

УДК 62-82:62-503.507

DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875

В. Г. ПЛЯВЕЦЬ, Л. Г. КОЗЛОВ, Ю. А. БУРСНІКОВ, В. А. КОВАЛЬЧУК

*Вінницький національний технічний університет, Україна***ПРО МОЖЛИВІСТЬ ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНОТРОННОГО ГІДРОПРИВОДА З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ**

В роботі наведено нову схему механотронного гідропривода, який забезпечує узгоджену величину подачі інструмента з величиною частоти обертання гідромотора основного руху. Відмічено, що в цьому випадку в гідроприводі має місце перехресний зв'язок, який погіршує динамічні характеристики. Запропоновано спосіб корегування сигналу перехресного зв'язку. Застосування такого способу покращує динамічні характеристики механотронного гідропривода. Наведено практичні рекомендації по вибору параметрів перехресного зв'язку.

Ключові слова: механотронний гідропривод, перехресний зв'язок, динамічні характеристики, корегування сигналу.

Вступ. В мобільних та технологічних машинах різного призначення останнім часом спостерігається все ширше застосування механотронних гідроприводів на основі регульованих насосів, пропорційної гідроапаратури та контролерів [1; 2].

Такі механотронні гідроприводи є багатокординатними. Відомі роботи ряду авторів [3; 4], в яких відмічається, що робота багатокординатних систем із перехресними зв'язками суттєво погіршується за рахунок взаємодії різних гілок системи.

В ряді робіт присвячених дослідженню систем автоматичного регулювання з перехресними зв'язками запропоновано заходи щодо забезпечення стійкої роботи та покращення характеристик за рахунок розробки спеціальних заходів [5; 6].

Постановка завдання. Являє науковий та практичний інтерес розв'язання задачі корегування перехресних зв'язків в механотронному гідроприводі мобільної машини з метою покращення його динамічних характеристик.

Результати досліджень. На рис. 1 представлена схема механотронного гідропривода розробленого авторами. Гідропривод включає регульований насос 1 з регулятором 2, дроселі 3 і 4. До насоса 1 паралельно підключено дві гілки гідропривода. Перша гілка живить гідромотор 9, що забезпечує основний рух інструменту. Робоча рідина до гідромотора 9 надходить через регульований дросель 5 та гідророзподільник 7. Друга гілка живить гідроциліндр 10, що забезпечує подачу інструмента. Робоча рідина до гідроциліндра 10 надходить через клапан 14, регульований дросель 6 та гідророзподільник 8. Гідропривод включає також контролер 11, який отримує сигнали від датчиків 12 та 13, встановлених на вході в гідромотор 9 та на вході в гідроциліндр 10 відповідно. На основі сигналів від датчиків 12 та 13 формуються сигнали, що через підсилювачі 15 і 16 поступають до електромагнітів регульованих дроселів 5 і 6. Логічний клапан 17 визначає найбільший із тисків, що діють на вході в гідромотор p_{c1} та в гідроциліндр p_{c2} , та передає його для керування регулятором 2 насоса 1.

Контролер 11 виконує роль адаптивного регулятора, що забезпечує необхідне співвідношення між частотою ω основного руху та величиною v_2 подачі інструмента.

Динамічні процеси визначаються взаємодією гілок гідропривода, та зовнішніми навантаженнями.

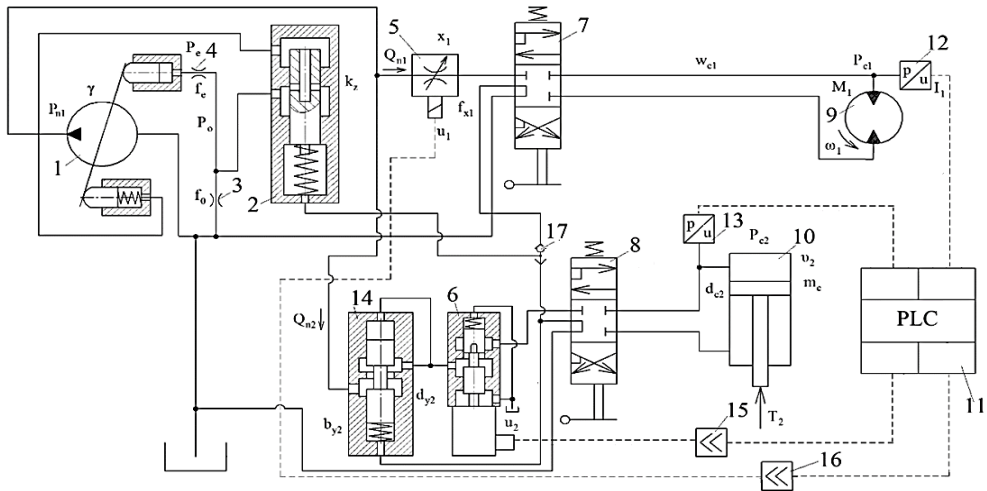


Рис. 1. Схема мехатронного гідропривода

Динамічні процеси в мехатронному гідроприводі дослідженні по розробленій нелінійній математичній моделі (рівняння 1 – 15).

