

УДК 621.87

RESEARCH OF INJECTION DEVICES STRUCTURE INFLUENCE TO THE DYNAMICS WORK OF LINEAR MOTORS IN MECHATRONIC MODULES OF PACKING MOVEMENT

M. Iakymchuk, L. Kryvoplias-Volodina, S. Myronenko, V. Yakymchuk
National University of Food Technologies

Key words:

linear motor,
mechatronic module,
vacuum,
lever,
combined gripper

Article history:

Received 01.09.2020
Received in revised form
17.09.2020
Accepted 25.09.2020

Corresponding author:

mykolaiaiakymchuk.2016@
gmail.com

ABSTRACT

The article considers the possibility of using electric tracers of linear motion in packing equipment to perform operations of displacements of packages using different designs of gripping devices. It is established that the main factor of output of the control system of the mechatronic module with a linear motor from a steady mode of operation is the elastic vibrations of gripping devices with packaged food products, which together form additional perturbations. The obtained experimental harmonic graphs showed that the value of maximum acceleration is a component of the characteristics of inertial and driving forces and significantly affect the quality of implementation of a given law of motion.

It has been investigated that the control system operates without fail when the amplitude of the first harmonic is greater than the amplitude of all others, that is, when the driving force is greater than the inertia force. As soon as the amplitude of any of the other harmonics becomes greater than the amplitude of the first, that is, the inertial component increases, the control system begins to respond to such perturbation. An attempt is made to control the "model-observer" to compensate for the action of inertia, which leads to the appearance of additional self-oscillations. As a result of the imposition of external oscillations on the internal oscillations, they accumulate and become non-attenuating. According to the results of experimental studies, a mathematical and statistical model of determining the time of the process of raising and lowering the structural elements of group packing by a mechatronic module with a linear motor was obtained.

According to the results of studies of possible ways of counteracting the influence of elastic vibrations on the operation of a mechatronic module with a linear motor, it is proposed to limit their influence by establishing additional elements of compensation in the design of gripping devices.

The results obtained can be used to design mechatronic modules for moving packages using different designs of gripping devices.

DOI: 10.24263/2225-2916-2020-27-15

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ НА ДИНАМІКУ РОБОТИ ЛІНІЙНИХ ДВИГУНІВ У МЕХАТРОННИХ МОДУЛЯХ ПЕРЕМІЩЕННЯ УПАКОВОК

М. В. Якимчук, д-р техн. наук

Л. О. Кривопляс-Володіна, д-р техн. наук

С. М. Мироненко,

В. М. Якимчук

Національний університет харчових технологій

У статті розглядається можливість використання слідкувальних електричних приводів лінійного переміщення в пакувальному обладнанні для виконання операцій лінійних переміщень упаковок з використанням різних конструкцій захоплювальних пристроїв. Встановлено, що основним фактором відхилення роботи системи керування мехатронним модулем з лінійним електродвигуном від номінального режиму роботи є пружні коливання захоплювальних пристроїв, які є причиною додаткових збурень. За результатами досліджень можливих способів протидії впливу пружних коливань на роботу мехатронного модуля з лінійним електродвигуном запропоновано встановлення додаткових елементів компенсації в конструкції захоплювальних пристроїв. Отримані результати доцільно використовувати для синтезу мехатронних модулів переміщення упаковок з використанням різних конструкцій захоплювальних пристроїв.

Ключові слова: лінійний двигун, мехатронний модуль, вакуум, важіль, графік коливання.

Постановка проблеми. Однією з типових технологічних операцій в пакувальному обладнанні є переміщення упаковок. Традиційно для її виконання використовуються робочі органи, які виконують зворотно-поступальний рух. У новому поколінні пакувального обладнання передбачається, що така операція буде реалізовуватись мехатронними модулями з попередньо заданими законами руху та можливістю зупинки робочого органу в проміжних точках ходу. За результатами аналізу конструкцій типових механізмів і пристроїв переміщення встановлено, що в них використовуються пневматичний привод та електричний привод з різними видами передач. Останнім часом в електроприводах усе частіше використовується лінійний двигун [1], який забезпечує переміщення робочих органів та упаковок в операціях зіштовхування, піднімання та опускання в горизонтальній і вертикальній площинах.

