

УДК 621.921

І.В. КУЗЬО, А.Б. БІЛОУС

Національний університет "Львівська політехніка"

МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ВІБРАЦІЙНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА З ВІБРАТОРОМ НА ОСНОВІ ГІПЕРБОЛОЇДНОГО ТОРСІОНА

© Кузьо І.В., Білоус А.Б., 2007

*Розроблено модель вібраційного електродвигуна з вібратором
на основі гіперboloїдного торсіона за кінетичного та силового збурення.*

*Work is devoted to development of model of vibration electric motor with a vibrator on the basis of
hyperboloidal torsion at kinetic and power indignation.*

Постановка проблеми. Вібраційні електродвигуни – рушійні пристрої, що поєднують властивості рушія та пристрою для зміни частоти обертання вихідного вала традиційної електромеханічної привідної системи у складі електродвигун-редуктор.

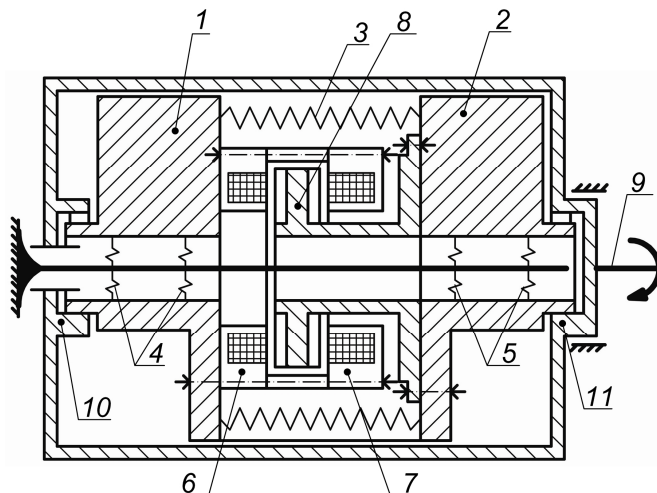


Рис. 1. Конструктивна схема вібраційного електродвигуна

Основними вузлами вібраційного електродвигуна є маятниковий вібратор і механізм вільного ходу. В [1] запропоновано математичну модель динаміки вібраційного двигуна з механізмом вільного ходу для випадку традиційного виконання маятникового вібратора як фізичного маятника та пружної системи у вигляді циліндричних пружин. Поряд з достатньою надійністю та простотою конструкції маятникових вібраторів цих двигунів необхідно відмітити неможливість використання для приводу вихідного вала обох півперіодів руху вібраторів.

Цього недоліку позбавлені вібраційні електродвигуни з вібраторами на основі гіперboloїдного торсіона, конструктивні схеми яких розроблено в [2, 3]. Основними елементами вібраційного двигуна (рис. 1) є пружна система, виконана у вигляді гіперboloїдного торсіона 3 та еластичних втулок 4, 5, за допомогою яких торсіон кріпиться до нерухої основи. На торцях торсіона закріплені незбалансовані маси 1, 2, конструктивно об'єднані з електромагнітними котушками 6, 7 та якорем 8. Сукупність елементів 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 утворює двомасовий маятниковий вібратор. Рух від вібратора передається вихідному валу 9 двигуна через механізми вільного ходу (МВХ) 10, 11, ведучі елементи яких жорстко скріплені з масами 1, 2 відповідно.

У [4, 5] детально розроблені конструкція та методика розрахунку близьких за конструктивною схемою вібраторів двомасових бункерних коливних систем. У [6] виведено диференціальні рівняння руху двомасового маятничкового вузла з гіперболоїдним торсіоном, на основі яких з достатньою вичерпністю розглянуті вимушені коливання вібратора за кінетичного збурення. Однак практично відсутня методика розрахунку та аналізу механічних характеристик вібраційного електродвигуна з вібратором на основі гіперболоїдного торсіона. Основою методики є математична модель динаміки такого вібраційного двигуна.

