

УДК 621.313.323

DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2019.54.052>

РЕЖИМИ РОБОТИ ЛІНІЙНОГО МАГНІТОЕЛЕКТРИЧНОГО ДВИГУНА ЯК ЕЛЕМЕНТА ВІБРОУДАРНОЇ СИСТЕМИ

Р.П. Бондар^{1*}, канд. техн. наук, **О.Д. Подольцев**^{2**}, докт. техн. наук

¹ – Київський національний університет будівництва і архітектури,
пр. Повітрофлотський, 31, Київ, 03037, Україна

е-mail: rpbondar@gmail.com

² – Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ, 03057, Україна

Розглянуто двомасову віброударну систему з приводом від лінійного магнітоелектричного двигуна вібраційної дії. Запропоновано модель для дослідження динамічних процесів у системі, що ґрунтується на схемі заміщення із зосередженими параметрами. Для моделювання сили удару приймається сила контактної взаємодії, що описується формулою Герца. Проведено дослідження режимів механічних коливань та поведінки динамічних змінних залежно від значення напруги живлення двигуна. На основі нелінійних рівнянь динаміки системи, а також за допомогою методу точкових відображень й діаграми біфуркації показано наявність періодичних, квазіперіодичних та хаотичних режимів роботи віброударної системи. Бібл. 13, рис. 10.

Ключові слова: двомасова віброударна система, лінійний магнітоелектричний двигун, квазіперіодичний режим, хаотичний режим.

Вступ. Вібраційні технології є основою багатьох сучасних технологічних процесів, пов'язаних з переміщенням та обробкою матеріалів, ущільненням, сортуванням, гранулюванням тощо. Лінійні магнітоелектричні машини використовуються у випробувальних та калібрувальних стендах, віброізоляційних платформах, для поглинання енергії ударів у підвісках автомобілів та ін. Залежно від призначення такі пристрої можуть як утворювати вібраційні навантаження, так і, навпаки, їх зменшувати.

Застосування лінійних магнітоелектричних двигунів (ЛМД) вібраційної дії в приводах будівельних машин забезпечує низку переваг, основними з яких є широкий частотний робочий діапазон, відсутність механічних передач, а, отже, надійність і низький рівень шуму, а також можливість регулювання експлуатаційних характеристик у автоматичному режимі.

Динамічна поведінка двомасових віброударних систем за умови синусоїдного збудження відносно добре відома. Для моделювання сили удару зазвичай застосовується модель Ньютона [1] або Герца [2].

Наявність нелінійності, зумовленої ударним типом навантаження, в сукупності з нелінійними характеристиками приводу спричиняє суттєву зміну динамічних властивостей системи. Взаємодія електричної та механічної частин робить систему більш складною, а іноді й непередбачуваною. Залежно від значень параметрів машини може змінюватись режим коливань, порушуватись стабільність, виникають небажані або неефективні режими роботи. Тому актуальним є питання дослідження динамічної поведінки приводу в залежності від параметрів вібраційної системи з метою забезпечення таких режимів роботи, що найкраще відповідають вимогам технологічного процесу.

Метою роботи є дослідження динамічних властивостей двомасової електромеханічної системи з приводом від лінійного магнітоелектричного вібраційного двигуна під час роботи на віброударне навантаження.

Модель двомасової віброударної системи з лінійним електроприводом. Для ударно-вібраційних машин, що застосовуються в будівельному виробництві під час ущільнення бетону або формування бетонних виробів, типовою є двомасова механічна схема, яка показана на рис. 1, де ЛМД вібраційної дії 1 за допомогою ударника 2 періодично здійснює удари по демпферу 3. Між ударником та демпфером має місце попередній зазор Δ . Система здійс-

не переміщення під дією періодичної електромагнітної сили F_{ev} . Верхня маса m_p моделює раму з платформою 4, до якої кріпиться двигун вібраційної дії 1. Платформа ізолюється від фундаменту за допомогою опорних амортизаторів з коефіцієнтом жорсткості k_p .

Збудником періодичної електромагнітної сили F_{ev} розглядається циліндричний лінійний магнітоелектричний двигун вібраційної дії з гладкою (беззубцевою) структурою статора і постійними магнітами на якорі [3].

У моделі приймаються такі припущення:

- коливальні маси являють собою абсолютно жорсткі тіла;
- поведінка пружних елементів описується законом Гука, тобто їх жорсткість є постійною величиною;
- маса m_p враховує також приєднану масу навантаження (масу бетонної суміші тощо);
- система знаходиться в положенні механічної рівноваги, коли існує статична рівновага між силою тяжіння та силами пружності;
- удар є прямим і центральним, тобто вектор швидкості та нормалі до поверхні тіл у точці зіткнення проходить через їх центри мас.

Якщо прийняти за початок координати переміщення положення механічної рівноваги системи (положення мас за відсутності сили F_{ev}), то наведеній схемі відповідають такі рівняння:

$$\left. \begin{aligned} u_v &= i_v(R_{sv} + R_{mag}) + L_v \frac{di_v}{dt} + \frac{dL_v}{dx} \frac{dx}{dt} i_v + \frac{d\Psi_{pm}}{dx} \frac{dx}{dt}; \\ m_a \frac{d^2 x_a}{dt^2} &= F_{ev} - k_v x - b_v \frac{dx}{dt} - F_{im} - F_{Cf} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt}; \\ m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} &= -F_{ev} + k_v x + b_v \frac{dx}{dt} + F_{im} + F_{Cf} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} - k_p x_p - b_p \frac{dx_p}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де u_v, i_v – відповідно напруга та струм обмотки двигуна; R_{sv}, L_v – відповідно активний опір та індуктивність обмотки; R_{mag} – активний опір, що відповідає магнітним втратам у осерді; Ψ_{pm} – потокозчеплення обмотки, зумовлене полем постійних магнітів; x – переміщення якоря відносно статора; m_a – маса якоря двигуна; k_v – коефіцієнт жорсткості пружної підвіски двигуна; b_v – коефіцієнт в'язкого тертя, який враховує механічні втрати в двигуні; F_{im} – сила удару; F_{Cf} – сила сухого кулонівського тертя; x_a – переміщення якоря відносно нерухомої системи координат ($x_a = x + x_p$); x_p – переміщення платформи; m_p – сумарна маса платформи та приєднана маса навантаження; k_p – коефіцієнт жорсткості амортизаторів платформи; b_p – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя, що враховує втрати в амортизаторах платформи та в навантаженні.

