

Ю. А. Буренніков¹
Л. Г. Козлов¹
О. В. Петров¹

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВОГО РУХУ МАНІПУЛЯТОРА З УРАХУВАННЯМ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКУ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДУ

¹Вінницький національний технічний університет

Розглянуто математичну модель просторового руху маніпулятора з мехатронним приводом. Для уточнення математичної моделі запропоновано ввести залежність, що описує зміну величини гідродинамічної сили, отриманої на основі апроксимації результатів комп'ютерного моделювання гідродинамічних процесів у вузлі гальмівного клапана гідророзподільника мехатронного приводу.

Ключові слова: маніпулятор, мехатронний привод, математична модель, гідродинамічний процес, гідродинамічна сила.

Вступ

Останнім часом все більшого розповсюдження набувають мехатронні системи в машинах різного призначення. Такі системи включають виконавчі механізми та мехатронні приводи з системою керування на основі контролерів. Синергетичне поєднання переваг механічних приводів, електронних систем та програмних засобів керування дозволяє створювати машини та устаткування, що мають суттєво кращі показники продуктивності, економічності та довговічності [1—4]. Широкого розповсюдження набули машини, в яких як виконавчий механізм використовуються маніпулятори, що забезпечують виконання робочих операцій шляхом відтворення рухів операторів.

Постановка задачі

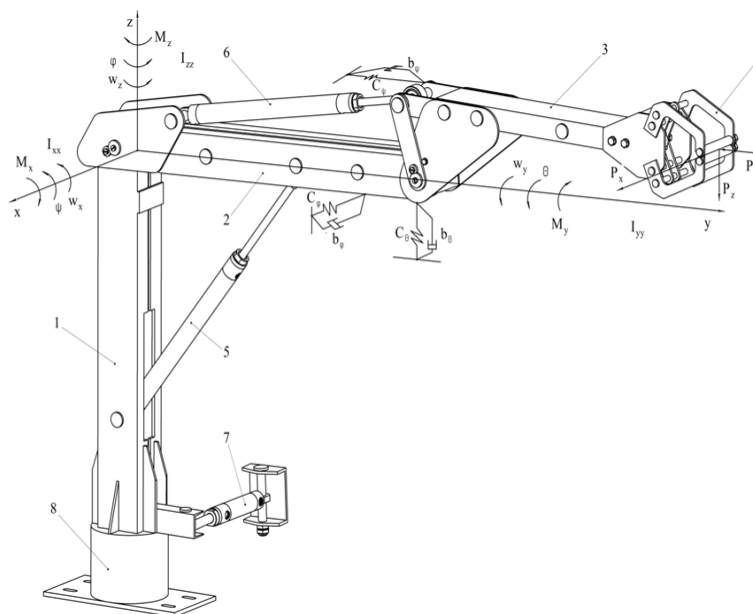


Рис. 1. Розрахункова схема маніпулятора

На кафедрі технології та автоматизації машинобудування (ВНТУ) розроблена конструкція маніпулятора з розширеними функціональними можливостями. На рис. 1 показана розрахункова схема маніпулятора. Маніпулятор складається зі стійки 1, стріли 2, рукояті 3, захватів 4, гідроциліндрів 5, 6, 7 та механізму повороту 8. Маніпулятор забезпечує переміщення захвата в циліндричній системі координат шляхом повороту навколо осей Z та X на кути φ та ψ , відповідно. Поворот ланок маніпулятора забезпечується гідроциліндрами 5, 6 та 7.

Ефективність роботи маніпулятора та продуктивність його роботи залежить від точності виходу маніпулятора на об'єкт, можливості пропорційного керування швидкіс-

тuo його руху. Маніпулятори в таких машинах здійснюють просторовий рух по складних траекто-

ріях, які, як правило, є комбінацією декількох рухів, що забезпечуються ланками маніпулятора та їх маханотронними приводами.

