

В. Яглінський

Доцент, канд. техн. наук,
Одеський національний
політехнічний університет,
м. Одеса

УДК 621.865.8:001.63

УЗАГАЛЬНЕНА ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА

Розроблено математичну модель складної електромеханічної системи багатокоординатного промислового робота з урахуванням взаємодії основних структурних елементів. Побудовані тактові діаграми роботи двигунів з лінійним переважанням (сталім градієнтом пришвидшення). На прикладі робота фірми KUKA продемонстровано алгоритм дослідження динамічних процесів при відпрацюванні роботом заданої програми руху.

промисловий робот, математична модель, трансмісія, електропривід

Невід'ємною складовою сучасних автоматизованих виробничих систем є промислові роботи — маніпулятори (ПР). Всебічне дослідження властивостей ПР при відпрацюванні різноманітних режимів функціонування неможливо виконати без адекватного математичного і програмного моделювання структури, функціональних та імітаційних ситуацій. Важливою проблемою у створенні сучасних ПР є врахування впливу основних параметрів приводів на динаміку керованих ними виконувальних механізмів (ВМ) [1, 2].

Аналіз відомих рішень вказує на те, що лінеаризовані динамічні рівняння руху ВМ при дослідженні цієї проблеми можуть бути тільки першим (достатньо грубим) наближенням, оскільки не відображають реальні динамічні процеси і не можуть бути використані при визначенні критеріїв якості та оптимізації ПР протягом певних етапів життєвого циклу [3]. Відомі математичні моделі ВМ ПР [3] відокремлені від математичних моделей приводів, з іншого боку, задачі автоматизації електроприводу розв'язують незалежно від об'єктів, для яких вони призначені [4]. Особливо складним є моделювання динаміки ПР з відкритим кінематичним ланцюгом і врахуванням режимів роботи двигунів: розгін, рух зі сталою швидкістю та гальмування [5].

Аналіз наведених діаграм моментів у шарнірах ПР показав, що двигуни моделі відпрацьовують траєкторію

послідовно і наведений алгоритм не передбачає можливості дослідження взаємного впливу роботи двигунів. Крім цього, тактові діаграми двигунів не враховують градієнт пришвидшень, що призводить до наявності на деяких ділянках розривів функцій пришвидшень та моментів.

Вперше модель спільної роботи двигунів розглянуто на прикладі маніпулятора з однією обертальною та однією поступальною кінематичними парами [6, 7]. При цьому також не враховані градієнти пришвидшень, коефіцієнти корисної дії механічних передач, відсутній аналіз впливу динаміки ВМ на роботу електроприводу.

Встановлені споживачами ПР і експертами вимоги до точності регулювання швидкості й позиціонування ПР визначаються не тільки особливостями обслуговуваного технологічного процесу, а й потребою узгоджувати рухи ланок ВМ при відпрацюванні заданих траєкторій [1].

Для створення передумов, потрібних для подальших етапів оптимізації конструкції і підвищення якості функціонування ПР, слід розробити адекватну достатньо зручну математичну модель ПР агрегатно-модульної структури як єдиної складної системи, що включає такі підсистеми: виконувальну механічну з трансмісією, систему приводів, систему керування, зовнішню силову взаємодію та перешкоди для переміщення.

Потреба в проведенні оперативного дослідження множини структур ПР вимагає створення узагальненої

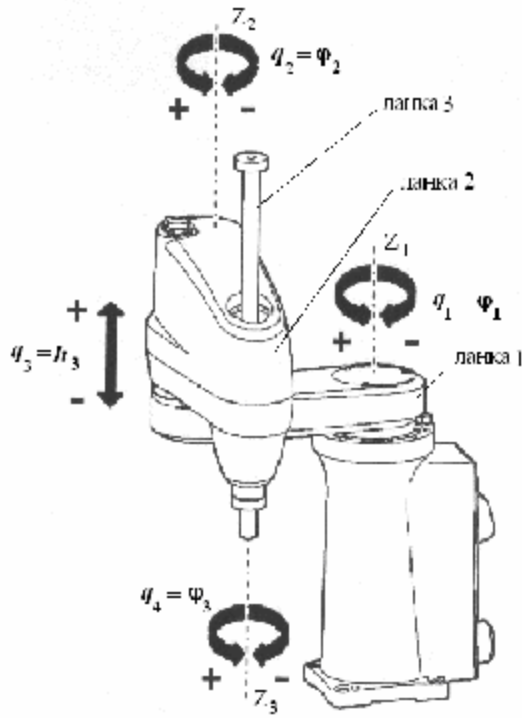


Рис. 1. Структурна схема ПР KR-600 фірми KUKA

динамічної моделі, що складається з окремих модулів. Формалізація структури ВМ є основою автоматизованого синтезу множини структур ПР послідовної побудови, а сформована так модель вважається узагальненою [8, 2].