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (1)$$

$$\mu f_0 \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{d\gamma}{dt} l \cdot \cos \gamma; \quad (2)$$

$$F_7 d_8 k_1 n_n \text{tg} \gamma = \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{c1})$$

$$+ \mu \pi d_{y2} y_2 \sin(\alpha) \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \times$$

$$\times \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_z z \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0); \quad (3)$$

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

$$+ \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} = q \omega_1 + \beta_n W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (5)$$

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - m - b_M \omega_1 - M_T \text{sing}(\omega_1); \quad (6)$$

$$\mu \pi d_{y2} y_2 \sin(\alpha) \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) =$$

$$= \mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{c2}) + \beta_p W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{c2}) = \vartheta_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}; \quad (8)$$

$$m_c \frac{d\vartheta_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c \vartheta_2 - T_1 \sin(\vartheta_2); \quad (9)$$

$$p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z (z + H_z) + b_z \frac{dz}{dt}; \quad (10)$$

$$p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{c2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y (H_y - y_2) - b_y \frac{dy_2}{dt}; \quad (11)$$

$$p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e; \quad (12)$$

$$(L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e) k_m = x_2; \quad (13)$$

$$M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \quad (14)$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}, \text{ де } E_p = \frac{1}{\beta_p} = \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2} \quad (15)$$

$p_{n1}, p_{c1}, p_{c2}, p_{y2}, p_0, p_e$ – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 9 та гідроциліндра 10, виході клапана 14, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1; z, x_2, y_2 – координати положення регулятора 2, регульованого дроселя 6, клапана 14; ω_1, ϑ_2 – частота обертання валу гідромотора 9 та швидкість руху поршня гідроциліндра 10; γ – кут повороту планшайби насосу 1; f_0, f_e, f_{x2}, F_7 – площі дроселів 3 та 4, площі золотників регульованого дроселя 6, площа поршнів насоса; $d_{c2}, d_{x2}, d_{y2}, d_z, d_8$ – діаметри гідроциліндра 10, золотника регульованого дроселя 6, клапана 14, регулятора 2, діаметр кола контакту поршнів насоса с планшайбою насоса; $i_{m1}, i_{m2}, i_{p1}, i_{p2}$ – величини струмів в обмотках електромагнітів та виході датчиків тиску; k_m, k_n, k_c, k_1 – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагнітів регульованих дроселів, підсилювачів та датчиків тиску, кількість поршнів в насосі 1; L_e, R_e – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта; c_z, c_y – жорсткість пружин регулятора 2 та клапана 14; T_2, m – сили приведених навантажень на штоці гідроциліндра 10 та валу гідромотора 9; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; l – плече дії сервоциліндрів насоса 1; I, I_1 – моменти інерції планшайби насоса та рухомих елементів приведених до валу гідромотора 9; m_c – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 10; $W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_{y2}, W_{c2}, W_e$ – об'єми гідроліній на виході насоса 1, між регулятором 2 та дроселем 5, на вході гідромотора 9, на виході клапана 14, на вході в гідроциліндр 10, між дроселем та сервоциліндром насоса 1; n_n – число обертів валу насоса 1; $F_k(i_{p1})$ – передавальна функція контролера для сигналу, що подається на підсилювач 15; H_z, H_y – попередні стискання пружин регулятора 2 та клапана 14; $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору на планшай-

бі насоса I від величини подачі та тиску; M_c – момент опору на планшайбі насоса I ; β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші; β_n – приведений коефіцієнт гумо-металевих трубопроводів та газорідинної суміші; q – робочий об'єм гідромотора 9 ; b_c, b_z, b_y – коефіцієнти в'язкого тертя в гідроциліндрі 10 , демпфування золотника регулятора 2 та клапана 14 ; $E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумо-металевих трубопроводів; δ – товщина стінки трубопроводу; W_f – об'єм рідини в газорідинній суміші при величині тиску p ; W_a – об'єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску.