На рис. 2 подано мехатронний привід, що керує розробленим маніпулятором. Мехатронний привід має регульовані насоси 1 та 2 з регуляторами 3 та 4, секційний гідророзподільник 5 з робочими секціями. В кожній робочій секції розташовані пропорційні золотники 6, 7, 8, 9, релейні золотники 10, 11, 12, 13, датчики тиску 16, 17, 18, 19, датчики переміщення 20, 21, 22, 23, гальмівні клапани 24, 25, 26 та 27, відповідно. Керує роботою мехатронного приводу контролер 15, який отримує сигнал від датчиків, що розташовані в секційному гідророзподільнику і генерує сигнали, що через блоки підсилення 30, 31 та 32 надходять до регуляторів 3 та 4 насосів 1 та 2, а також до релейних розподільників 10, 11, 12 та 13. Мехатронний привід також включає бак 25 та фільтр 28.

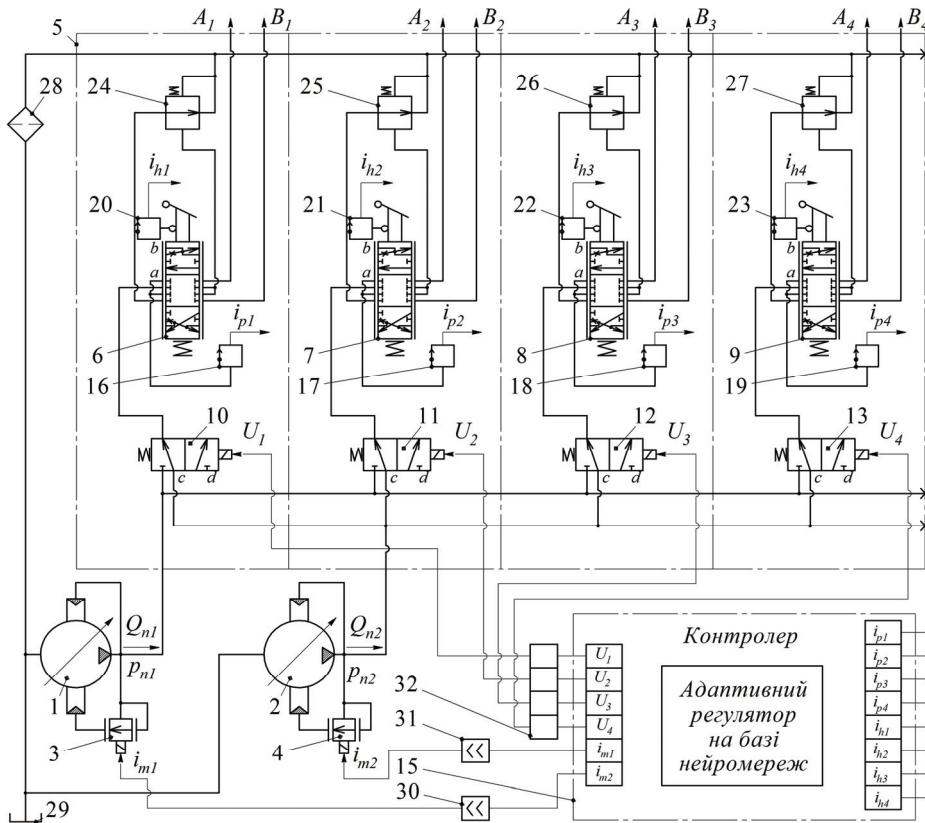


Рис. 2. Мехатронний привід маніпулятора

Працює мехатронний привід таким чином. Оператор керує пропорційними золотниками 6, 7, 8 та 9 в залежності від необхідної послідовності рухів гідроциліндрів маніпулятора. При пропорційному переміщенні золотників, наприклад золотника 6, робоча рідина від насоса 2 буде поступати через релейний розподільник 10, пропорційний золотник 6 та виходи A_1 і B_1 до гідроциліндра маніпулятора. При цьому швидкість руху гідроциліндра маніпулятора буде залежати від величини відкриття робочого вікна пропорційного золотника 6 і біде підтримуватися стабільною, незалежно від величини навантаження на маніпуляторі. За необхідності суміщення декількох рухів маніпулятора, оператор може підключити до роботи будь-який з пропорційних золотників 7, 8 та 9, навіть одночасно з пропорційним золотником 6. При цьому контролер 15 забезпечить підключення насоса 1 до одного з підключених пропорційних золотників 7, 8 та 9 з можливістю пропорційного керування швидкістю руху підключеного гідроциліндра. Стабілізація швидкості руху гідроциліндрів забезпечується у разі зустрічного навантаження регуляторами 3 та 4, а за попутного навантаження — гальмівними клапанами 24, 25, 26 та 27. Таким чином, мехатронний привід може забезпечувати одночасну роботу двох будь-яких гідроциліндрів маніпулятора в кожному з періодів робочого циклу з можливістю пропорційного керування швидкістю їх руху.