Для визначення перспектив впровадження електричних приводів лінійного переміщення в пакувальному обладнанні був проведений огляд їх конструкцій та зроблений аналіз наукових праць. Так, у [2—5] розглянуто конструкції лінійних приводів, наведено методики їх розрахунку. Недоліком цих робіт є відсутність рекомендацій підбору лінійних приводів для обладнання пакувальної індустрії, де існують суттєві обмеження динаміки процесів переміщення шляхом впливу додаткових навантажень від упаковок. У [6—9] наведено дослідження динаміки технічних систем, викликаної пружними властивостями її елементів, та наведені розрахункові схеми у вигляді двомасової коливальної системи. У той же час у мехатронних системах для групового пакування виникає необхідність враховувати не тільки пружні, але й інерційні зв'язки.

Результати проведеного аналітичного дослідження наведені в табл. 1 у вигляді порівняльного аналізу різних типів приводів у пакувальному обладнанні.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика лінійних мехатронних модулів з пневматичними та електромеханічними приводами

Характеристики привода	Пневматичні приводи	Приводи з пасом	Приводи з передачею гвинт-гайка ковзання	Приводи з передачею гвинт-гайка кочення	Лінійний двигун
Навантаження	++	++	++	+++	++
Хід	+++	+++	++	++	+++
Швидкість	++	+++	+	++	+++
Прискорення	++	+++	+	+	+++
Точність зупинки	++	++	+++	+++	+++
Шум	++	+++	++	++	+++
Жорсткість	++	++	+++	+++	+++
Ціна	+++	++	++	++	++
Гнучкість переналадження	+++	+++	+++	+++	+++

Примітка: «+» — оцінка параметра «добре»; «++» — оцінка параметра «дуже добре»; «+++» — оцінка параметра «відмінно».

За результатами дослідження можна стверджувати, що перспектива — за розвитком електропривода з лінійним двигуном, який має ряд суттєвих переваг над іншими видами приводів.

Мета статті: дослідження впливу захоплювальних пристроїв на динаміку роботи лінійних двигунів у процесі переміщення мехатронними модулями упаковок з харчовим продуктом.

Результати і обговорення. Розглянемо операції піднімання та опускання упаковок мехатронним модулем лінійним двигуном і захоплювальним пристроєм у вертикальній площині. Вид захоплювального пристрою залежить від розмірів упаковок, її матеріалу, ваги, виду харчового продукту тощо. Способи кріплення захоплювального пристрою до мехатронного модуля з лінійним двигуном суттєво впливають на динаміку його роботи. Найбільш використовуваними захоплювальними пристроями є вакуумні, важільні, комбіновані. Розрахункові схеми мехатронного модуля з лінійним двигуном з кожним видом захоплювального пристрою наведено на рис. 1. Так, схему з вакуумним захоплювальним пристроєм, який має гофрокільця, можна представити у вигляді тримасової моделі (рис. 1, а), яка складається з маси механізму m_M , маси вантажу m_B і маси частин приводу m_D та двох пружних зв'язків, одним з яких — жорсткість конструкції механізму c_M , інший — жорсткість підвісу механізму захоплення вантажів c_B .