У випадку беззубцевої конструкції статора ЛМД (коли відсутні зубцеві гармоніки та міжзубцеві сили зчеплення) електромагнітна сила виражається через похідну від магнітної енергії

$$F_{ev} = \left. \frac{\partial W_m}{\partial x} \right|_{i_v = const} = \frac{d\Psi_{pm}}{dx} i_v + \frac{1}{2} \frac{dL_v}{dx} i_v^2. \quad (2)$$

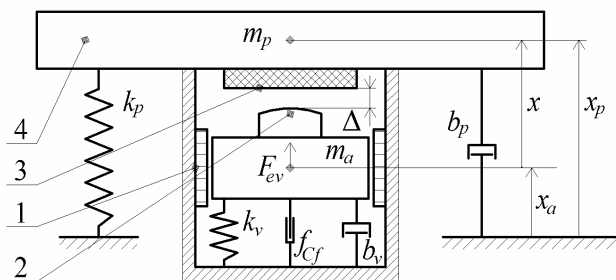


Рис. 1

Для моделювання сили удару приймається сила контактної взаємодії, що описується формулою Герца [2]:

$$F_{im} = K_{im} \alpha^{3/2}, \quad (3)$$

де $\alpha = x - \Delta$ – відносне зближення тіл; $K_{im} = 4q \left[3(\delta_1 + \delta_2) \sqrt{A+B} \right]^{-1}$ – стала, яка враховує властивості матеріалів, що ударяються; q, A, B – константи, що характеризують геометрію зони контакту; $\delta_1 = (1 - \mu_1^2)(E_1\pi)^{-1}$; $\delta_2 = (1 - \mu_2^2)(E_2\pi)^{-1}$; μ_1, μ_2, E_1, E_2 – відповідно коефіцієнти Пуассона та модулі Юнга для обох тіл.

Сила удару F_{im} дорівнює виразу (3), коли $x > \Delta$, і рівна нулю, якщо $x \leq \Delta$.

Динамічні режими двомасової віброударної системи з приводом від ЛМД вібраційної дії. Для вирішення системи рівнянь (1) приймалися такі значення параметрів системи: коефіцієнт електромагнітної сили $d\Psi_{pm}/dx = 12,5$ Н/А; активний опір обмотки статора $R_{sv} = 2,67$ Ом; маса якоря двигуна $m_a = 9,8$ кг; коефіцієнт в'язкого тертя $b_v = 32$ кг/с; сила сухого тертя $F_{cf} = 2,5$ Н; коефіцієнт жорсткості пружної підвіски двигуна $k_v = 153291$ Н/м; маса платформи $m_p = 31,2$ кг; попередній зазор $\Delta = 0,0027$ м; коефіцієнт в'язкого тертя $b_p = 35$ кг/с; коефіцієнт жорсткості амортизаторів платформи $k_p = 306582$ Н/м.

Суттєве спрощення аналізу динамічної поведінки системи досягається шляхом дискретизації рівнянь, представлених у часовій області, згідно з методом точкових відображень або методом відображень Пуанкаре.

Для неавтономної системи, представленої рівняннями (1), побудову точкових відображень зазвичай виконують з періодом збудження, який в даному випадку рівний періоду напруги живлення ЛМД. Січна площина визначається як [4]

$$\Sigma := \left\{ (\mathbf{X}_k, \theta) \in \mathbb{R}^7 \times S^1 : \theta = \theta_0 \right\}, \quad (4)$$

де \mathbf{X}_k – вектор рішень; $S^1 = [0, 2\pi)$; θ – кутова координата, що має зміст фазового кута збудження.

Траєкторія \mathbf{X}_k з періодом $T = 2\pi/\omega$ проходить через поверхню Σ . Послідовність таких перетинів формує відображення Пуанкаре.

Загальний аналіз системи в просторі параметрів може бути виконаний за допомогою діаграм біфуркацій. Вони відображають якісні зміни динамічного режиму під час зміни параметрів системи. Так, для зазначених вище параметрів, система демонструє суттєву залежність динамічної поведінки від напруги живлення.

Відповідну діаграму біфуркацій швидкості якоря $v_a = dx_a/dt$ залежно від діючого значення напруги живлення ЛМД U_v показано на рис. 2. Значення швидкості фіксується в моменти часу $t = 2\pi m/\omega + \pi/2\omega$ (m – ціле число), що відповідають кутовій координаті напруги живлення, рівній $\theta = 2\pi m + \pi/2$. Частота напруги живлення становить $\omega = 153,9$ с⁻¹.

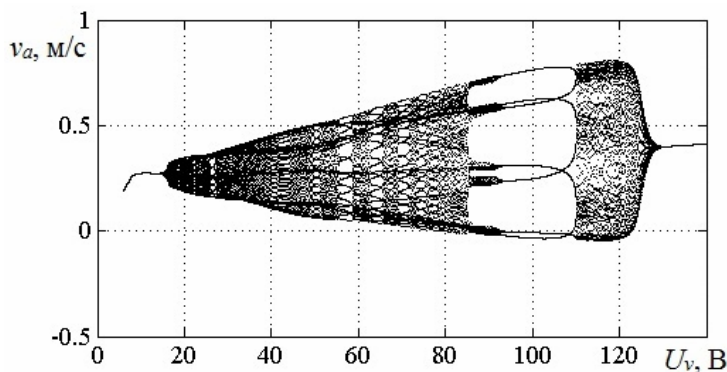
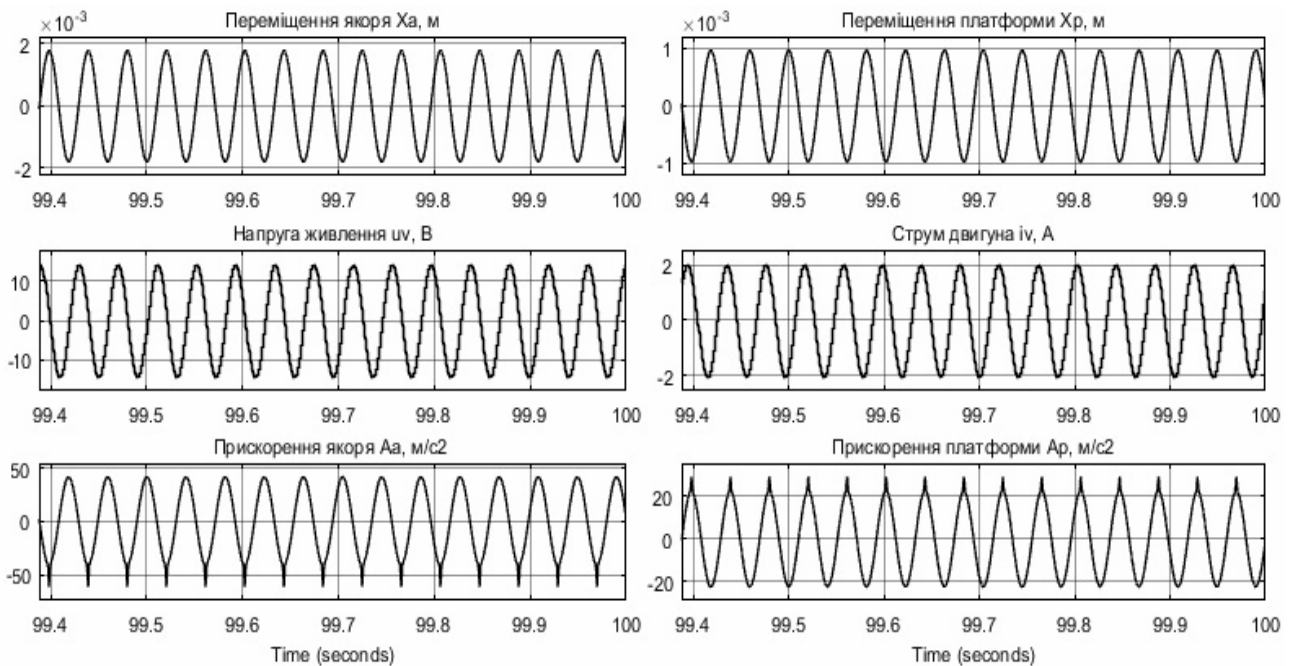
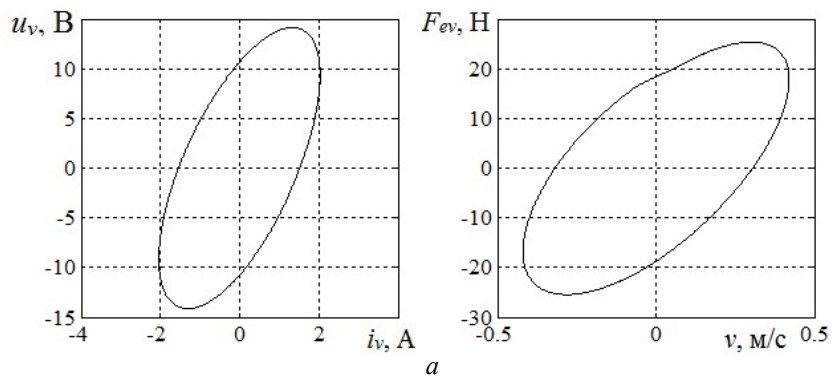