Мета і результати досліджень. Метою роботи є розробка моделі динаміки вібраційного електродвигуна з вібратором на основі гіперболоїдного торсіона для використання у схемах САПР привідних систем (рис. 2).

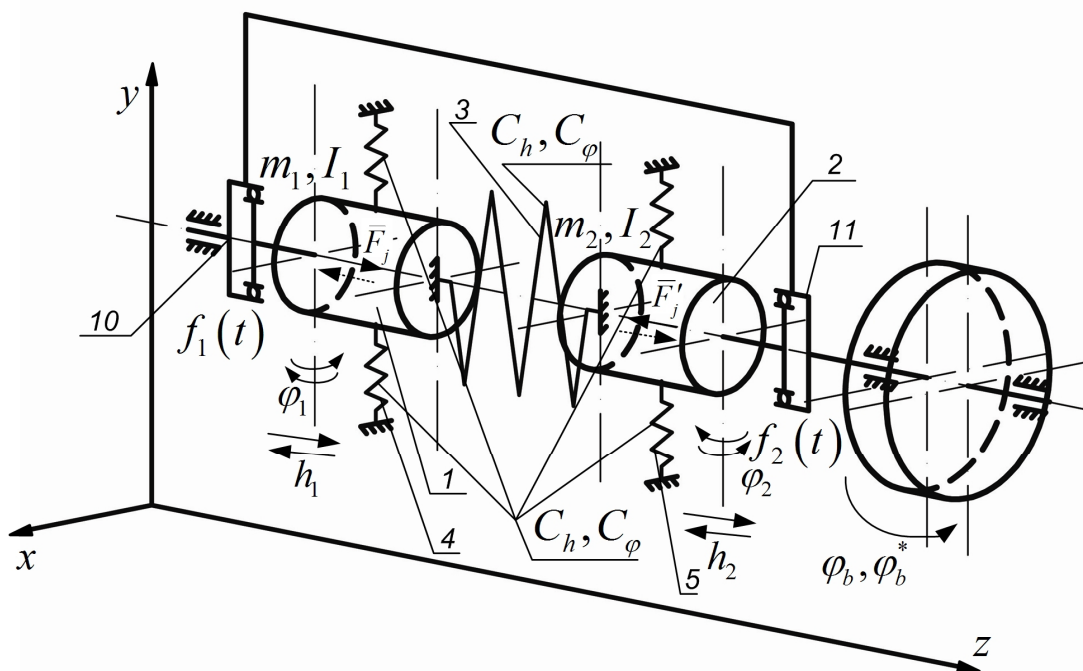


Рис. 2. Розрахункова схема вібраційного електродвигуна з гіперболоїдним торсіоном

Роботу вібраційного двигуна розглядатимемо за одночасного кінетичного та силового збурень. Коливання маятничкового вібратора на основі гіперболоїдного торсіона за кінетичного збурення описуються системою рівнянь такого вигляду [6]:

$$\begin{cases}
 (I_1 + m_2 k^2) \ddot{\varphi}_1 - m_2 k^2 \ddot{\varphi}_2 - m_2 k \ddot{h}_1 + (2C_\varphi + C_{b\varphi} + C_{bh} k^2) \varphi_1 - \\
 - (2C_\varphi + C_{bh} k^2) \varphi_2 - C_{bh} h_1 k - m_1 g l_1 \sin \varphi_1 = m_1 l_1 (\ddot{x} \cos \varphi_1 + \\
 + \ddot{y} \sin \varphi_1) - (\dot{\varphi}_1 - k \dot{h}_1 + k^2 \varphi_1 - k^2 \varphi_2) \lambda_1; \\
 -m_2 k^2 \ddot{\varphi}_1 + (m_2 k^2 + I_2) \ddot{\varphi}_2 + m_2 k \ddot{h}_1 + (2C_\varphi - C_{bh} k^2) \varphi_1 - \\
 - (2C_\varphi - C_{b\varphi} - C_{bh} k^2) \varphi_2 + C_{bh} k h_1 + m_2 g l_2 \sin \varphi_2 = \\
 = -m_2 l_2 (\ddot{x} \cos \varphi_2 + \ddot{y} \sin \varphi_2) - (\dot{\varphi}_1 + k \dot{h}_1 - k^2 \varphi_1 + k^2 \varphi_2) \lambda; \\
 -m_2 k \ddot{\varphi}_1 + m_2 k \ddot{\varphi}_2 + (m_1 + m_2) \ddot{h}_1 - C_{bh} k \varphi_1 + C_{bh} k \varphi_2 + \\
 + 2C_{bh} h_1 = -(2\dot{h}_1 - k \varphi_1 + k \varphi_2) \lambda,
 \end{cases} \quad (15)$$