Задачі розробки оптимальних конструкцій маніпуляторів та високоефективних алгоритмів їх керування розв'язуються на основі математичних моделей, які описують просторовий рух маніпуляторів.

Математична модель просторового руху маніпулятора включає рівняння сферичного руху, які в проекціях на осі координат мають вигляд [5, 6]

$$\begin{cases} \frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y = M_x; \\ \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z = M_y; \\ \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x = M_z, \end{cases} \quad (1)$$

де L_x, L_y, L_z — проекції кінематичного моменту L на осі координат; M_x, M_y, M_z — проекції моментів, що розвиваються мехатронним приводом і діють на маніпулятор; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ — проекції кутової швидкості обертання ланок маніпулятора.

Проекції кінематичного моменту кількості руху

$$\begin{aligned} L_x &= I_x \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{zx} \cdot \omega_z; \\ L_y &= I_{xy} \cdot \omega_x - I_y \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z; \\ L_z &= I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y - I_z \cdot \omega_z. \end{aligned} \quad (2)$$

Тензор інерції маніпулятора

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_x & I_{xy} & I_{zx} \\ I_{yx} & I_y & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_z \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Проекції кутової швидкості можуть бути визначені за формулами:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \frac{L_x + I_{xy}\omega_y + I_{zx}\omega_z}{I_{xx}}; \\ \omega_y &= \frac{L_y + I_{xy}\omega_x + I_{yz}\omega_z}{I_{yy}}; \\ \omega_z &= \frac{L_z + I_{zx}\omega_x + I_{zy}\omega_y}{I_{zz}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Математична модель пропорційного руху маніпулятора виключає також рівняння, що описують роботу мехатронного приводу. Рівняння, що описують роботу мехатронного приводу складені за таких припущень та спрощень: розглядається робота маніпулятора при встановлених аутригерах машини; розглядаються зосереджені параметри елементів приводу; температуру робочої рідини за час перебігу перехідного процесу взято постійною; хвильові процеси не враховуються; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійні; режими роботи — безкавітаційний; об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється; втрати тиску в гідролініях не враховуються за винятком нагнітальної лінії гідророзподільника; сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів.

Рівняння рівноваги планшайби насоса 1

$$\begin{aligned} I \frac{d^2\gamma}{dt^2} &= p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} \frac{d\gamma}{dt} \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + \\ &+ m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1} + m_f (\omega_n). \end{aligned} \quad (5)$$

Рівняння рівноваги золотників регулятора 3 насоса 1 та золотника гальмівного клапана 24

$$\begin{aligned} m_x \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_x \frac{\pi d_x^2}{4} - k_m i_{m1} - \left(\frac{\pi \rho v_k d_x l_x}{\varepsilon_x} \right) \frac{dx}{dt}; \\ m_p \frac{d^2 z}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi d_p^2}{4} - C_p (H_p + z) - \frac{\pi v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz}{dt}; \\ m_b \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= p_b \frac{\pi d_b^2}{4} - c_b (H_b + y_1) - \left(\frac{\pi \rho v_k d_b l_b}{\varepsilon_b} \right) \frac{dy_1}{dt}. \end{aligned} \quad (6)$$

Рівняння витрат на виході насоса 1 та вході в гідрозподільник 6

$$F_7 d_8 k_1 n t g \gamma - k_{n1} p_{n1} = a + b h_1 + c \Delta p_1 + d h_1^2 + e \Delta p_1^2 + f h_1 \Delta p_1 + \mu k_z z \sqrt{\frac{2 |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \quad (7)$$

$$a + b h_1 + c \Delta p_1 + d h_1^2 + e \Delta p_1^2 + f h_1 \Delta p_1 = \frac{F_{c1} l_m \omega_x}{\cos \alpha_m} + \beta_c W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} - \mu f_b \sqrt{\frac{2 |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{c1} - p_{b1}).$$