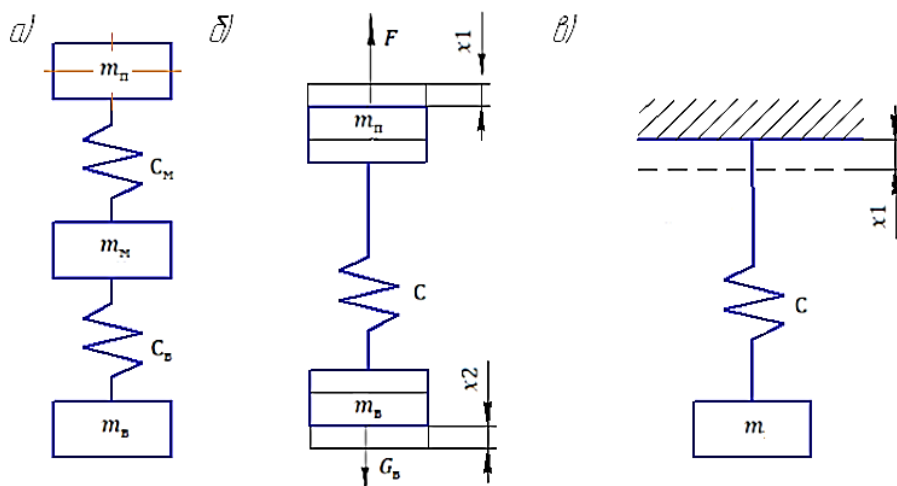


Рис. 1. Схеми модуля переміщення з лінійним двигуном: з вакуумним (а), механічним (б) і комбінованим (в) захоплювальними пристроями

Найбільш поширеною схемою є використання механічного захоплювального пристрою або вакуумного захоплювача без гофрокілець. Ураховуючи жорсткість конструкції таких пристроїв і відсутність гнучких елементів у системі з'єднання, розрахункову схему було зведено до двомасової моделі (рис. 1, б), замінивши жорсткість пристрою захоплення c_B і механізму c_M приведеною жорсткістю:

$$c = c_M \cdot c_B / (c_M + c_B). \tag{1}$$

Рушійною силою під час піднімання приведеної маси механізму m_M є сила F , а силою опору, яка діє на масу m_B , є вага вантажу G_B . Рух захоплювального пристрою з вантажем почнеться за умови $F > G_B$.

Перехідні процеси, які виникають під час розгону і гальмування захоплювального пристрою з вантажем за умови несталого руху системи врахуємо надлишковою силою, величина якої буде змінна в часі :

$$F - G_B = f(t). \tag{2}$$

З урахуванням рівняння (1) рух мас m_M та m_B запишемо в такому вигляді:

$$m_M \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) = f(t); \tag{3}$$

$$m_B \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) = -G_B, \tag{4}$$

де x_1, x_2 — координати мас m_M та m_B .

Після відповідних перетворень отримаємо рішення системи рівнянь (3) та (4) у такому вигляді:

$$\ddot{x}_1 = A_1 \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + B_1 \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \phi_1(t); \tag{5}$$

$$\ddot{x}_2 = A_2 \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + B_2 \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \phi_2(t), \quad (6)$$

де $\phi_1(t), \phi_2(t)$ — приватні рішення системи, які залежать від режимів розгону та гальмування захоплювального пристрою й описуються функцією $f(t)$; A_1, A_2, B_1, B_2 — сталі диференціювання.

Двічі інтегруючи рівняння (5) та (6), отримаємо координати мас m_1 та m_2 :

$$x_1 = A_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \times \\ \times - B_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \iint \phi_1(t) + C_1 t + D_1; \quad (7)$$

$$x_2 = A_2 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \times \\ \times t - B_2 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \iint \phi_2(t) + C_2 t + D_2, \quad (8)$$

де C_1, C_2, D_1, D_2 — сталі інтегрування.

Рівняння (7) та (8) характеризують рух мас m_M та m_B . Знаючи режим запуску системи або її зупинки — $f(t)$ та, відповідно, маючи змогу знайти приватні рішення нерівностей (7) і (8): $\phi_1(t)$ та $\phi_2(t)$, а також користуючись співвідношенням між x_1, x_2 та \dot{x}_1, \dot{x}_2 , з рівнянь (5) та (6) визначимо зведені коефіцієнти:

$$\frac{A_2}{A_1} = \alpha; \quad \frac{B_2}{B_1} = \beta; \quad \frac{C_2}{C_1} = \gamma; \quad \frac{D_2}{D_1} = \delta.$$

Тоді можна записати вирази, що мають однакові коефіцієнти:

$$x_1 = A_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t - \\ - B_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \iint \phi_1(t) + C_1 t + D_1; \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
 x_1 = & -\alpha A_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t - \\
 & -\beta B_1 \frac{m_M m_B}{c(m_M + m_B)} \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \iint \phi_1(t) + \gamma C_1 t + \delta D_1.
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Якщо в рівняння (9) та (10) підставити початкові та граничні умови роботи системи, то знайдемо конкретні рішення для x_1 та x_2 .