Рис. 2

З рисунку видно, що режим коливань суттєво змінюється під час зміни напруги живлення. У цьому разі рух системи в просторі зазначеного параметра відзначається чергуванням періодичних, квазіперіодичних та хаотичних режимів.

За невеликих значень напруги та ударних прискорень поведінка динамічних величин у часі є наближеною до гармонічної. Характерний випадок показано на рис. 3 для діючого значення напруги $U_v = 10$ В. Фазові портрети напруги та струму двигуна $u_v(i_v)$

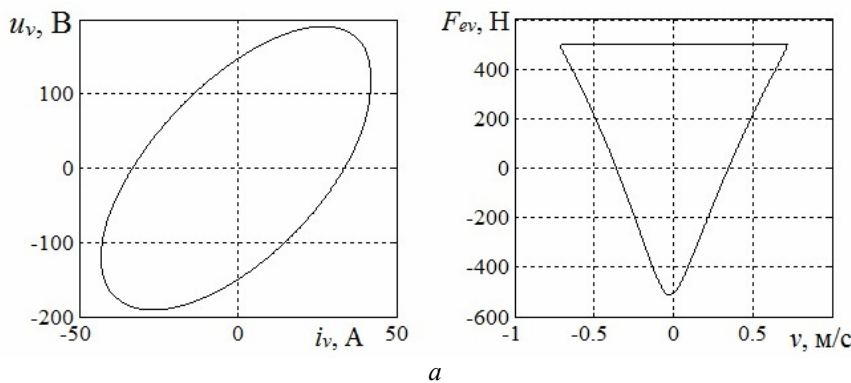


б
Рис. 3

і електромагнітної сили та швидкості якоря $F_{ev}(v)$ (рис. 3 а) ілюструють близьку до еліпсоїдної форму залежностей механічних та електричних величин. Тут $v = dx/dt$ – відносна швидкість якоря (швидкість якоря в системі координат, пов'язаній зі статором). Відповідні часові діаграми показано на рис. 3 б. Залежності відносяться до випадку, коли всі електромеханічні процеси в системі є усталеними.

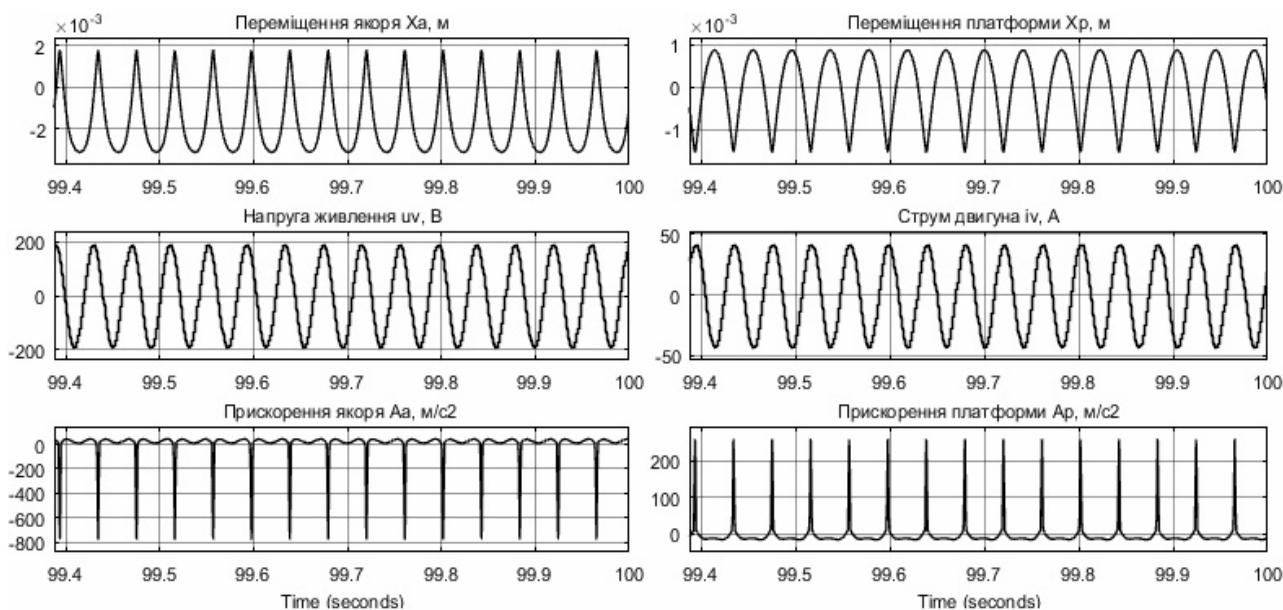
Збільшення напруги живлення, і, як наслідок, збільшення електромагнітної сили призводить до збільшення ударних прискорень та більш складної поведінки динамічних змінних. Фазові портрети для значення напруги живлення $U_v = 135$ В показано на рис. 4 а, звідки видно, що закон зміни напруги та струму в часі є близьким до синусоїдного на відміну від механічних величин, поведінка яких відрізняється від гармонічної. Відповідні часові залежності показано на рис. 4 б, що ілюструє значне зростання ударного прискорення та його суттєвий вплив на закон руху якоря та платформи.