Усі складові запропонованої функціональної структури ПР пов'язані системою диференціальних та звичайних алгебричних рівнянь, що потребують спільного розв'язування й дослідження. Методологію створення й функціонування математичної моделі складної системи ПР продемонструємо на прикладі електромеханічного ПР KR-600 типу SCARA (рис. 1).

Математична модель виконувальної механічної підсистеми (ВМП). ВМП перетворює прості рухи вихідних валів двигунів у рух об'єкта маніпуляції (робочого органа) і складається з трансмісії та виконувального механізму у вигляді послідовно або паралельно кінематично з'єднаної сукупності твердих тіл (ланок робота). З'єднання здійснюється за допомогою кінематичних або умовних пружних пар. Кількість входів у ВМП звичайно дорівнює кількості незалежних двигунів системи приводів і не завжди збігається з кількістю N ступенів рухомості ПР [4].

Математичну модель ВМ сформуємо з використанням рівнянь Лагранжа другого роду і подамо системою звичайних диференціальних рівнянь відносно узагальнених координат q у формі

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (1)$$

де A, B, C — квадратні порядку $N \times N$ матриці узагальнених коефіцієнтів інерції, сил опору і жорсткості відповідно, що є функціями узагальнених координат q та узагальнених швидкостей \dot{q} ; Q — матриця-стовпець, елементи

якої складаються із суми керуючих сил приводу, сил тяжіння і сил зовнішньої взаємодії, зведених до осей ступенів рухомості робота.

Матриці-стовпці узагальнених координат q та їхніх похідних за часом мають вигляд

$$\left. \begin{aligned} q &= (q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_N)^T; \\ \dot{q} &= (\dot{q}_1 \quad \dot{q}_2 \quad \dots \quad \dot{q}_N)^T; \\ \ddot{q} &= (\ddot{q}_1 \quad \ddot{q}_2 \quad \dots \quad \ddot{q}_N)^T \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де « T » є символом транспонування матриць, а крапкою зверху функції позначена відповідна похідна за часом.

При дослідженні коливальних процесів у матриці (2) включають також пружні відхилення (деформації), швидкості та пришвидшення пружних відхилень.

При формуванні математичної моделі ВМП ПР KR-600 (рис. 2) введено такі позначення: S_1, S_{20}, S_0 — центри мас ланок 1, 2 та вантажу відповідно; S_2 — спільний центр мас ланок 2 і 3 разом з вантажем; $OA=L_1, AC=AS_0=L_2, OS_1=a_1, AS_{20}=a_{20}, AS_2=a_2$.

Використовуючи тільки орієнтувальні ступені рухомості $q_1 = \varphi_1(t), q_2 = \varphi_2(t), q_3 = 1,2 \text{ м}, q_4 = 0$, отримано рівняння руху полюса схвата C (див. рис. 2) у вигляді

$$\left. \begin{aligned} x_C &= L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \\ y_C &= L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

Для спрощення моделі прийнято: в горизонтальній площині центр мас вантажу збігається з полюсом схвата C і з центром мас ланки 3; всі ланки мають осі матеріальної симетрії, що проходять через точки S_1, S_{20} і S_0 перпендикулярно до площини XOY .

За рівняннями Лагранжа 2-го роду отримано динамічні рівняння руху ВМ у вигляді

$$\left. \begin{aligned} & \mathbb{J}_1 [J_1 + J_2 + m_2(L_1^2 + 2L_1a_2 \cos \varphi_2 + a_2^2)] + \\ & + \mathbb{J}_2 (J_2 + m_2L_1a_2 \cos \varphi_2 + m_2a_2^2) - \\ & - \mathbb{J}_1 \mathbb{J}_2 m_2 2L_1a_2 \sin \varphi_2 - \mathbb{J}_2^2 m_2 L_1a_2 \sin \varphi_2 = Q_1; \\ & \mathbb{J}_1 (J_2 + m_2L_1a_2 \cos \varphi_2 + m_2a_2^2) + \mathbb{J}_2 (J_2 + m_2a_2^2) + \\ & + \mathbb{J}_1^2 m_2 L_1a_2 \sin \varphi_2 = Q_2 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де J_1 — осьовий момент інерції ланки 1 відносно осі OZ ; J_2 — сумарний осьовий момент інерції ланок 2, 3 і вантажу відносно загальної центральної осі S_2Z ; m_2 — маса ланок 2 і 3 та об'єкта маніпуляції як одного цілого.