Рівняння математичної моделі розв'язувались чисельним методом Розенброка в середовищі MATLAB-Simulink при абсолютній точності $\varepsilon_a=10^{-6}$ та відносній точності $\varepsilon_b=10^{-3}$. Моделювався перехідний процес в механотронному гідроприводі при ступінчастій зміні моменту навантаження на валу гідромотора 9 з $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $800 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розрахунок перехідних процесів в механотронному гідроприводі проводиться при таких значеннях змінних: $p_{n1}=10\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $p_{c1}=8,2\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $p_{c2}=4,0\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $p_{y2}=4,4\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $p_0=5,2\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $p_e=5,2\cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$; $\gamma=0,07 \text{ рад}$; $z=1,6\cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\omega_1=7,0 \text{ с}^{-1}$; $y_2=5,3\cdot 10^{-5} \text{ м}$; $v_2=0,05 \text{ м/с}$; $U_2=1,4 \text{ В}$.

Перехідний процес в гілці, яка живить гідроциліндр 10 проходить із значним перерегулюванням по величині тиску p_{c2} (рис. 2).

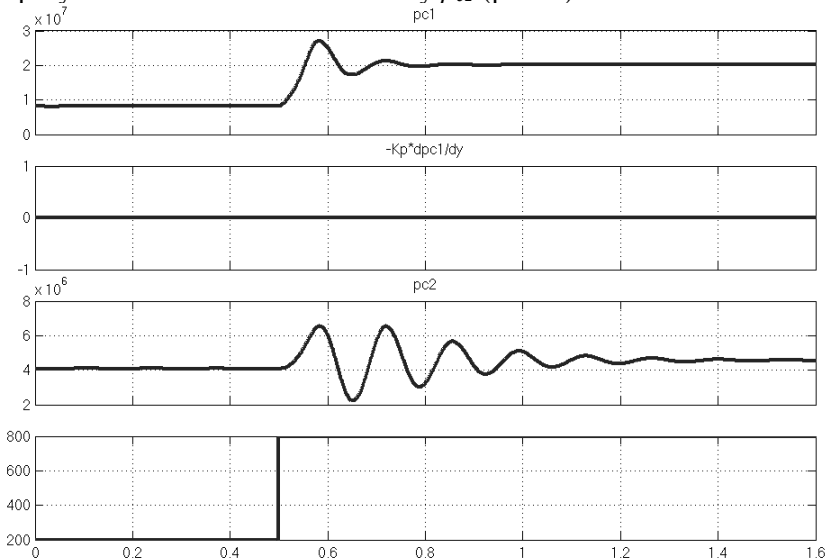


Рис. 2. Перехідний процес при взаємодії гілок механотронного гідропривода

Запропоновано сигнал перехресного зв'язку U_2 подавати контролером 11 на регульований дросель 6 із затримкою ΔT_1 та з корегуванням за залежністю $U_2 = p_{c1} - k_p \frac{dp_{c1}}{dt}$. Величина затримки в процесі дослідження змінювалась в діапазоні $\Delta T_1=(0,005\dots 0,06) \text{ с}$. Величина коефіцієнта k_p коректувальної складової сигналу перехресного зв'язку змінювалась в діапазоні $k_p=(40\dots 320)\cdot 10^{-4} \text{ с}$.

На рис. 3 представлено залежність перерегулювання від k_p та ΔT_1 в гілці, що живить гідроциліндр, при наявності корегування сигналу перехресного зв'язку.

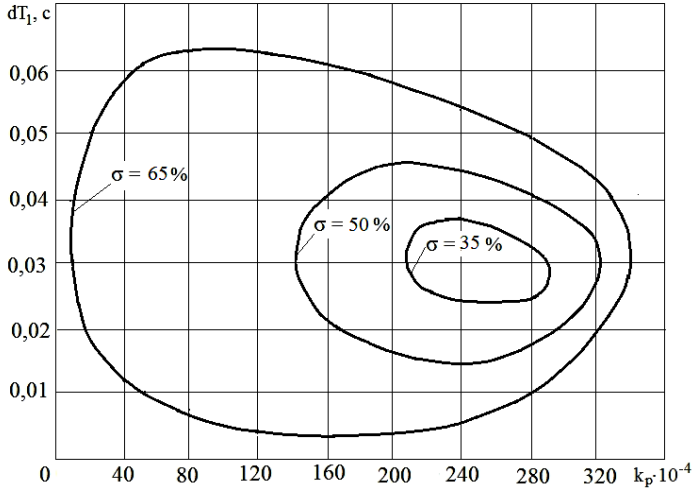


Рис. 3. Вплив ΔT_1 на k_p на перегулювання

Перегулювання в механотронному гідроприводі мінімізується при значеннях $k_p=(220\dots280)\cdot 10^{-4}$ с, а при затримці сигналу перехресного зв'язку $\Delta T_1 > 0,025$ с та $\Delta T_1 < 0,04$ с, буде близьке до 35 %.