Розглянуті вище періодичні режими відповідають випадкам, коли один удар припадає на один цикл збудження (для напруги $U_v = 10$ В) або на два цикли збудження (у випадку $U_v = 135$ В). Причому ударне прискорення має однакові значення кожного періоду удару. Якісно інший періодичний режим спостерігається за напруги $U_v = 100$ В. На рис. 5 а показано фазові портрети системи для цього випадку.



Розрахунок проводиться для усталеного режиму. Після закінчення перехідних процесів значення динамічних змінних фіксувались для проміжку часу 10 с, що відповідає 245 періодам напруги живлення.

З фазових діаграм, зображених на рис. 5 а видно, що фазовий портрет системи



б
Рис. 4

має сім фазових траєкторій. Досить складна поведінка динамічних змінних у часі (рис. 5 б), а також різні значення ударного прискорення обмежують застосування цього режиму в приводах віброударних будівельних машин.

Квазіперіодичні режими характеризуються більш складною, хоча й передбачуваною поведінкою динамічних змінних. На рис. 6 а показано фазові портрети системи для випадку, коли напруга живлення ЛМД становить $U_v = 35$ В. Відповідні часові діаграми зображено на рис. 6 б.

З наведеного рисунку видно, що фазовий портрет системи формується з множини траєкторій, кожна з яких характеризується певним значенням ударного прискорення та струму двигуна.

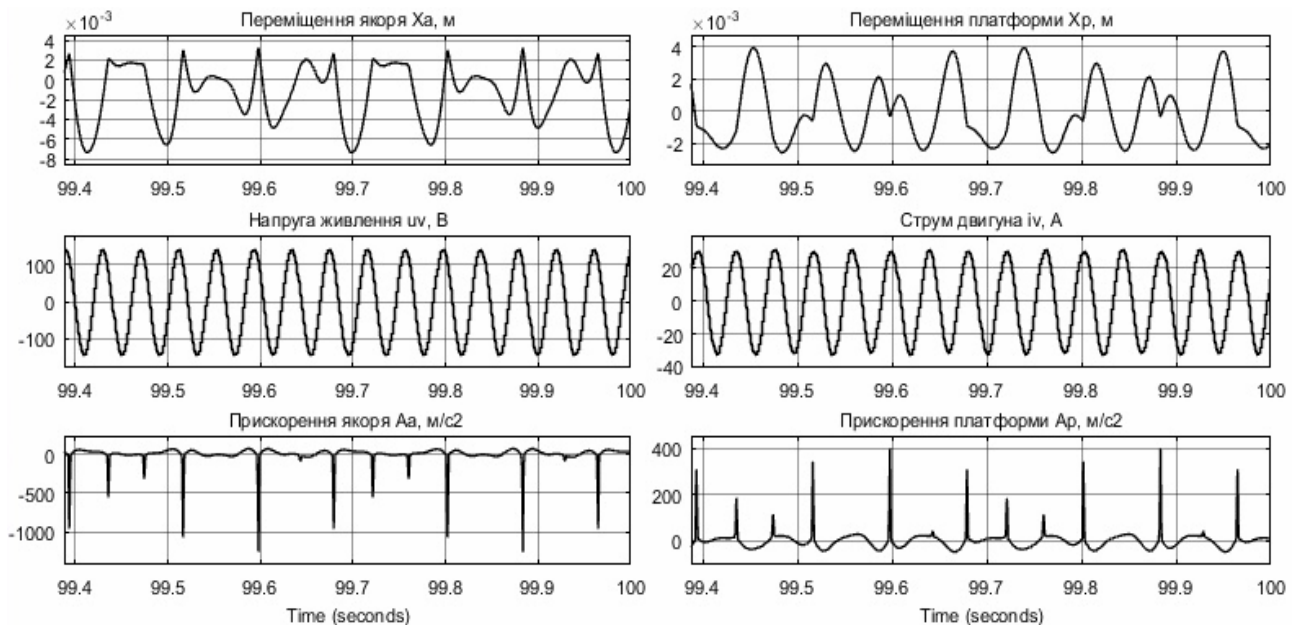
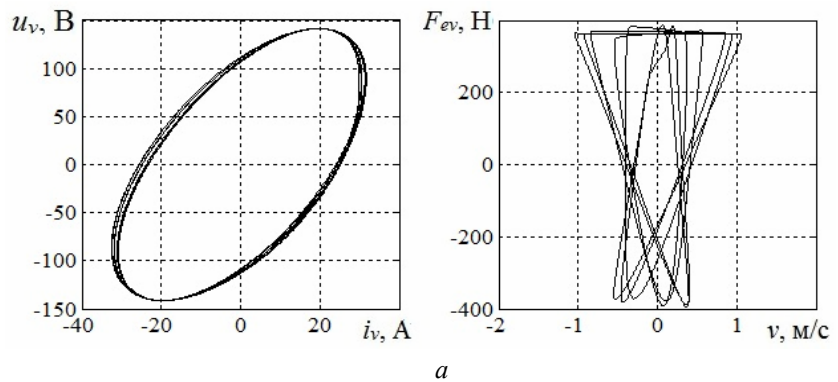
Квазіперіодичні режими коливань не мають широкого застосування в традиційних приводах вібраційних будівельних машин, проте їх дослідження становить певний теоретичний інтерес. Те ж саме стосується хаотичних режимів, хоча останнім часом проводяться активні дослідження, що стосуються їх контролю, можливого використання або уникнення.

На практиці хаотичний режим коливань застосовують, зокрема, для ущільнення ґрунтів [5] або речовин, які мають гранулометричний чи порошкоподібний стан. Вважається, що даний режим вібрації, маючи широкий спектр, сприяє зменшенню сил тертя між окремими частинками й робить процес ущільнення більш ефективним. За умови застосування відповідної системи керування такі машини мають значно простішу конструкцію внаслідок зменшення кількості коливальних мас. Порівняльні дослідження, наведені в [6], свідчать про те,

що ущільнювачі з хаотичним законом руху робочого органу забезпечують краще ущільнення порівняно з традиційними машинами з гармонічним збудженням.