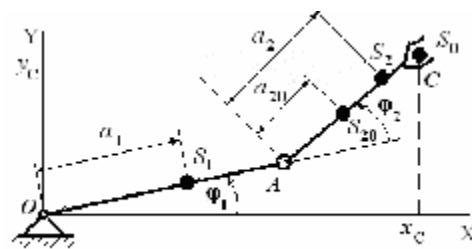


Рис. 2. Кінематична схема ВМП ПР в горизонтальній площині

Складові матриці системи (1) мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}; \quad C = 0; \quad Q = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{bmatrix} \\
 a_{11} &= J_1 + J_2 + m_2 (L_1^2 + 2L_1 a_2 \cos \varphi_2 + a_2^2) \\
 a_{12} &= J_2 + m_2 L_1 a_2 \cos \varphi_2 + m_2 a_2^2; \\
 a_{21} &= J_2 + m_2 L_1 a_2 \cos \varphi_2 + m_2 a_2^2; \\
 a_{22} &= J_2 + m_2 a_2^2; \quad b_{11} = -\mathfrak{E}_2 m_2 2L_1 a_2 \sin \varphi_2; \\
 b_{12} &= b_{11}/2; \quad b_{21} = \mathfrak{E}_1 m_2 L_1 a_2 \sin \varphi_2; \quad b_{22} = 0; \\
 q &= \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}; \quad \mathfrak{E} = \begin{bmatrix} \mathfrak{E}_1 \\ \mathfrak{E}_2 \end{bmatrix}; \quad \mathfrak{E} = \begin{bmatrix} \mathfrak{E}_1 \\ \mathfrak{E}_2 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \right\} (5)$$

Математична модель трансмісії. Трансмісії здійснюють силову передачу від двигунів до шарнірів кінематичного ланцюга. Розглянуто трансмісії у вигляді системи одноканальних редукторів зі сталими передавальними числами. Вихідні вали трансмісій жорстко зв'язані з шарнірами кінематичного ланцюга, а вхідні вали — з привідними двигунами. Редуктори кінематично не зв'язані між собою і співвісні шарнірам, на яких вони встановлені. Характеристики узагальнених сил на вході і виході редукторів, крім передавальних відношень, враховують також дію сил в'язкого і сухого тертя та осьові моменти інерції роторів двигунів і редукторів, що зведені до вхідних валів двигунів [4]:

$$Q_{os} = \frac{Q}{u} + J_{os} \mathfrak{E}_{os} + \left(f_s \eta \frac{\max Q_{os}}{\max \mathfrak{E}_{os}} \mathfrak{E}_{os} + f_c Q \frac{\text{sign } \mathfrak{E}_{os}}{|\mathfrak{E}_{os}|} \right) \frac{1}{u}, \quad (6)$$

де Q_{os} і Q — відповідно матриці узагальнених сил на валах двигунів і виходах редукторів; f_s і f_c — відповідно матриці коефіцієнтів в'язкого і сухого тертя, зведені до вхідних валів двигунів з урахуванням коефіцієнта корисної дії; J_{os} — матриці осьових моментів інерції редукторів і роторів двигунів, зведених до вхідних валів двигунів; u , η — матриці передавальних відношень і коефіцієнтів корисної дії редукторів; $\max \mathfrak{E}_{os}$, $\max Q_{os}$ — відповідно матриці максимальних кутових швидкостей і максимальних моментів на валах двигунів.

Математична модель електроприводу робота. Двигуни є підсистема ПР, де безпосередньо відбуваються процеси перетворення енергії, в залежності від виду якої розрізняють електричні, теплові, гідравлічні і пневматичні двигуни. Процесом перетворення енергії керує вхідний параметр U (напруга, тиск, кількість палива). Вихідним параметром двигуна є узагальнена координата q_{os} його вихідної ланки, яка здійснює звичайно обертальний рух (роторний двигун), або зворотно-поступальний (лінійний двигун). Надаючи рух механічній системі, двигун передає їй узагальнену рушійну силу Q_{os} .