де $x(t) = a \cos vt$; $y(t) = b \sin(vt + \alpha)$ – закон кінетичного збурення; v, a, b, α – характеристики кінетичного збурення; φ_1 – амплітуда коливань маси m_1 щодо осі OZ ; φ_2 – амплітуда коливань маси m_2 щодо осі OZ ; h_1 – осьова амплітуда коливань маси m_1 ; l – довжина пера торсіона; r_1 – радіус кріплення пера торсіона до маси m_1 ; r_2 – радіус кріплення пера торсіона до маси m_2 ; α_1 – кут між радіусом r_1 і проекцією осі пера на площину XOY ; α_2 – кут між радіусом r_2 і проекцією осі пера на площину XOY ; ψ – кут нахилу осі пера до осі OZ ; h_2 – осьова амплітуда коливань маси m_2 ; C_h, C_φ – осьова та крутильна жорсткості торсіона; $C_{bh}, C_{b\varphi}$ – осьова та крутильна жорсткості пружних втулок; λ – приведений коефіцієнт внутрішнього опору пружної системи торсіон-втулки. Зв'язок між параметрами вібратора виражається такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 - (\varphi_1 - \varphi_2)k; \\ k &= r_2 \sin \alpha_2 \operatorname{tg} \psi = r_1 \sin \alpha_1 \operatorname{tg} \psi; \\ \frac{C_h}{C_\varphi} &= \frac{1}{k^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Збурювальну силу електромагніта, його параметри та характеристики струмів живлення знаходять із таких співвідношень [7]:

$$\begin{cases} F_j = \frac{\Phi_j^2}{2\mu_b S_j}; & \Phi_j = \frac{\mu_b \omega_j (i_j) S_j}{(l_{0j} - h_1)}; \\ \omega_j \frac{d\Phi_j}{dt} + i_j R_j - u_j(t) = 0; & j = 1, 2, \end{cases} \quad (17)$$

де F_j – модуль збурювальної сили від j -ої котушки електромагніта; Φ_j – магнітний потік у j -ій котушці вібратора; i_j – струм в котушці; R_j – активний електричний опір котушки; $u_j(t) = u_0 \sin k_1 t$ – напруга живлення; u_0, k_1 – параметри напруги живлення; μ_b – магнітна проникність повітря; S_j, l_{0j} – геометричні характеристики j -ої котушки; $j = 1, 2$ – формальний індекс котушки електромагніта вібратора.

Особливості коливань незбалансованих мас 1, 2 за роботи МВХ за аналогією з [1] враховуватимемо функціями вигляду

$$\begin{aligned} f_1(t) &= \sum_{i=0}^{\infty} [\sigma(t - \tau_1 - iT_f) - \sigma(t - \tau_2 - iT_f)], \\ f_2(t) &= (1 - f_1(t)), \end{aligned} \quad (18)$$

де $f_1(t), f_2(t)$ – функції, що описують зміну параметрів мас 1, 2 відповідно; $\sigma(t)$ – одинична функція Хевісайда; τ_1, τ_2 – моменти зміни параметрів рухомих частин вібратора за час одного періоду їх коливань; T_f – період функції $f_1(t)$.

