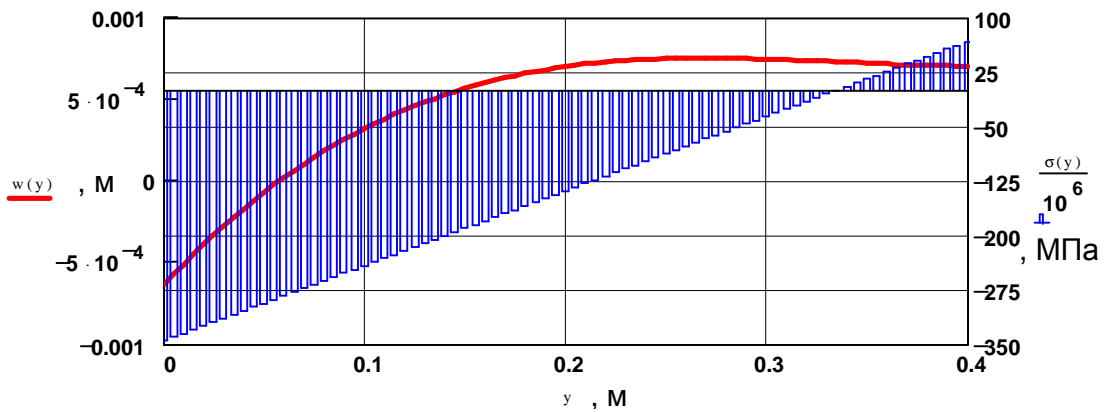


Рис. 5. Напружено-деформований стан пружного стержня за величини резонансного налагодження $z = 0.97$

Висновки. В основі структурної схеми ВОКу з електромагнітним приводом покладено стержневу систему, крайні зосереджені маси якої уособлюють собою робочі органи, що зрівноважують кутові переміщення опорної проміжної маси, забезпечуючи тільки її лінійне переміщення. Тому саме на цій масі розташовані осердя КЕМВ, а якорі – відповідно на реактивній масі, зв'язок між якими здійснюється пружною системою у вигляді кілець із м'якої гуми. Це дозволяє знизити шумові характеристики під час роботи механічної системи, зменшити собівартість ВОКу та спростити його налагодження, оскільки резонансною буде стержнева система із трьома зосередженими масами без урахування четвертої реактивної маси, яка вибирається за умови забезпечення синфазного руху із проміжною масою, що дозволяє підвищити ККД приводу.

1. Ланець О.С. Розробка динамічно зрівноважених торових вібраційних машин з електромагнітним приводом: Дис... канд. техн. наук. – Львів, 2002. – 212 с. – Машинопис. 2. Гурський В.М. Обґрунтування структури і конструктивних параметрів вібраційних синфазних машин з електромагнітним приводом та складним рухом робочого органа: Дис... канд. техн. наук. – Львів, 2007. – 152 с. – Машинопис. 3. Патент на корисну модель 31035 Україна, МПК(2006) B06B 1/02. Вібраційний оброблювальний комплекс з електромагнітним приводом / О.С. Ланець, В.М. Гурський, О.В. Гаврильченко та ін. (Україна). – № и 2007 12216; Заявл. 05.11.2007; Опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6. – 4 с. 4. Гурський В. М., Шоловій Ю. П., Білодід В. П., Дмитрієнко Т. В. Обґрунтування жорсткостей пружних елементів вібраційного синфазного сепаратора // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – Вип. 42. – С. 26–35. 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: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С. 76–82. 6. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. 7. Метод конечных элементов в статике сооружений / Я. Шмельтер, М. Дацко, С. Добровичинский, М. Вечорек; Пер. с пол. М.В. Предтеченского; Под. ред. В.Н. Сидорова. – М.: Стройиздат, 1986. – 220 с.: ил. 8. Christopher H. M. Jenkins, Sanjeev K. Khanna. Mechanics of Materials / A Modern Integration of Mechanics and Materials in Structural Design. – Elsevier Academic Press, 2005. – 394 p.