У задачах динаміки ПР істотну роль відіграють тільки ті властивості двигунів, що визначають характер їх взаємодії з іншими підсистемами. Ці властивості визначаються залежностями між вхідними і вихідними параметрами

двигуна, тобто між вхідним результируючим сигналом $U(t)$, законом зміни координати вихідної ланки φ_{os} і узагальненою силою (моментом сили) на валу двигуна Q_{os} . Вибір тієї чи іншої форми характеристики двигуна, яка визначає залежність між цими параметрами, означає вибір його динамічної моделі.

Використовуючи алгоритм компенсаційного типу [2, 4] і додаткові позначення, математичну модель електроприводу ПР зведемо до стандартних величин, які наведені у каталогах двигунів у вигляді

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{os} &= C_M I; \\
 L_\gamma \frac{dI}{dt} + R_\gamma I + C_V \mathfrak{E}_{os} &= U
 \end{aligned} \right\} (7)$$

Коефіцієнти C_M і C_V називають відповідно електро-механічним і швидкісним коефіцієнтами двигуна (вони мають однакові значення в системі міжнародних стандартів); U , I — напруга і сила струму; L_γ , R_γ — індуктивність і опір обмотки якоря двигуна.

Тактові циклограми роботи двигунів. До системи диференціальних рівнянь ВМ, трансмісії і електроприводу потрібно додати математичні моделі процесу формування кінематичних параметрів електроприводу — тактові циклограми роботи двигунів, які визначають кутові пришвидшення, кутові швидкості і кути поворотів валів двигунів. Ці моделі формують залежно від виду механічної дії: лінійні перевантаження, вібраційна або ударна дії. Істотні перевантаження виникають при збільшенні швидкості, гальмуванні, а також при різноманітних маневрах. Роботу електродвигунів ступенів рухомості ПР характеризують лінійними перевантаженнями. Основними характеристиками лінійних перевантажень є стала величина максимального пришвидшення ϵ_0 і максимальна швидкість зростання пришвидшення $\rho = d\epsilon/dt$, тобто градієнт пришвидшення або його різкість (ривок) [4].

Максимальне кутове пришвидшення вала визначається параметрами двигуна і залежить від тривалості часу виходу на номінальну кутову швидкість ($t_p = 0,05 \dots 0,5$ с) та часу ривка кутового пришвидшення ($t_r = 0,01 \dots 0,05$ с).

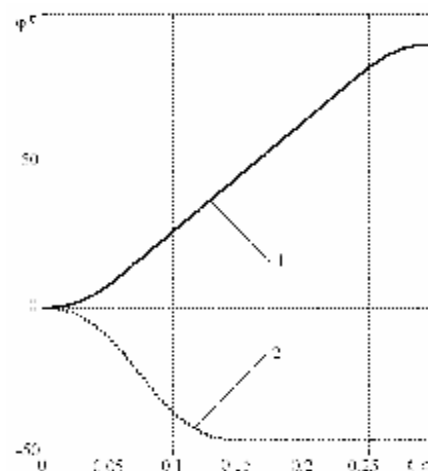


Рис. 3. Тактові діаграми кутів повороту ланок ВМ

Вважаючи градієнт пришвидшення сталою величиною, залежною від параметрів двигуна, сформовано математичні моделі, розроблено алгоритм та потрібне програмне забезпечення для визначення відносних кінематичних параметрів валів двигунів.

Узагальнена математична модель електромеханічного багатогоординатного ПР. Математична модель складної електромеханічної системи багатогоординатного ПР агрегатно-модульної структури має скоординовану програму відпрацювання функціональної траєкторії, яка характеризується наступною єдиною системою диференціальних та алгебричних рівнянь її підсистем — ВМ (8), трансмісії (9), електроприводу (10) та тактових діаграм (рис. 3 — рис. 5):