За зміни параметрів коливань мас 1, 2 відбувається почергове приєднання до них веденої системи (ведені елементи МВХ, вихідний вал, виконуючий механізм машини) з приведеним до осі вихідного вала моментом інерції I_b , а рухові цих мас створює опір робоче середовище, в якому рухається виконуючий механізм з моментом опору руху $M_C(t)$, приведеним до вихідного вала двигуна. Рух веденої системи двигуна з параметрами, приведеними до вихідного вала двигуна, відображається відомим рівнянням обертального руху:

$$\left[I_b \ddot{\Phi}_b^* + M_c(t) \right] \sigma(f_1(t); f_2(t)) = 0, \tag{19}$$

де

$$\sigma(f_1(t); f_2(t)) = \begin{cases} 0 & \text{при } f_1(t) = 1; f_2(t) = 0; \\ 0 & \text{при } f_1(t) = 0; f_2(t) = 1; \\ 1 & \text{при } f_1(t) = 0; f_2(t) = 0. \end{cases} \tag{20}$$

Сукупність співвідношень (1–6), об'єднаних розрахунковою схемою вібраційного двигуна (рис. 2), утворює математичну модель динаміки двигуна у вигляді

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(I_1 + I_b f_1(t) + m_2 k^2 \right) \ddot{\Phi}_1 - m_2 k^2 \ddot{\Phi}_2 - m_2 k \ddot{h}_1 + \left(2C_\varphi + C_{b\varphi} + C_{bh} k^2 \right) \Phi_1 - \\ & - \left(2C_\varphi + C_{bh} k^2 \right) \Phi_2 - C_{bh} h_1 k - m_1 g l_1 \sin \Phi_1 = m_1 l_1 \left(\ddot{x} \cos \Phi_1 + \ddot{y} \sin \Phi_1 \right) - \\ & - \left(\dot{\Phi}_1 - k \dot{h}_1 + k^2 \dot{\Phi}_1 - k^2 \dot{\Phi}_2 \right) \lambda - M_C(t) f_1(t); \\ & - m_2 k \ddot{\Phi}_1 + \left(m_2 k^2 + I_2 + f_2(t) I_b \right) \ddot{\Phi}_2 + m_2 k \ddot{h}_1 + \left(2C_\varphi - C_{bh} k^2 \right) \Phi_1 - \\ & - \left(2C_\varphi - C_{b\varphi} - C_{bh} k^2 \right) \Phi_2 + C_{bh} k h_1 + m_2 g l_2 \sin \Phi_2 = - m_2 l_2 \left(\ddot{x} \cos \Phi_2 + \ddot{y} \sin \Phi_2 \right) - \\ & - \left(\dot{\Phi}_1 + k \dot{h}_1 - k^2 \dot{\Phi}_1 + k^2 \dot{\Phi}_2 \right) \lambda - M_C(t) f_2(t); \\ & - m_2 k \ddot{\Phi}_1 + m_2 k \ddot{\Phi}_2 + (m_1 + m_2) \ddot{h}_1 - C_{bh} k \Phi_1 + C_{bh} k \Phi_2 + 2C_{bh} h_1 = \\ & = - \left(2\dot{h}_1 - k \dot{\Phi}_1 + k \dot{\Phi}_2 \right) \lambda + \operatorname{sign} h_1 \left(\frac{\Phi_j^2}{2\mu_b S_j} \right); \\ & \Phi_j = \frac{\mu_b \omega_j (i_j) S_j}{(l_{0j} - h_1)}; \\ & \left[\omega_j \frac{d\Phi_j}{dt} + i_j R_j - u_j(t) \right] \sigma_j(t) = 0; \quad j = 1, 2; \\ & \left[I_b \ddot{\Phi}_b^* + M_C(t) \right] \sigma(f_1(t); f_2(t)) = 0. \end{aligned} \right. \tag{7}$$

Порядок функціонування рівнянь моделі (7) регламентується залежностями:

$$\begin{cases} \varphi_b = \Phi_1 & \text{при } \dot{\Phi}_1 > 0; \dot{\Phi}_2 < 0; \\ \varphi_b = \Phi_2 & \text{при } \dot{\Phi}_1 < 0; \dot{\Phi}_2 > 0; \\ \varphi_b = \Phi_b^* & \text{при } \Phi_1 = \Phi_2 = 0, \end{cases} \tag{21}$$

де φ_b – кут повороту вихідного вала двигуна; Φ_b^* – кут повороту вала двигуна за відсутності зв'язку з маятниковим вібратором (вільний рух).