Деформація пружної ланки буде визначено різницею координат:

$$\begin{aligned}
 (x_1 - x_2) = & A_1 \frac{m_M m_B (\alpha - 1)}{c(m_M + m_B)} \sin \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t - B_1 \frac{m_M m_B (\beta - 1)}{c(m_M + m_B)} \\
 & \cos \sqrt{\frac{c(m_M + m_B)}{m_M m_B}} \cdot t + \iint \phi_1(t) - \iint \phi_2(t) + C_1 (1 - \gamma) t + D_1 (1 - \delta).
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

У третій схемі розглядалось піднімання упаковок за допомогою комбінованого захоплювального пристрою. В цій схемі жорсткістю підвіски було знехтувано, оскільки жорсткість металоконструкції комбінованої захоплювальної головки значно вища, а маси m_M та m_B розглядались поєднаними в одну масу m . Така конструкція зводиться до одномасової моделі (рис. 1, в).

Розглянемо процеси, які мають місце в роботі мехатронного модуля з лінійним двигуном під час піднімання або опускання упаковок. Такі процеси описуються системою диференціальних рівнянь електричної і механічної рівноваги, а також рівнянням перетворень електромагнітної енергії в механічну.

Спільність фізичних явищ перехідних процесів дає змогу при виводі рівняння лінійного асинхронного двигуна взяти за основу відому систему диференціальних рівнянь двигуна обертового руху [6; 7]. У лінійній асинхронній машині електромеханічне перетворення енергії відбувається на ділянці, де вторинний елемент має електромагнітний зв'язок зі статором. Розглянемо вплив зміни глибини занурення вторинного елемента на параметри активної частини машини. З умови рівності потужності при обертовому і поступальному русі можемо записати рівняння:

$$M \cdot \frac{1}{P} 2\pi f (1 - S_B) = F \cdot 2\tau \cdot f (1 - S_{II}),
 \tag{10}$$

де S_B і S_{II} — ковзання для обертового і поступального руху, відповідно

$$S_B = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}; S_{II} = \frac{v_0 - v}{v_0}.
 \tag{11}$$

З урахуванням рівнянь 10 та 11 запишемо математичну модель роботи лінійного асинхронного двигуна в системі координат u, v , що рухається в просторі з довільною швидкістю v_k :

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\psi_{u1}}{dt} &= u_{u1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_s \psi_{u1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_s K_r \psi_{u2} + v_k \psi_{v1}; \\
 \frac{d\psi_{v1}}{dt} &= u_{v1} - \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_s \psi_{v1} + \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_s K_r \psi_{v2} + v_k \psi_{u1}; \\
 \frac{d\psi_{u2}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_r \psi_{u2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_r K_s \psi_{u1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{v2}; \\
 \frac{d\psi_{v2}}{dt} &= -\frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_r \psi_{v2} + \frac{\pi}{\tau} v_0 \alpha_r K_s \psi_{v1} + \frac{\pi}{\tau} (v_k - v) \psi_{u2}; \\
 F &= -\frac{3 \pi^2 v_0 K_r}{2 \tau^2 \sigma X_s} K (\psi_{u2} \psi_{v1} - \psi_{u1} \psi_{v2}); \\
 \frac{dv}{dt} &= (F - F_c) / m; \\
 v &= dx / dt.
 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

де φ — кут між осями обмоток фаз a і A статора і вторинного елемента, ел. рад; ψ_{u1} і ψ_{v1} — потокозчеплення статора за осями u, v ; ψ_{u2} і ψ_{v2} — потокозчеплення ротора за осями u, v ;

Коефіцієнти системи рівнянь для пуску і гальмування визначаються параметрами двигуна та джерелом живлення в певному режимі роботи. Параметри u_{u1} , u_{v1} виражаються для ЛАД такими рівняннями (25):

$$\left. \begin{aligned}
 u_{u1} &= U_m \cos \left[(v_0 - v_K) \frac{\pi}{\tau} t + \gamma \right] \\
 u_{v1} &= U_m \sin \left[(v_0 - v_K) \frac{\pi}{\tau} t + \gamma \right]
 \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

де U_m — амплітуда фазної напруги; γ — фаза включення напруги.