$$\left. \begin{aligned} & \Phi_1 \left[J_1 + J_2 + m_2 (L_1^2 + 2L_1 a_2 \cos \varphi_2 + a_2^2) \right] + \\ & + \Phi_2 (J_2 + m_2 L_1 a_2 \cos \varphi_2 + m_2 a_2^2) - \\ & - \Phi_1 \Phi_2 m_2 2L_1 a_2 \sin \varphi_2 - \Phi_2^2 m_2 L_1 a_2 \sin \varphi_2 = Q_1; \\ & \Phi_1 (J_2 + m_2 L_1 a_2 \cos \varphi_2 + m_2 a_2^2) + \Phi_2 (J_2 + m_2 a_2^2) + \\ & + \Phi_1^2 m_2 L_1 a_2 \sin \varphi_2 = Q_2 \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{1\partial\partial} &= \frac{Q_1}{u_1} + J_{1\partial\partial} \Phi_{1\partial\partial} + \frac{1}{u_1} \times \\ & \times \left(f_{1\partial} \eta_1 \frac{\max Q_{1\partial\partial}}{\max \Phi_{1\partial\partial}} \Phi_{1\partial\partial} + f_{1c} Q_1 \frac{\Phi_{1\partial\partial}}{|\Phi_{1\partial\partial}|} \right); \\ Q_{2\partial\partial} &= \frac{Q_2}{u_2} + J_{2\partial\partial} \Phi_{2\partial\partial} + \frac{1}{u_2} \times \\ & \times \left(f_{2\partial} \eta_2 \frac{\max Q_{2\partial\partial}}{\max \Phi_{2\partial\partial}} \Phi_{2\partial\partial} + f_{2c} Q_2 \frac{\Phi_{2\partial\partial}}{|\Phi_{2\partial\partial}|} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{1\partial\partial} &= C_{1M} I_1; L_{1я} \frac{dI_1}{dt} + R_{1я} I_1 + C_{1V} \Phi_{1\partial\partial} = U_1; \\ Q_{2\partial\partial} &= C_{2M} I_2; L_{2я} \frac{dI_2}{dt} + R_{2я} I_2 + C_{2V} \Phi_{2\partial\partial} = U_2. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

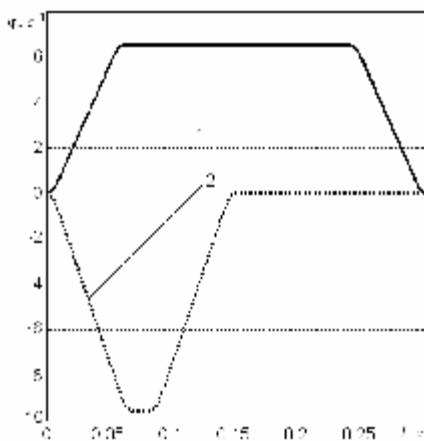


Рис. 4. Тактові діаграми кутових швидкостей ланок ВМ

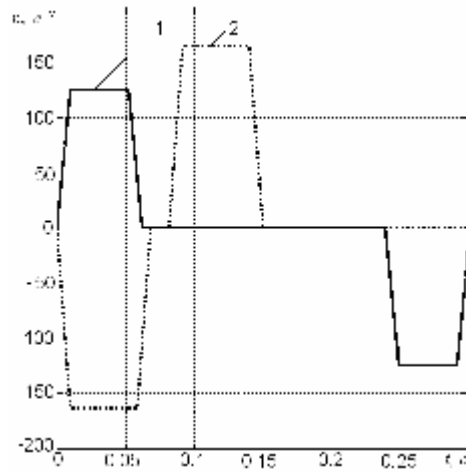


Рис. 5. Кінематичні діаграми кутових пришвидшень ланок виконавального механізму

Алгоритм дослідження динамічних процесів. 1. Для заданих початкової (індекс «0») і кінцевої (індекс «к») конфігурацій робота ($\varphi_{10}, \varphi_{20}, \varphi_{1k}, \varphi_{2k}$) за допомогою тактових діаграм двигунів з урахуванням передавальних чисел трансмісії визначаємо множину параметрів кінематичних діаграм ланок ВМ ($\varphi_1, \varphi_2, \Phi_1, \Phi_2, \Phi_{1\partial\partial}, \Phi_{2\partial\partial}$) на всій траєкторії руху.

2. За рівняннями (8) визначаємо узагальнені сили (моменти сил) у шарнірах ступенів рухомості (Q_1, Q_2) з урахуванням масоінерційних характеристик ланок.

3. Моменти на валах двигунів ($Q_{1дв}, Q_{2дв}$) визначаємо за рівняннями (9).

4. З урахуванням стандартних характеристик за рівняннями (10) визначаємо значення відповідних струмів і напруг на обмотках двигунів.