Рівняння витрати в гальмівному клапані 24:

$$\frac{F_{p1} l_m \omega_x}{\cos \alpha_m} = \mu k_b y_1 \sqrt{\frac{2 p_{p1}}{\rho}} + \beta_p W_{p1} \frac{dp_{p1}}{dt}; \quad (8)$$

$$\mu f_b \sqrt{\frac{2 |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{c1} - p_{b1}) = \frac{\pi d_b^2}{4} \frac{dy_1}{dt} + \beta W_b \frac{dp_b}{dt} - A_b p_b + B_b t^\circ + C_b \varepsilon_b^2.$$

Рівняння витрат в регуляторі 3 насоса 1:

$$\mu k_z z \sqrt{\frac{2 |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_0 \sqrt{\frac{2 p_0}{\rho}} + \beta W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu f_e \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e);$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2 |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \pi d_x \sin \frac{d \alpha_x x}{2} \sqrt{\frac{2 p_x}{\rho}} + \beta_x W_x \frac{dp_x}{dt}; \quad (9)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_e W_e \frac{dp_e}{dt} + A_e p_e + B_e t^\circ + C_e \varepsilon_e^2 + Q_{ee} - f_4 l \frac{d\gamma}{dt} \cos \gamma.$$

Рівняння падіння напруги в колі електромагніта регулятора 3:

$$p_{c1} \cdot k_c \cdot [F_k(i_{p1})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e - k_a \frac{dz}{dt}. \quad (10)$$

Рівняння моментів на рухомій ланці маніпулятора:

$$M_x = p_{c1} F_{c1} l_m \cos \alpha_m - m_{c1} g l_m - p_{p1} F_{p1} l_m \cos \alpha_m - R_l \frac{2 d_{n1}}{\pi} \text{sign} \omega_x - M_{t1} \text{sign} \omega_x. \quad (11)$$

У рівняннях (5)—(11) позначено:

p_c, p_p, p_e, p_0, p_b — тиски на вході та виході гідроциліндра 4, в системі керування насоса 1, на вході гальмівного клапана 24;

z, y_1 — координати положення золотника регулятора та золотника гальмівного клапана тиску 24;

ω_x — кутова швидкість обертання стріли; γ — кут повороту планшайби регульованого насоса 1;

f_0 — площа дроселя в системі керування насоса 1;

$F_c, F_p, f_4, f_5, f_e, f_b$ — площі поршня гідроциліндра 19, сервоциліндрів регульованого насоса, поршнів насоса, демпферів сервоциліндра насоса та гальмівного клапана;

$D_c, d_p, d_b, d_7, d_8, d_x$ — діаметри гідроциліндра 19, золотника 6 регулятора, золотника компенсатора тиску, поршнів регульованого насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою, дроселя регулятора насоса;

k_q, k_m, k_n, k_a, k_c — коефіцієнти питомої сили тертя в гідроциліндрі 19, пропорційності зусилля електромагніта, витоків в насосі 1, протидіюча е. р. с. електромагніта, підсилення датчика тиску 29;

L_e, R_e — індуктивність та активний опір обмоток електромагніта клапана 10;

c_b — жорсткість пружини компенсатора тиску; i_m, i_p, i_h — струм в обмотках електромагніта клапана 10, на виході датчика тиску 29 та датчика положення 30;

U_e — напруга, що подається на обмотки електромагніта;

F_n, T_c — сили зведеного навантаження на штоці, тертя в гідроциліндрі 19;

μ — коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ — густина робочої рідини;

l_p, l_4, l_b, l — довжина контакту золотника регулятора 6, сервоциліндра насоса 1, золотника компенсатора тиску з корпусами, плече дії сервоциліндрів регульованого насоса 1;

β — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів;
 I — момент інерції планшайби насоса; n_n — частота обертання вала насоса 1;
 m_p, m_b, m_c — маса золотників 6 регулятора та гальмівного клапана 24, зведена маса робочого механізму;
 W_b, W_n, W_0, W_c — об'єми гідроліній між насосом 1 та гідророзподільником 15, між регулятором 6 та сервоциліндром, між гідророзподільником 15 та гідроциліндром 19;
 k_1 — кількість поршнів в насосі 1; q_0 — питома сила тертя в гідроциліндрі 19;
 $\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$ — зазори між золотником регулятора 2, сервоциліндром насоса 1, золотником гальмівного клапана та корпусами; h — відкриття робочого вікна пропорційного гідророзподільника 15;
 $F_k(i_{pi})$ — передавальна функція, що реалізується контролером 28;
 H_b — попереднє стиснення пружини гальмівного клапана 24;
 m_0, m_1, m_2, m_3 — коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса від витрати та тиску;
 A_g, B_g, D_g, E_g — коефіцієнти в формули гідродинамічної сили;
 A_b, B_b, C_b — коефіцієнти в формулі витоків з камери керування;
 M_x — момент, що розвиває привод маніпулятора; M_{f1} — момент тертя в опорі рукояті.