Аналітичне рішення системи диференціальних рівнянь з метою знаходження залежності сили, швидкості, переміщення вторинного елемента, потокозчеплення та електричних струмів як функції часу можливе за умови використання обчислювальної техніки та математичних методів для системи нелінійних рівнянь.

Для дослідження роботи лінійного двигуна була розроблена та виготовлена експериментальна установка. Схема установки показана на рис. 2. Дослідження характеру впливу коливань на роботу лінійного двигуна проводились у три етапи з масами упаковок $m = 1$ до 4 кг за заданим законом руху (рис. 3), при значеннях прискорення від $a = 2,5$ до 10 м/с².

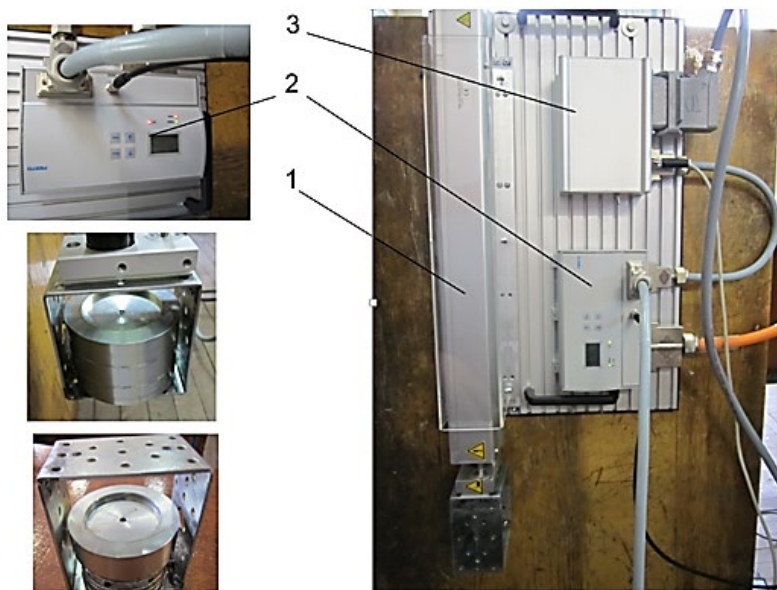


Рис. 2. Загальний вигляд експериментальної установки мехатронного модуля переміщення: 1 — лінійний електродвигун марки HME-16-200; 2 — контролер марки SFC-LAC; 3 — шина для обміну інформації між приводом і контролером; механічний захоплювальний пристрій з вантажем закріпленим жорстко (а) та вакуумний захоплювальний пристрій з вантажем закріпленим м'яко (б)

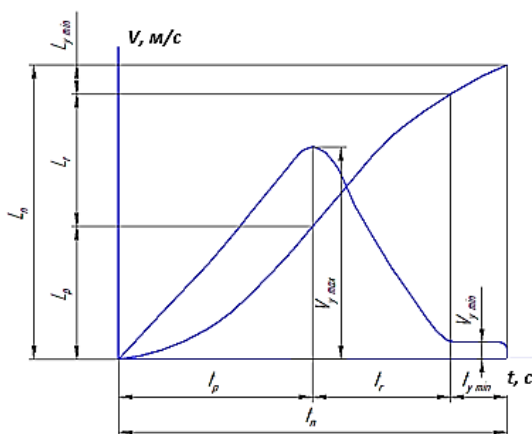


Рис. 3. Загальний вигляд оптимального за швидкодією закону руху робочих органів мехатронного модуля з лінійним двигуном за умови його максимальної продуктивності:

t_n — загальний час переміщення; t_p, t_Γ — час ділянок розгону та гальмування;
 $L_p; L_\Gamma$ — переміщення на етапі розгону та гальмування;
 $L_n; L_{y\min}$ — переміщення на етапі основного руху та позиціонування з відповідними швидкостями $V_{y\max}; V_{y\min}$

Порівняльні результати зміни кінематичних параметрів руху приведеної маси визначені аналітичним та експериментальним шляхом наведені на графіках (рис. 4, 5).