Хаотичний режим коливань застосовують також в змішувачах, особливо в тих випадках, коли змішуються речовини, які, за умови використання традиційних змішувачів, досить легко розшаровуються [7].

Змішувачі з хаотичним режимом коливань можуть реалізовуватись за допомогою досить складних механічних схем [8], що робить машину ненадійною та складною в налаштуванні. Інший спосіб полягає в застосуванні спеціальних алгоритмів керування [9], що значно спрощує конструкцію машини.



б
Рис. 5

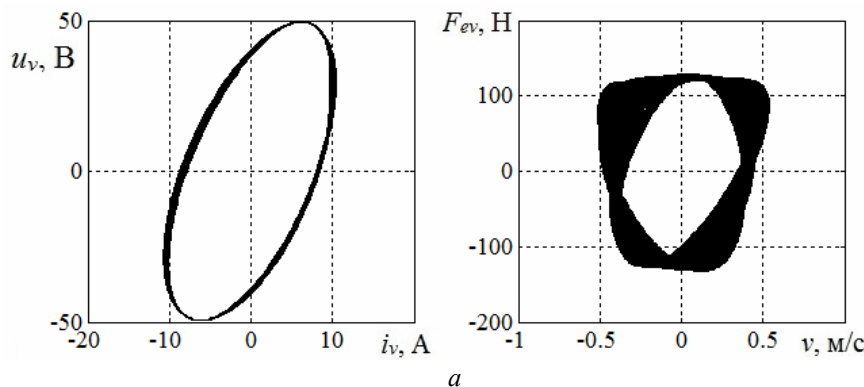
У системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря будівель хаотичні режими застосовують з метою досягнення комфортних для перебування людей умов. Дослідження, проведені в цій області, свідчать, що люди почувають себе під час відпочинку більш комфортно, якщо температура приміщення змінюється незначно, й віддають перевагу суттєвим змінам температури, коли працюють [10]. Це сприяє підвищенню працездатності та надає відчуття свіжості повітря.

Хаотичний режим руху застосовують також у шліфувальних машинах, що переважають за ефективністю та якістю шліфувальної поверхні традиційні [11].

Хаотичні режими коливань не є періодичними чи квазіперіодичними. Вони характеризуються широким частотним спектром та суттєвою чутливістю до початкових умов [6].

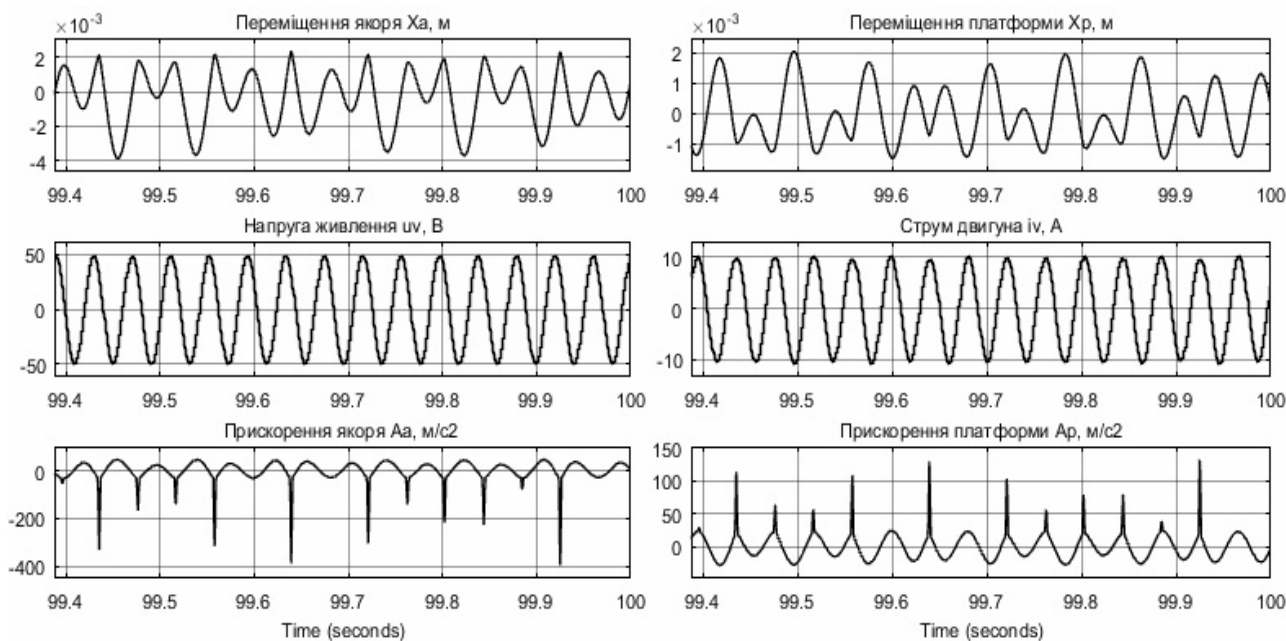
Фазові діаграми для випадку, що ілюструють хаотичний режим і відносяться до значення напруги живлення $U_v = 115 \text{ В}$, показано на рис. 7 а. Відповідні часові залежності зображено на рис. 7 б.

Для динамічних систем чутливість до початкових умов вимірюється значенням експонент Ляпунова. Це поняття пов'язане також зі спектром експонент Ляпунова λ_i ($i = 1, 2, \dots, n$),



де n – кількість динамічних змінних у рівняннях системи. Наявність додатної експоненти є достатньою для діагностики хаосу і презентує локальну нестабільність (у дисипативних системах сума всіх експонент є негативною, тобто така система глобально є стабільною [12]).

Обчислення експо-



б

Рис. 6

нент Ляпунова може бути виконано на підставі рівнянь динаміки системи або шляхом їх лінеаризації [13], або шляхом реконструкції атрактора з відповідних часових залежностей динамічних величин [12, 13].

Для реконструкції атрактора досліджуваної системи використовувався вектор рішень, що має інформаційну розмірність $n_i = 7$ виду $\mathbf{X}_k = \left[x_a, x_p, i_v, \frac{dx_a}{dt}, \frac{dx_p}{dt}, \frac{di_v}{dt}, \frac{d^2x_p}{dt^2} \right]$.

Значення динамічних змінних фіксувались з періодом $T = 2\pi/\omega$ для проміжку часу 400 с, що відповідає 9800 періодам напруги живлення.

Найбільше значення експоненти Ляпунова λ_{\max} визначалось апроксимацією за допомогою методу найменших квадратів лінії, що визначається рівнянням [12]

$$y(i_t) = \frac{1}{i_t \Delta t} \sum \ln d_j(i_t),$$

де i_t – крок дискретного часу; $\Delta t = 2\pi/\omega$ – період дискретизації; $d_j(i_t) = \min_{\mathbf{X}_{\hat{j}}} |\mathbf{X}_j - \mathbf{X}_{\hat{j}}| = C_j e^{\lambda_{\max}(i_t \Delta t)}$; $\mathbf{X}_{\hat{j}}$ – найближча точка, отримана мінімізацією відстані до точки \mathbf{X}_j ; C_j – константа нормалізації.