Визначення параметрів динамічного навантаження електроприводу ПР. Як приклад розглянуто робот KR-600 типу SCARA (див. рис. 1) з такими характеристиками: $L_1=0,25$ м; $L_2=0,35$ м; $a_{20}=L_2/2=0,175$ м; $a_2=0,292$ м; $\max \Phi_{1\partial\partial}=418,8$ с⁻¹; $\max \Phi_{2\partial\partial}=418,8$ с⁻¹; $\max Q_{1\partial\partial}=128,4$ Н·м; $\max Q_{2\partial\partial}=109,8$ Н·м; $c_1=12550$ с⁻³; $c_2=16410$ с⁻³; $\max \varepsilon_1 = \max \Phi_{1\partial\partial} = 125$ с⁻²; $\max \varepsilon_2 = \max \Phi_{2\partial\partial} = 164$ с⁻²; $\Phi_{1ном} = 6,5$ с⁻¹; $\Phi_{2ном} = 9,6$ с⁻¹; $u_1=32$; $u_2=21,8$; $\eta_1=0,9$; $\eta_2=0,9$; $f_{1в}=0,01$; $f_{2в}=0,01$; $f_{1с}=0,1$; $f_{2с}=0,1$; $J_{1\partial\partial}=0,015$ кг·м²; $J_{2\partial\partial}=0,0136$ кг·м²; $m_1=20$ кг; $m_2=30$ кг; $J_1=0,2$ кг·м²; $J_2=0,931$ кг·м².

Побудовано тактові діаграми (рис. 3 — рис. 5) роботи двигунів ПР при відпрацюванні функціональної траєкторії з початкового положення ($\varphi_{10}=0; \varphi_{20}=0$) до кінцевої конфігурації ($\varphi_{1к}=90^\circ; \varphi_{2к}=-45^\circ$) за інтервал часу $t=0,3$ с (другий двигун відпрацював 0,15 с). На всіх наступних діаграмах суцільна лінія стосується двигуна першого ступеня рухомості, пунктирна — другого.

Отримано розрахункову траєкторію руху полюса схвата при одночасній роботі усіх двигунів (рис. 6).

У результаті моделювання динамічних процесів отримано відповідні діаграми моментів на валах двигунів ПР (рис. 7).

Розрахунки вказують, що максимальні значення функціональних моментів на валах двигунів не перевищують максимальні можливі для вибраного типу