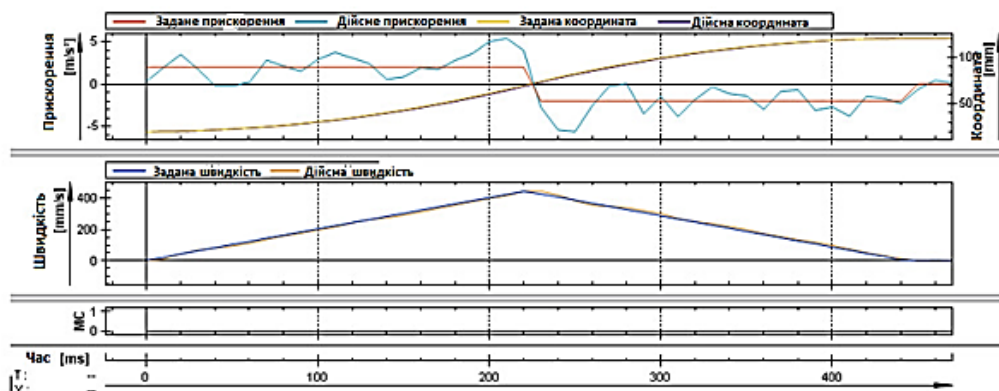


Рис. 4. Зміна кінематичних параметрів приведеної маси під час виконання операції піднімання упаковок вертикально розташованим мехатронним модулем з лінійним електродвигуном при початкових умовах: приведена маса $m = 4$ кг; хід до позиції зупинки по координаті $s = 150$ мм (при максимальному ході 300 мм); максимальне задане прискорення $a = 2,5$ м/с²

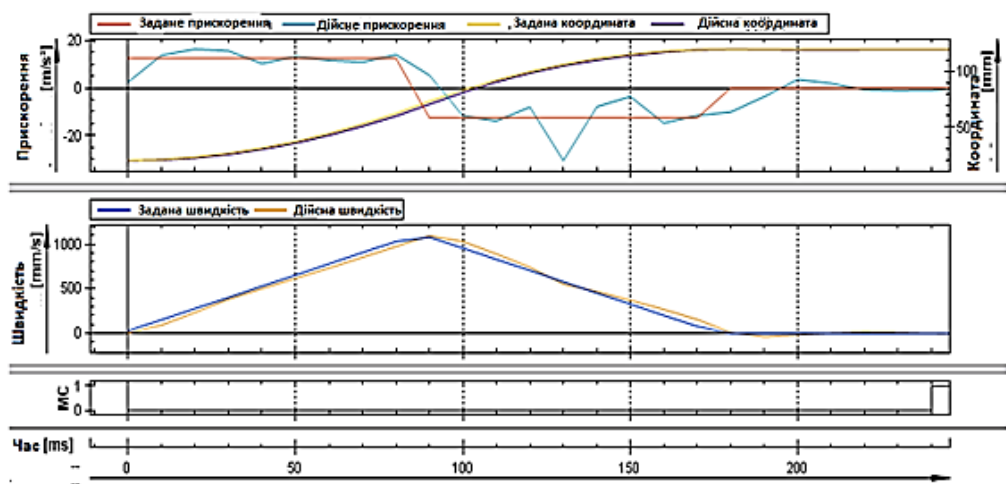


Рис. 5. Кінематичні параметри операції піднімання приведеної маси за оптимальним законом руху вертикально розташованим мехатронним модулем з лінійним електродвигуном при початкових умовах: приведена маса $m = 4$ кг; хід до позиції зупинки по координаті $s = 150$ мм (при максимальному ході 300 мм); максимальне задане прискорення $a = 10$ м/с²

На першому етапі аналізу графіки законів переміщення використовувалося розкладання в ряд Фур'є. Наприклад, загальний час переміщення для графіка рис. 3. становить 0,45 с, який в подальшому ділився на рівні проміжки, надалі спектри, по 10 мс. Для кожного спектра визначалось середнє значення функції. Другий етап передбачав отримання рівняння гармонік для цих спектрів, у такому вигляді :

$$y(t) = A \sin(\omega t + \phi) + B \cos(\omega t + \phi) + R, \tag{12}$$

де A — синусоїдальна складова, B — косинусоїдальна складова, R — постійна складова, φ — фаза, t — час переміщення, ω — кутова частота, яка визначається $\omega = 2 \pi f$.