Для забезпечення адекватності моделі просторового руху маніпулятора необхідно отримати залежності характеристик мехатронного приводу від режимів його роботи. Однією з таких характеристик є залежність величини гідродинамічної сили R_g на золотнику гальмівного клапана 24 від величини тиску в мехатронному приводі та величини відкриття золотника. Величина гідродинамічної сили R_g залежить від особливостей конструкції гальмівного клапана, тому її визначення потребує спеціальних досліджень.

Розв'язання задачі

З метою визначення залежності гідродинамічної сили R_g від параметрів роботи мехатронного приводу проведено комп'ютерне моделювання гідродинамічного процесу течії рідини у гальмівному клапані гідророзподільника мехатронного приводу. Моделювання виконано із застосуванням модуля Flow Simulation програмного пакету SolidWorks, в якому створено тривимірну модель гідророзподільника з гальмівним клапаном (рис. 3).

У тривимірній моделі гальмівного клапана виконано комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів. На рис. 4 показано робоче вікно модуля Flow Simulation та відображено результат моделювання процесу течії робочої рідини через золотник гальмівного клапана. В процесі моделювання задавались початкові умови — величини тиску p_{e2} на вході та тиску p_{f2} на виході гальмівного клапана.

В результаті комп'ютерного моделювання отримано розподіл тиску по каналах та в робочому вікні гальмівного клапана, що дозволяє розрахувати величину сил, які діють на золотник гальмівного клапана.

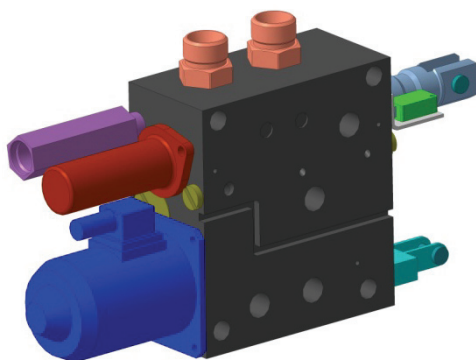


Рис. 3. Тривимірна модель гідророзподільника з гальмівним клапаном

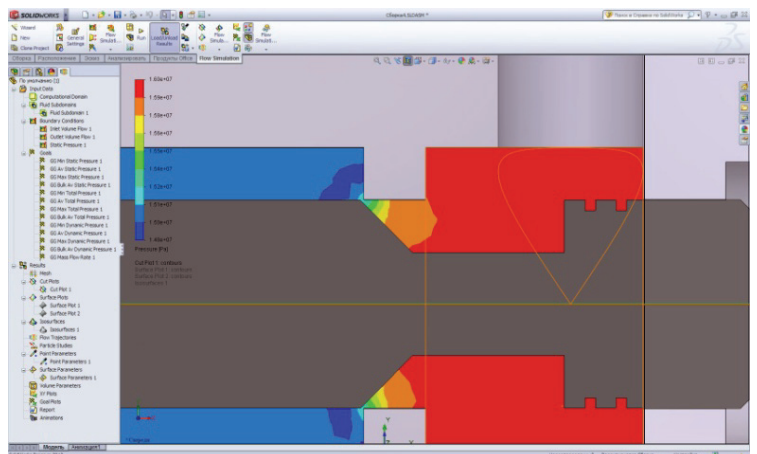


Рис. 4. Результати моделювання гідродинамічного процесу течії робочої рідини по каналах гальмівного клапана

На рис. 5 показана розрахункова схема для визначення величини гідродинамічної сили. Розрахункова схема побудована на основі результатів моделювання процесу течії робочої рідини. Конусна поверхня золотника розбита на ділянки з площами $S_1 \dots S_j$. Для кожної з ділянок визначено середнє значення тиску p_i , з яким робоча рідина діє на кожну з ділянок.