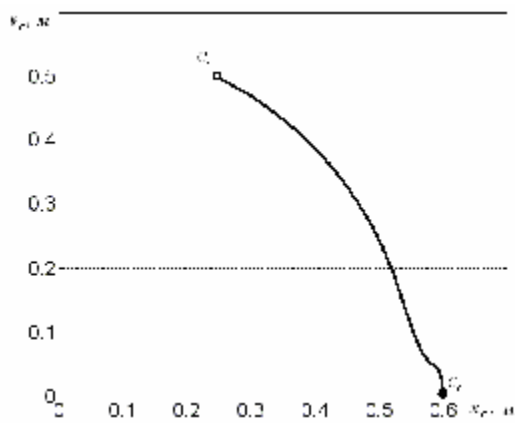


Рис. 6. Траекторія полюса схвата ПР

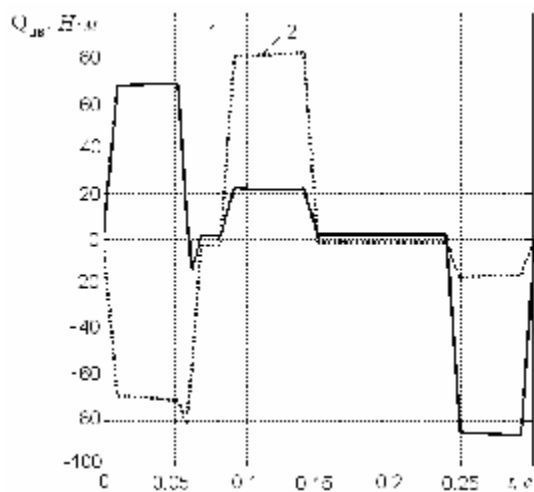


Рис. 7. Діаграми моментів на валах двигунів

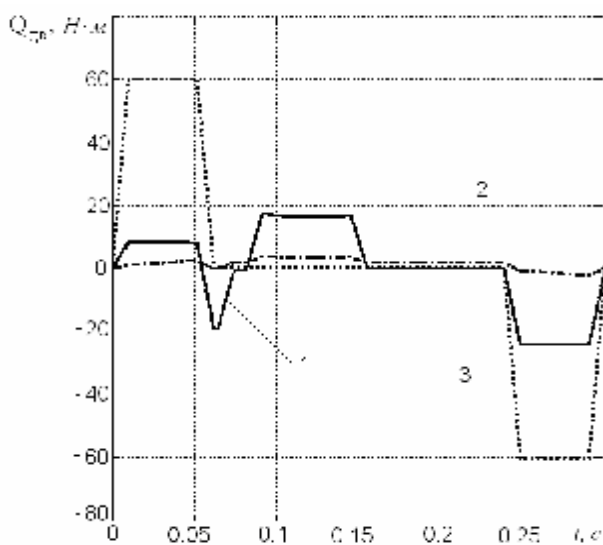


Рис. 8. Діаграми складових моментів на валу двигуна першого ступеня рухомості

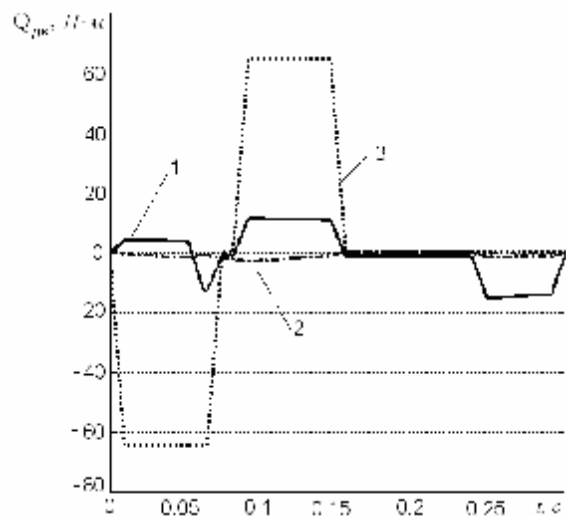


Рис. 9. Діаграми складових моментів на валу двигуна другого ступеня рухомості

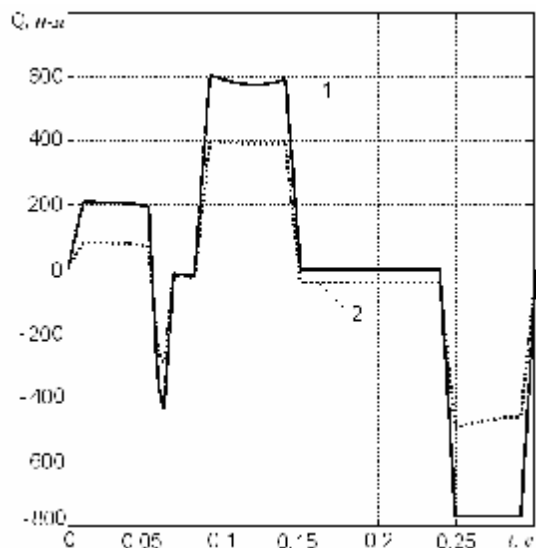


Рис. 10. Графіки динамічних моментів у шарнірах кінематичного ланцюга ПР: крива 1 — у шарнірі О, 2 — у шарнірі А

двигунів: $\max Q_{106} = 70 \text{ Н}\cdot\text{м} < 128,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\max Q_{206} = 88 \text{ Н}\cdot\text{м} < 109,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для аналізу вагомості впливу різних чинників навантаження електроприводу згідно з рівняннями (9) виконано порівняння складових моментів на валах двигунів (рис. 8 і рис. 9: крива 1 — від узагальнених моментів у шарнірах; 2 — від сил опору; 3 — від сил інерції ротора двигуна). Результати вказують на істотне перевищення (у понад 3 рази) впливу сил інерції роторів двигунів над іншими складовими.

Загалом розрахунки, діаграми та графіки (рис. 7 — рис. 10) дають змогу досліджувати й аналізувати процес динамічного навантаження робота і його впливу на моменти у шарнірах кінематичної послідовності.