Для полегшення оброблення результатів використовувалась спеціально розроблена програма «Гармоніки».

На третьому етапі за допомогою програми «MathCad» отримано графічні характеристики зміни гармонік від часу шляхом накладання їх на загальні координати. Результати оброблення експериментальних графіків (рис. 4 і 5) за такою методикою наведено на рис. 6.

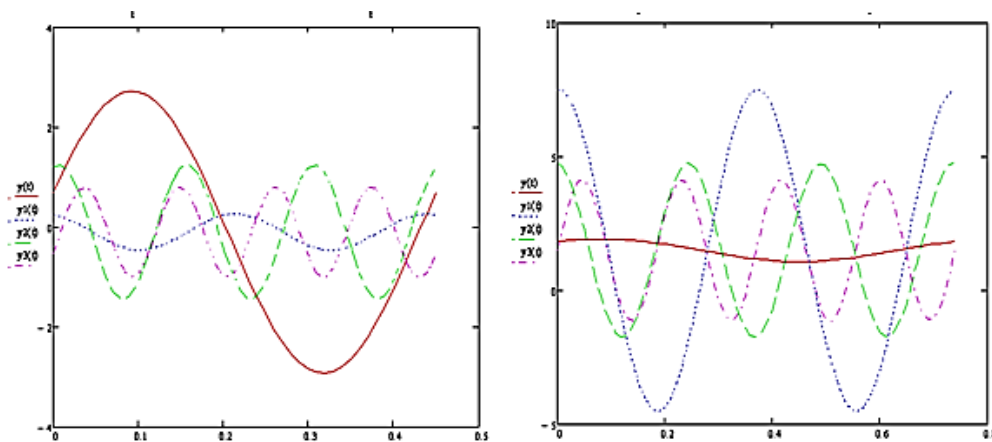


Рис. 6. Аналітичні та графічні характеристики гармонік для операції піднімання приведеної маси за заданим законом руху за умов: а) $m = 4$ кг, $V = 2$ м/с, $a = 2,5$ м/с²; б) $m = 4$ кг, $V = 2$ м/с, $a = 10$ м/с²: $y(t)$ — перша гармоніка, $y_1(t)$ — друга гармоніка, $y_2(t)$ — третя гармоніка, $y_3(t)$ — четверта гармоніка

Для дослідження впливу зовнішніх факторів на час виконання технологічних операцій піднімання та опускання упаковок мехатронними модулями з лінійним електродвигуном був проведений багатофакторний експеримент типу $t = f(a, V, m)$. Основні фактори та рівень їх варіювання були визначені з аналізу типових технологічних процесів формування групової упаковки шляхом укладання структурних елементів у транспортну тару. До них відносяться: a — прискорення приведеної маси, м/с²; V — швидкість руху приведеної маси, м/с; m — маса упаковки, закріплена до штоку лінійного двигуна, кг. Математично-статистична модель, яка адекватна процесу виконання операцій піднімання та опускання структурних елементів групової упаковки мехатронним модулем з лінійним електродвигуном має вигляд:

$$t = 0,643 - 0,0427a - 0,009975V + 0,094m + 0,00085aV - 0,0022am - 0,0105Vm + 0,00521aVm. \quad (13)$$

Висновки. На основі аналізу отриманих результатів можна стверджувати, що основним фактором виходу системи керування мехатронним модулем з лінійним електродвигуном сталого режиму роботи є пружні коливання захоплювальних пристроїв з пакованою харчовою продукцією, які в сукупності утворюють додаткові збурення.

Отримані графіки гармонік показали, що значення максимального прискорення є складовою характеристики інерційних і рушійних сил суттєво впливають на якість реалізації заданого закону руху.

Система керування працює безвідмовно у випадку, коли амплітуда першої гармоніки більша за амплітуду всіх інших, тобто, коли рушійна сила більша, ніж сила інерції. Як тільки амплітуда будь-якої з решти гармонік стає більшою за амплітуду першої, тобто відбувається збільшення інерційної складової, система керування починає реагувати на таке збурення. Відбувається спроба регулятора «моделі-спостерігача» компенсувати дію сили інерції, що приводить до появи додаткових автоколивань. У результаті накладання зовнішніх коливань на внутрішні автоколивання вони додаються і стають такими, що не затухають. У деяких випадках вони наближаються до режиму резонансу, що приводить до аварійної зупинки системи керування.