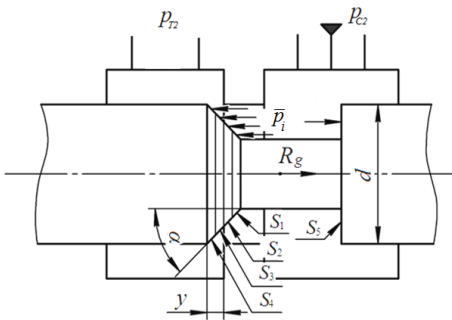


Рис. 5. Розрахункова схема для визначення величини гідродинамічної сили

Величина гідродинамічної сили розрахована за формулою

$$R_g = \sum_{i=1}^4 p_i \cdot S_i - p_{c2} S_5. \tag{12}$$

Величину R_g визначено для декількох значень відкриття у робочого вікна гальмівного клапана та декількох значень величини тиску p_{c2} . В таблиці подано результати розрахунку величини гідродинамічної сили.

Масив даних за результатами розрахунку величини R_g

$p_{c2} = 5 \cdot 10^5$ Па		$p_{c2} = 50 \cdot 10^5$ Па		$p_{c2} = 100 \cdot 10^5$ Па	
y , м	R_g , Н	y , м	R_g , Н	y , м	R_g , Н
$1,7 \cdot 10^{-3}$	21,82	$0,5379 \cdot 10^{-3}$	57,8	$0,38 \cdot 10^{-3}$	91,63
$1,019 \cdot 10^{-3}$	12,23	$0,3221 \cdot 10^{-3}$	42,97	$0,2278 \cdot 10^{-3}$	72,39
$0,5093 \cdot 10^{-3}$	6,51	$0,161 \cdot 10^{-3}$	32,5	$0,1139 \cdot 10^{-3}$	59,94
$0,1019 \cdot 10^{-3}$	2,99	$0,0322 \cdot 10^{-3}$	27,08	$0,0228 \cdot 10^{-3}$	53,79

Масив даних за результатами розрахунку апроксимований за допомогою програми DataFit 8.0. На рис. 6 показана графічна залежність $R_g = f(p_{c2}, y)$, отримана в результаті апроксимації.

Залежність є нелінійною і описується формулою

$$R_g = A_g + B_g p_{c2} - \frac{D_g}{y} + \frac{E_g}{y^2}, \tag{13}$$

де $A_g = 14,98$; $B_g = 6,98 \cdot 10^{-6}$; $D_g = 2 \cdot 10^{-3}$; $E_g = 3,15 \cdot 10^{-8}$.

Визначена залежність $R_g = f(p_{c2}, y)$ використана для побудови нелінійної математичної моделі, яка описує просторовий рух маніпулятора.

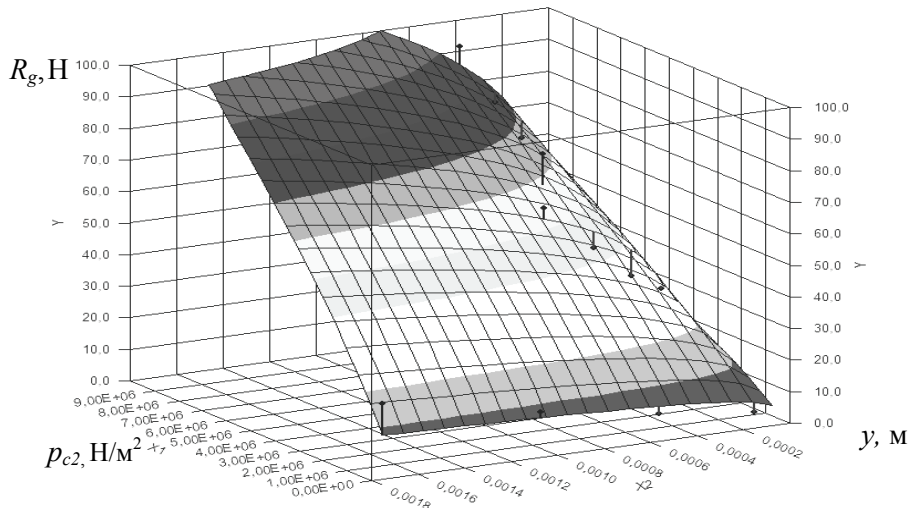


Рис. 6. Залежність гідродинамічної сили R_g від величини тиску p_{c2} та відкриття у робочого вікна золотника гальмівного клапана

Висновки

Використання модуля Flow Simulation дозволяє провести дослідження гідродинамічних процесів течії рідини в каналах гальмівного клапана та визначити залежність гідродинамічної сили на золотнику від режимів роботи мехатронного привоу. Отримана залежність використана для ство-

рення математичної моделі просторового руху маніпулятора.