Зокрема, виявлено максимальні значення моментів $\max Q_1 = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\max Q_2 = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$ в шарнірах кінема-

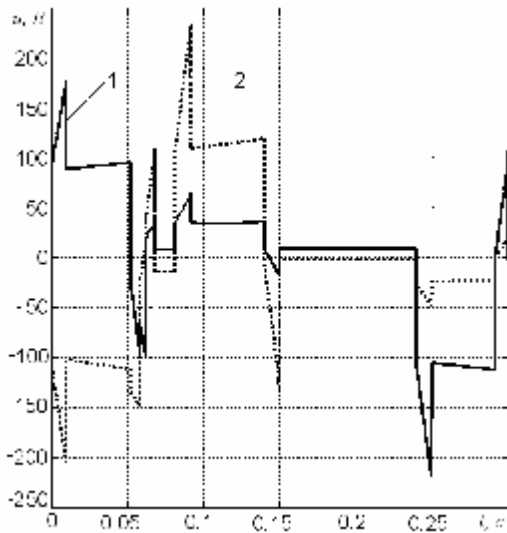


Рис. 11. Діаграми напруги в обмотках двигунів при відпрацюванні траєкторії полюса схвата

тичного ланцюга при відпрацюванні ПР програми руху згідно з тактовими діаграмами (рис. 3 — рис. 5).

Математичні моделі (8, 9, 10) також дають змогу визначити зміни напруги в обмотках двигунів першого і другого ступенів рухомості при відпрацюванні заданої траєкторії (рис. 11).

Висновки. 1. Сформовано узагальнену математичну модель складної електромеханічної системи багатокординатного робота, яка включає виконувальний механізм з трансмісією та підсистему приводів ступенів рухомості.

2. Опрацьовано алгоритм для проведення кінематичного й динамічного аналізу елементів промислових роботів. Продемонстровано ефективність визначення динамічних навантажень на валах двигунів промислових роботів при відпрацюванні заданої програми руху.

4. Результати роботи дають змогу подальшого математичного моделювання системи керування, яка забезпечує виконання електроприводом заданої програми руху промислових роботів.

1. Gutyrya S, Yaglinsky V, Bezuglenko A. Multi-Criterion Optimization Functional Trajectories of Industrial Robots // Annals of DAAAM, 2004. — Vienna, Austria. — P. 037—039.

2. Яглінський В.П. Имитационная обобщенная модель робота агрегатно-модульного построения // 3-я Всероссийская научная конференция «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB». — СПб., 2007. — С. 435—454.

3. Афонин В.Л., Крайнен А.Ф., Ковалев В.Е. Обработка оборудования нового поколения. Концепция проектирования. — М.: Машиностроение, 2001. — 256 с.

4. Яглінський В.П., Іорґачов Д.В. Моделювання динамічних процесів роботизованого виробництва. — Одеса: Астропрінт, 2004. — 232 с.

5. Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник. Под ред. Г.В. Крейнина. — М.: Машиностроение, 1984. — 224 с.

6. Андрищенко О.А. Динамика многокоординатной электромеханической системы // Электромашиностроение и электрооборудование. — Вып. 69. — 2007. — К.: Техніка. — С. 5—10.

7. Kropf J., Oleg Andryushchenko O. Simulation of Control for a Robot with Two Degrees of Freedom — an E-learning Example // SNE Simulation News Europe, Vol. 16, № 1 (SNE 46), 2006. — S. 25—26.

8. Яглінський В.П. Метод візуалізації структурного синтезу промислових роботів послідовної структури // Підйомно-транспортна техніка. — Дніпропетровськ, 2007. — №3. — С. 3—14.

Отримана 22.10.08

V. Yaglinsky

The generalised dynamic model of the industrial robot

Odesa National Polytechnical University, Odesa

Mathematical model of difficult electromechanical system of the multicoordinate industrial robot taking into account interaction of the basic structural elements is developed. Clock diagrammes of work of engines with linear overloads (a constant gradient of accelerations) are constructed. On an example of the robot of firm KUKA it is shown algorithm of research of dynamic processes at working off by the robot of the set program of movement.

Ä î â³äîî à àâôîð³à!

Опублікування статей у журналі “Машинознавство” є безкоштовним. Організаціям-передплатникам, а також спонсорам журналу “Машинознавство” у разі офіційного клопотання надається право позачергового опублікування статей їхніх працівників за умови позитивної рецензії. Аналогічною пільгою користуються автори, які особисто передплатили не менше шести примірників журналу, або посприяли його передплаті для організації.

Журнал “Машинознавство” можна передплатити на будь-який місяць і довільну кількість примірників через видавця журналу.