Для показаного на рис. 7 випадку максимальне значення експоненти становить $\lambda_{\max} = 0,53$.

Аналіз діаграми біфуркації (рис. 2) свідчить про те, що хаотичні режими коливань можуть спостерігатись і за невеликих значень напруги. На рис. 8 показано часові залеж-

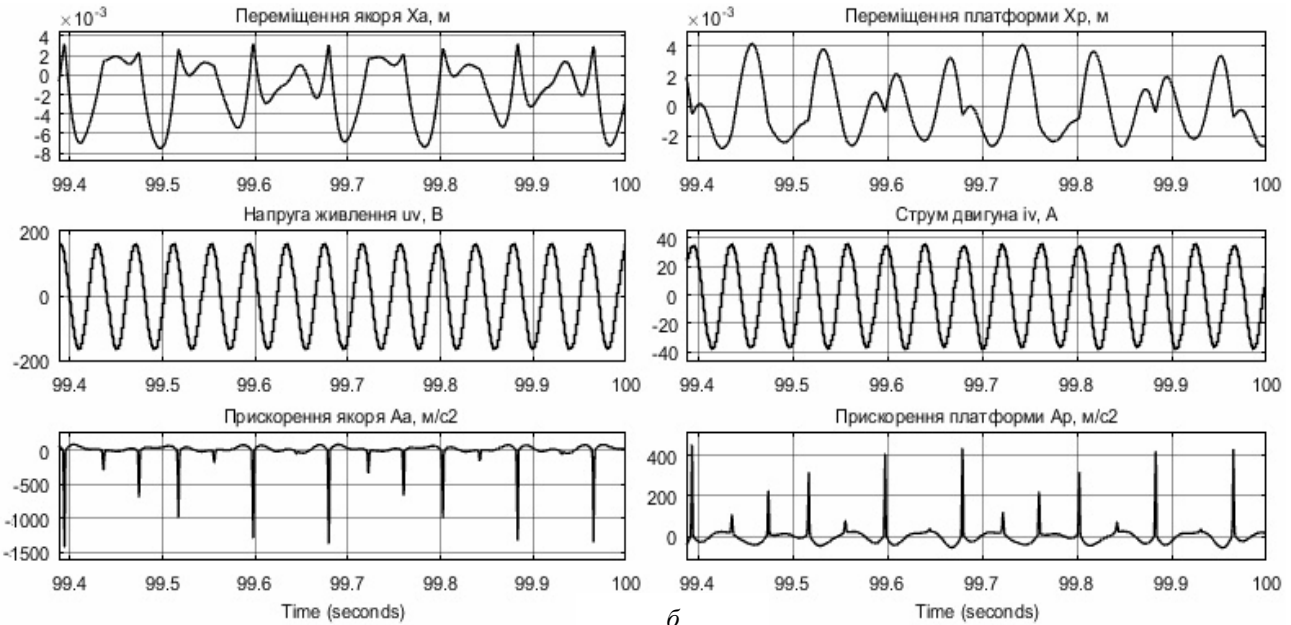
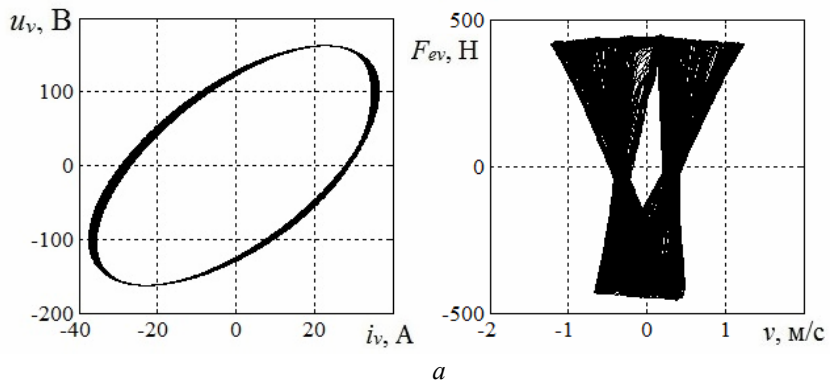


Рис. 7

ності для напруги живлення 25 В. Максимальне значення експоненти в цьому разі становить $\lambda_{\max} = 0,32$.

Наявність хаотичних процесів притаманна системам із багатьма ступенями вільності. Розглянуті вище режими відповідають випадку живлення ЛМД від джерела напруги, коли