Запропонована методика застосування модуля Flow Simulation для розрахунку гідродинамічних процесів в пропорційних гідроапаратах може бути ефективно використана для розробки нелінійних математичних моделей складних мехатронних систем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Christensen G. K. Present State and Future Development in Mechatronics and its Effect on Fluid Power Systems / G. K. Christensen, J. Zhou, F. Conrad, T. Sorensen // Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators: Proceedings of the First International Scientific Forum. — Cracow, 2000 (Fluid Power Net publication). — P. 1—23.
2. Harms, Hans-Heinrich. Mechatronic Systems in Mobile Hydraulic Machines / Hans-Heinrich Harms. Technical University of Braunschweig, Germany [Electronic resource]. — Mode of access: URL: <http://www.tu-bs.de/institute/ilf>.
3. Козлов Л. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Леонід Козлов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. — 2012. — № 6, С. 22—30.
4. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system / L. Kozlov // Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference “New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies”. — Suceava, Romania, May 17 — 18, 2013. — P. 120—125.
5. Павленко І. І. Промислові роботи: Основи розрахунку та проектування. — Кіровоград: КНТУ, 2007. — 420 с.
6. Струтинський С. В. Просторові Системи приводів: Монографія / Струтинський С. В., Гуржій А. А. — К.: Педагогічна думка, 2013. — 492 с.

Рекомендовано кафедрою технології та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 16.09.2014

Буренніков Юрій Анатолійович — канд. техн. наук, професор, директор Інституту машинобудування та транспорту;

Козлов Леонід Геннадійович — канд. техн. наук, доцент, професор кафедри технології та автоматизації машинобудування;

Петров Олександр Васильович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технології та автоматизації машинобудування, e-mail: petrovov@ukr.net.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Yu. A. Buriennikov¹
L. G. Kozlov¹
O. V. Petrov¹

Mathematical modeling of the manipulator spatial motion taking into account hydrodynamic processes in the directional control valve of a mechatronic drive

¹Vinnytsia National Technical University

Mathematical model of spatial motion of the manipulator with a mechatronic drive is considered. In order to refine the mathematical model, it is proposed to introduce a dependence that describes changes in the value of hydrodynamic force obtained by approximation of the results on computer modeling of hydrodynamic processes in the directional control valve of the mechatronic drive.

Keywords: manipulator, mechatronic drive, mathematical model, hydrodynamic process, hydrodynamic force.

Buriennikov Yuriy A. — Cand. Sc. (Eng), Professor, Director of the Institute of Mechanical Engineering and Transport;

Kozlov Leonid G. — Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor, Professor of the Chair of Technology and Automation Engineering;

Petrov Oleksandr V. — Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Technology and Automation Engineering, e-mail: petrovov@ukr.net

Ю. А. Буренников¹
Л. Г. Козлов¹
А. В. Петров¹

Математическое моделирование пространственного движения манипулятора с учётом гидродинамических процессов в гидрораспределителе мехатронного привода

¹Вінницький національний технічний університет

Рассмотрена математическая модель пространственного движения манипулятора с мехатронным приводом. Для уточнения математической модели предложено ввести зависимость, которая описывает изменение величины гидродинамической силы, полученной на основе аппроксимации результатов компьютерного моделирования гидродинамических процессов в узле тормозного клапана гидрораспределителя мехатронного привода.

Ключевые слова: манипулятор, мехатронный привод, математическая модель, гидродинамический процесс, гидродинамическая сила.

Буренников Юрий Анатольевич — канд. техн. наук, профессор, директор Института машиностроения и транспорта;

Козлов Леонид Геннадиевич — канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры технологии и автоматизации машиностроения;

Петров Александр Васильевич — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии и автоматизации машиностроения, e-mail: petrovov@ukr.net