Висновок. Складність отриманої системи рівнянь повністю виключає їх точний розв'язок аналітичними методами. Однак використання цієї моделі в системах САПР гарантується відомими числовими методами розв'язку диференціальних рівнянь та проведеною експериментальною перевіркою адекватності процесів, що відображаються моделлю, які відбуваються у вібраційному

двигуні. Однак для визначення пріоритетних варіантів числових значень параметрів вібраційних електродвигунів з вібраторами на основі гіперболоїдного торсіона необхідне розроблення спрощеної методики розрахунку таких двигунів з використанням наближених аналітичних розв'язків рівнянь розробленої моделі.

1. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Спрощена модель динаміки вібраційного двигуна з механізмом вільного ходу: Зб. "Динаміка, міцність машин, приладів та апаратури. – К., 2006. – С. 6. 2. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Патент України № и 2006 02654. Вібраційний електродвигун. 3. Білоус Б.Д. А.с. 1418861 (СССР). Вибрационный электродвигатель. 4. Повидайло В.А., Щигель В.А., Мухамеджанов Р.И. А.с. №206395 Вибрационный питатель. 5. Повидайло В.А., Щигель В.А. Конструкция и расчет вибрационных бункерных питателей с гиперболоидным решетчатым торсионом: Сб. "Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении". – Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1972, – Вып. 12. – С. 115–122. 6. Білоус А.Б. Диференціальні рівняння руху маятникового вузла вібраційно-імпульсного рушія з гіперболоїдним торсіоном при кінетичному збуренні // *Машинознавство*. – 2005. – С. 3. 7. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Математична модель динаміки маятникового вібратора при кінетичному та силовому збуренні // *Машинознавство*. – 2006. – С. 5.

УДК 621.01:621-868

О.С. ЛАНЕЦЬ

Національний університет "Львівська політехніка"

ДЕЯКІ АСПЕКТИ СТВОРЕННЯ СИНФАЗНИХ ТРИМАСОВИХ СЕПАРАТОРІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА НАПРЯМЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНА

© Ланець О.С., 2007

Викладено деякі аспекти у створенні тримасових сепараторів з електромагнітним приводом та напрямленими коливаннями робочого органа. Новизною цих конструкцій є використання ефекту "нульової жорсткості" в багатомасових механічних коливальних системах з синфазним рухом коливальних мас.

In the article some aspects in creation of threemass separators from electromagnetic drive and the directed vibrations of working organ are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one "zero inflexibility" in the multimass mechanical oscillating systems with cophased motion of oscillating masses.

Вступ. Вібротехнології, завдяки своїм унікальним фізичним властивостям, що ґрунтуються на природних закономірностях процесів коливання, дають змогу ефективно застосовувати їх в механіці; на операціях транспортування, сепарування, дозування, орієнтування, зміцнення, фасування, полірування, шліфування, покриття тощо деталей, виробів, сипких середовищ. Прикладне застосування в техніці простого коливального руху, здебільшого гармонійного, надало вібраційним технологіям своєрідної неповторності, простоти реалізації та в багатьох випадках неперевершеності. Забезпечуючи високу продуктивність та якість продукції, вібротехнології мають низьку собівартість, що є їх вагомою перевагою. Хіба можна порівняти за затратами впровадження технології дробеструйного оброблення деталей та вібраційного об'ємного оброблення, де використовується лише контейнер, заповнений віброобразивним наповнювачем; закупівлю дорогих пресів для ущільнення бетоноsumіші і створення вібраційних майданчиків такого самого призначення; застосування складних технічних засобів для поштучної подачі деталей з навалу, орієнтування та застосування вібраційних бункерних живильників. Саме економічні чинники,