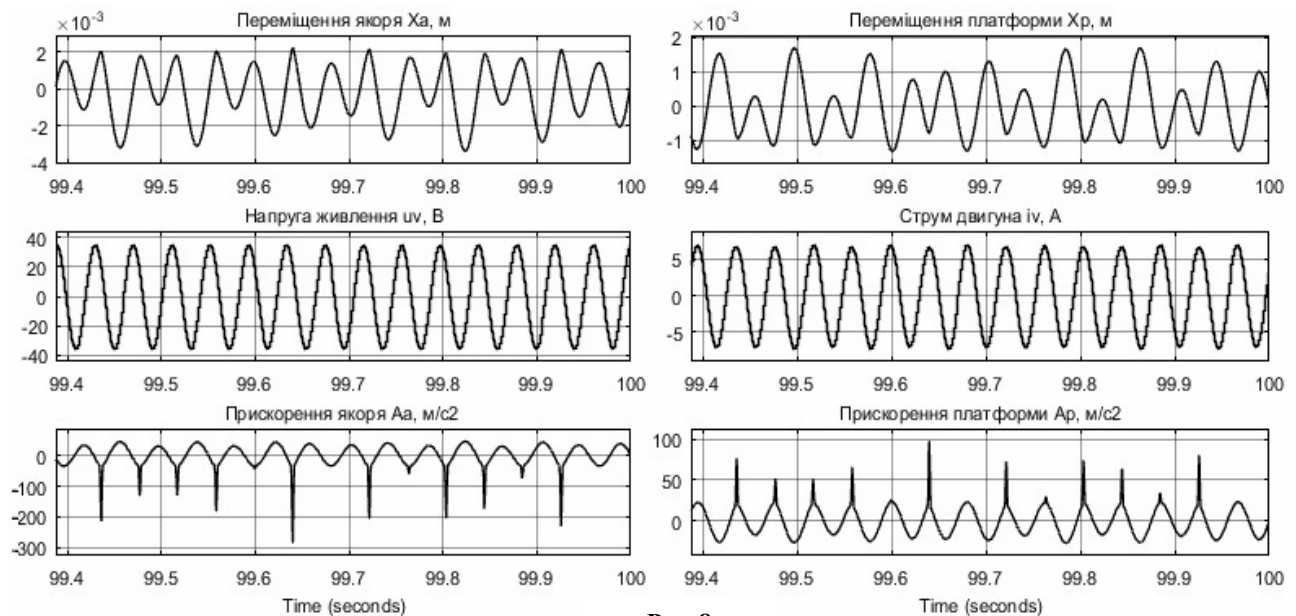


Рис. 8



Рис. 9

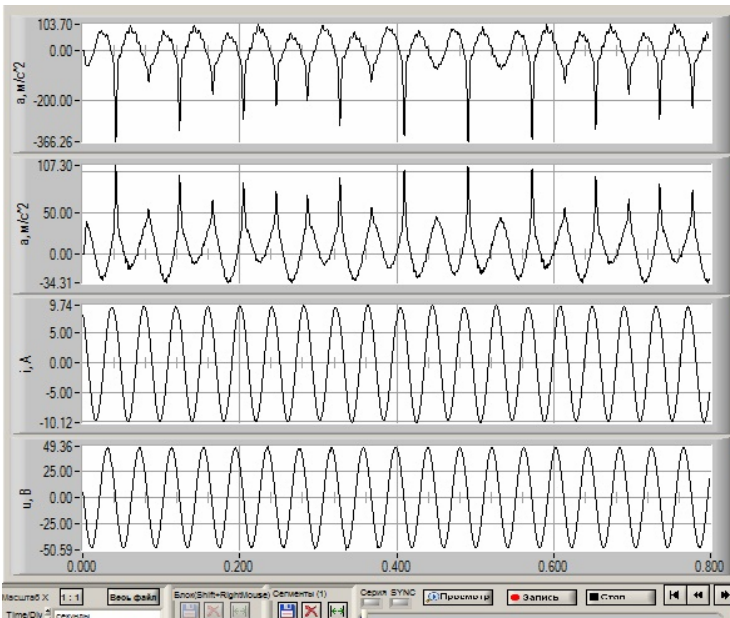


Рис. 10

– квазіперіодичному.

З рисунків видно, що миттєві значення величин, отримані експериментальним шляхом, добре узгоджуються з результатами відповідних розрахунків, поданих на рис. 8 та 6. Деякі розбіжності можна пояснити більш складною динамікою експериментальної установки внаслідок скінченної жорсткості коливальних тіл та нелінійних властивостей системи, знехтуваних у розрахунковій моделі.

Висновки. Проведене дослідження динамічних властивостей двомасової віброударної електромеханічної системи з приводом від лінійного магнітоелектричного двигуна свідчить про наявність трьох можливих режимів її роботи: періодичного, квазіперіодичного та хаотичного.

Зміна динамічної поведінки системи залежно від її параметрів проявляється не тільки в переході з одного режиму коливальності до іншого чи навпаки. Кожен з можливих режимів (періодичний, квазіперіодичний або хаотичний) може суттєво змінювати свій характер під час руху в просторі параметрів і спричиняти ту чи іншу поведінку динамічних змінних.

Режим роботи системи значною мірою залежить від її параметрів, а також від зна-

рівняння динаміки системи (1) мають три ступені свободи.

Очевидно, що динамічні властивості системи також суттєво залежать від типу системи керування. Зокрема, якщо використовується джерело синусоїдного струму, то система демонструє стійку періодичну поведінку в широкому діапазоні зміни інших параметрів.

Експериментальні дані.

Експериментальні дослідження двомасової віброударної системи з приводом від ЛМД вібраційної дії проводились за допомогою дослідної установки з параметрами, що відповідають прийнятим під час розрахунку.

На рис. 9 наведено експериментальні дані, отримані для напруги живлення ЛМД $U_v = 25\text{ В}$. На часових діаграмах показано відкалібровані відповідно до чутливості датчиків залежності динамічних величин: прискорення якоря (рис. 9 а); прискорення платформи (рис. 9 б); струму двигуна (рис. 9 в) та напруги (рис. 9 з).

Аналогічні залежності для напруги живлення $U_v = 35\text{ В}$ наведено на рис. 10. Згідно з аналізом, представленим вище, перше значення напруги відповідає хаотичному режиму коливальності, друге

чення напруги живлення ЛМД, що дає змогу реалізувати різні динамічні режими залежно від вимог технологічного процесу.

Застосування двомасової віброударної системи з приводом від ЛМД дає змогу спростити механічну схему та покращити керованість вібраційних машин зі складними динамічними режимами коливань.

Фінансується за держбюджетною темою «Розвинути теорію імпульсних і високочастотних перехідних електромагнітних процесів у енергетичних і технологічних резонансних установках та високовольтних кабельних лініях електропередачі» (шифр «ЕЛКАБ»), що виконується за Постановою Бюро ВФТПЕ 04.07.2017 р., протокол №11. Державний реєстраційний номер роботи 0117U007713.

1. Guanwei L., Zhang Y., Jianhua X., Jianguang Z. Vibro-impact dynamics near a strong resonance point. *Acta Mechanica Sinica. Lixue Xuebao*. 2007. Vol. 23. Pp. 329–341. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s10409-007-0072-7>.
2. Баженов В.А., Погорелова О.С., Постникова Т.Г., Лукьянченко О.А. Численные исследования динамических процессов в виброударных системах при моделировании удара силой контактного взаимодействия. *Проблемы прочности*. 2008. № 6. С. 82–90.
3. Бондар Р.П. Дослідження характеристик магнітоелектричного лінійного вібраційного двигуна при роботі на пружно-в'язке навантаження. *Електротехніка і електромеханіка*. 2019. № 1. С. 9–16. DOI: <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2019.1.02>.
4. Parker T. S., Chua L. O. *Practical Numerical Algorithms for Chaotic Systems*. Berlin etc., Springer-Verlag. 1989. 348 p.
5. Long Y.J. Chaotic dynamics and compaction engineering. *Proceedings of the Third International Conference on Soft Soil Engineering*. 2001. Pp. 143–147.
6. Chau K.T., Wang Z. *Chaos in Electric Drive Systems: Analysis, Control and Application*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2011. 318 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.1002/9780470826355>.
7. Dong L., Johansen S.T., Engh T.A. Flow induced by an impeller in an unbaffled tank – I. Experimental. *Chemical Engineering Science*. 1994. Vol. 49 (4). Pp. 549–560. DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(94\)80055-3](https://doi.org/10.1016/0009-2509(94)80055-3).
8. Jana S.C., Sau M. Effects of viscosity ratio and composition on development of morphology in chaotic mixing of polymers. *Polymer*. 2004. Vol. 45 (5). Pp. 1665–1678. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymer.2003.12.047>.
9. Chau K.T., Ye S., Gao Y., Chen J.H. Application of chaotic-motion motors to industrial mixing processes. *Proceedings of IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*. 2004. Vol. 3. Pp. 1874–1880.
10. Wyon D.P. The role of the environment in buildings today: thermal aspects (factors affecting the choice of a suitable room temperature). *Build International*. 1973. Vol. 6. Pp. 39–54.
11. Ito S., Narikiyo T. Abrasive machining under wet condition and constant pressure using chaotic rotation (in Japanese). *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*. 1998. Vol. 64. Pp. 748–752.
12. Rosenstein M. T., Collins J. J., De Luca C. J. A practical method for calculating largest Lyapunov exponents from small data sets. *Physica D: Nonlinear Phenomena*. 1993. Vol. 65 (1–2). Pp. 117–134. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(93\)90009-P](https://doi.org/10.1016/0167-2789(93)90009-P).
13. Wolf A., Swift J. B., Swinney H. L., Vastano J. A. Determining Lyapunov exponents from a time series. *Physica D: Nonlinear Phenomena*. 1985. Vol. 16 (3). Pp. 285–317. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(85\)90011-9](https://doi.org/10.1016/0167-2789(85)90011-9).