За результатами досліджень можливих способів протидії таким коливанням можна стверджувати, що нейтралізувати їх вплив на роботу мехатронного модуля з лінійним електродвигуном на рівні схеми його керування є завданням проблематичним і малоефективним. Обмежити вплив коливань можливо лише на рівні модернізації конструкції захоплювальних пристроїв шляхом установлення додаткових елементів компенсації. Нагальним вирішенням проблеми може бути застосування нових конструкцій захоплювальних пристроїв, які за своєю структурою і характеризуються як мехатронні модулі захоплювальних пристроїв із власними електронними системами слідкування та керування, які можуть локалізувати такі коливання.

Аналіз характеру впливу наведених факторів на тривалість виконання операції переміщення свідчать знаки і значення коефіцієнтів в отриманій математично-статистичній моделі (13). Встановлено, що найбільший вплив мають максимальне значення прискорення та маса упаковки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соколова Е. М. Цилиндрические линейные асинхронные двигатели / Соколова Е. М., Мощинский Ю. А. — М.: Изд-во МЭИ, 1998. — 26 с.
2. Расчет статических характеристик линейных асинхронных машин: учебное пособие / Ф. Н. Сарапулов, В. А. Бегалов, С. В. Иваницкий и др. — Екатеринбург: УПИ, 1992. — 100 с.
3. Gieras J. F. Linear Induction Drives / J. F. Gieras. — New York: Oxford University Press, 1994.
4. Wisuwat Plodpradistha. Study of Tubular Linear Induction Motor for Pneumatic Capsule Pipeline system: Ph.D. Dissertation/ Plodpradistha Wisuwat; Department of electrical Engineering, University of Missouri. — Columbia, May 2002.
5. Bala Sandeep. Analysis of a linear induction motor with double-sided primary and sheet secondary / Sandeep Bala // Guide: Prof. B. G. Fernandes, B-Tech seminar report, April 2002. — 2002.
6. Грудинин Г. В. Способ динамического гашения крутильных колебаний, основанный на введении дополнительных связей: авт... канд. техн. наук. / Г. В. Грудинин; НЭТИ — Новосибирск, 1977. — 26 с.
7. Драч М. А. Динамический синтез и моделирование в задачах оценки и изменения вибрационного состояния крутильных колебательных систем: дис. ... на канд. техн. наук / М. А. Драч; ИрГУПС. — Иркутск, 2006. — 183 с.
8. Елисеев С. В. Динамика механических систем с дополнительными связями / С. В. Елисеев, Л. Н. Волков, В. П. Кухаренко. — Новосибирск: Наука, 1990. — 214 с.
9. Елисеев С. В. Управление колебаниями роботов / С. В. Елисеев, Н. К. Кузнецов, А. В. Лукьянов. — Новосибирск: Наука, 1990. — 320 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ЗАХВАТЫВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ДИНАМИКУ РАБОТЫ ЛИНЕЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ УПАКОВОК

М. В. Якимчук, Л. О. Кривопляс-Володина, С. М. Мироненко, В. М. Якимчук
Национальный университет пищевых технологий

В статье рассматривается возможность использования следящих электрических приводов линейного перемещения в упаковочном оборудовании для выполнения операций линейных перемещений упаковок с использованием различных конструкций захватывающих устройств. Установлено, что основным фактором выхода системы управления мехатронным модулем с линейным электродвигателем с установившегося режима работы являются упругие колебания захватывающих устройств с упакованной пищевой продукцией, которые в совокупности образуют дополнительные возмущения. По результатам исследований возможных способов противодействия влиянию упругих колебаний на работу мехатронного модуля с линейным электродвигателем предложено ограничить их влияние путем установления дополнительных элементов компенсации в конструкции захватывающих устройств. Полученные результаты можно использовать для конструирования мехатронных модулей перемещения упаковок с использованием различных конструкций захватывающих устройств.

Ключевые слова: линейный двигатель, мехатронный модуль, вакуумный, рычажный, комбинированный, захватные устройства.