УДК 621.313.323

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЛИНЕЙНОГО МАГНИТОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ КАК ЭЛЕМЕНТА ВИБРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ

Р.П. Бондар¹, канд. техн. наук, А.Д. Подольцев², докт. техн. наук

1 – Киевский национальный университет строительства и архитектуры,
пр. Воздухофлотский, 31, Киев, 03037, Украина

2 – Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев, 03057, Украина

Рассмотрена двухмассовая виброударная система с приводом от линейного двигателя вибрационного действия. Предложена модель для исследования динамических процессов в системе, которая основана на схеме замещения с сосредоточенными параметрами. Для моделирования силы удара принимается сила контактного взаимодействия, которая описывается формулой Герца. Выполнено исследование режимов механических колебаний и поведения динамических переменных в зависимости от значения напряжения питания двигателя. На основании нелинейных уравнений динамики системы, а также с помощью метода точечных отображений и диаграммы бифуркации показано наличие периодических, квазипериодических и хаотических режимов работы виброударной системы. Библ. 13, рис. 10.

Ключевые слова: двухмассовая виброударная система, линейный магнитоэлектрический двигатель, квазипериодический режим, хаотический режим.

DYNAMIC BEHAVIOR OF THE LINEAR PERMANENT MAGNET MOTOR AS A ELEMENT OF TWO-MASS VIBRO-IMPACT SYSTEM**R.P. Bondar¹, A.D. Podoltsev²**

1 – Kyiv National University of Construction and Architecture,
pr. Povitroflotsky, 31, Kyiv, 03037, Ukraine,

2 – Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
pr. Peremohy, 56, Kyiv, 03057, Ukraine

The paper presents two-mass vibro-impact system with the tubular linear permanent magnet vibratory motor. The model of the system is grounded on an equivalent circuit with lumped parameters and takes account the dependence of electric parameters from an operating frequency. The model also considers magnetic losses in the motor core. We applied the Hertz's formula for modeling of an impact force. On the basis of nonlinear equations of system dynamics, and also by means of the Poincare map and bifurcation diagram, we have shown the influence of the supply voltage on the system's operation mode. Based on the derived system dynamical equations, the analysis of periodic, quasi-periodic and chaotic operating modes of the two-mass vibro-impact system is made. References 13, figures 10.

Key words: chaotic operating mode, linear permanent magnet motor, two-mass vibro-impact system.

1. Guanwei L., Zhang Y., Jianhua X., Jianguang Z. Vibro-impact dynamics near a strong resonance point. *Acta Mechanica Sinica. Lixue Xuebao*. 2007. Vol. 23. Pp. 329–341. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s10409-007-0072-7>.
2. Bazhenov V.A., Pogorelova OS, Postnikova T.G., Lukyanchenko O.A. Numerical studies of dynamic processes in vibro-impact systems in the simulation of impact by force of contact interaction. *Strength problems*. 2008. No 6. Pp. 82–90.
3. Bondar R.P. Investigation of characteristics of a magnetoelectric linear vibration motor when working on an elastic-viscous load. *Electrical engineering and electromechanics*. 2019. No. 1. Pp. 9–16. DOI: <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2019.1.02>.
4. Parker T. S., Chua L. O. *Practical Numerical Algorithms for Chaotic Systems*. Berlin etc., Springer-Verlag. 1989. 348 p.
5. Long Y.J. Chaotic dynamics and compaction engineering. *Proceedings of the Third International Conference on Soft Soil Engineering*. 2001. Pp. 143–147.
6. Chau K.T., Wang Z. *Chaos in Electric Drive Systems: Analysis, Control and Application*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2011. 318 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.1002/9780470826355>.
7. Dong L., Johansen S.T., Engh T.A. Flow induced by an impeller in an unbaffled tank – I. Experimental. *Chemical Engineering Science*. 1994. Vol. 49 (4). Pp. 549–560. DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(94\)80055-3](https://doi.org/10.1016/0009-2509(94)80055-3).
8. Jana S.C., Sau M. Effects of viscosity ratio and composition on development of morphology in chaotic mixing of polymers. *Polymer*. 2004. Vol. 45(5). Pp. 1665–1678. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymer.2003.12.047>.
9. Chau K.T., Ye S., Gao Y., Chen J.H. Application of chaotic-motion motors to industrial mixing processes. *Proceedings of IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*. 2004. Vol. 3. Pp. 1874–1880.
10. Wyon D.P. The role of the environment in buildings today: thermal aspects (factors affecting the choice of a suitable room temperature). *Build International*. 1973. Vol. 6. Pp. 39–54.
11. Ito S., Narikiyo T. Abrasive machining under wet condition and constant pressure using chaotic rotation (in Japanese). *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*. 1998. Vol. 64. Pp. 748–752.
12. Rosenstein M. T., Collins J. J., De Luca C. J. A practical method for calculating largest Lyapunov exponents from small data sets. *Physica D: Nonlinear Phenomena*. 1993. Vol. 65 (1–2). Pp. 117–134. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(93\)90009-P](https://doi.org/10.1016/0167-2789(93)90009-P).
13. Wolf A., Swift J. B., Swinney H. L., Vastano J. A. Determining Lyapunov exponents from a time series. *Physica D: Nonlinear Phenomena*. 1985. Vol. 16 (3). Pp. 285–317. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(85\)90011-9](https://doi.org/10.1016/0167-2789(85)90011-9).

Надійшла 19.07.2019

Received 19.07.2019