На рис. 4 представлено перехідний процес в механотронному гідроприводі, розрахований по математичній моделі при наявності коригування сигналу перехресного зв'язку. При значеннях коефіцієнта корегувальної складової $k_p= 250\cdot 10^{-4}$ с та затримки корегувальної складової $\Delta T_1 = 0,03$ с час регулювання складає $t_p= 0,7$ с, а величина перегулювання не перевищує 35 %.

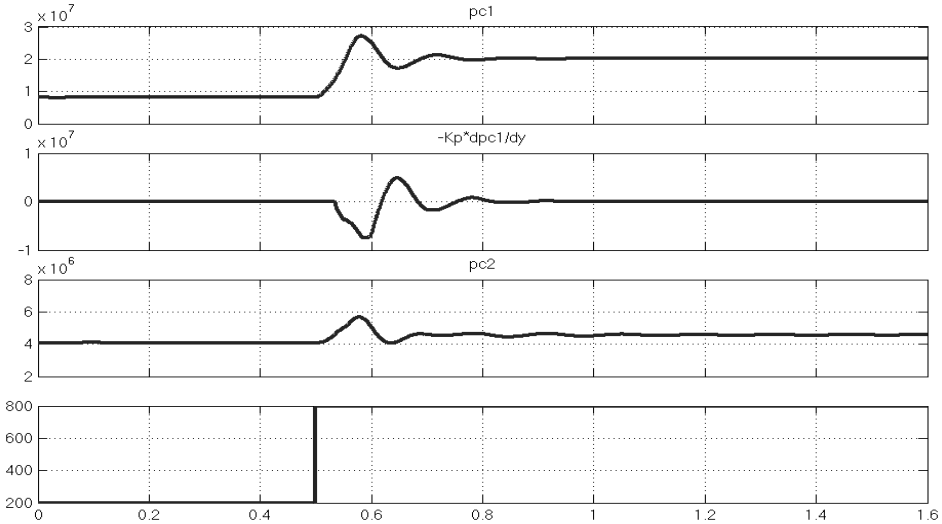


Рис. 4. Перехідний процес в механотронному гідроприводі при наявності корегування сигналу перехресного зв'язку

Висновки:

1. Корегування сигналу перехресного зв'язку забезпечується шляхом введення корегувальної складової $U_2 = p_{c1} - k_p \cdot \frac{dp_{c1}}{dt}$ та величини затримки ΔT_1 корегувальної складової.

2. Рекомендовано для зменшення перерегулювання в мехатронному гідروприводі вибирати величину k_p з діапазону $k_p=(220\dots280)\cdot 10^{-4}$ с, а величину затримки ΔT_1 з діапазону $\Delta T_1=(0,025\dots0,040)$ с.

Список літератури

1. Finzel R. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / R. Finzel, S. Helduser // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 311 – 321.
2. Kozlov L. Energy-saving mechatronic drive of the manipulator // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, – P. 231 – 239. Bkluicheno v Index Copernicus, Ulrich's International Periodicals Directory.
3. German-Galkin S. G. Computer simulation of semiconductor systems in matlab 6.0. St. Petersburg. –2001. – 320 p. (Rus)
4. Shumigay D. A. Fast algorithm for the adapters of the PI regulator / D. A. Shumigay, A. P. Ladajuk, Ya. V. Smythyukha. – Automation of technological business processes. Volume 8 – 2013. – P. 97 – 104 (Ukr)
5. Pavlov A. I. Automatic control of parameters of a non-stationari object with cross link / – Automation, technological and business processes. – Odessa. – Volume 10 // – Issue1/2018/ – P. 50 – 54.
6. Kostarev S. N. Microcoordinate Control System / S. N. Kostarev, T. G. Sereda. – IOP Conference Series: Mamaterial Science fnd Engineering. – Volume 450. – 2018. – P. 1 – 5.

Стаття надійшла до редакції 20.09.2019.

Пилявець Володимир Георгійович – аспірант кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, e-mail: volodymyr.pyliavets@gmail.com

Козлов Леонід Геннадійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницького національного технічного університету e-mail: osna2030@gmail.com

Буренніков Юрій Анатолійович – кандидат технічних наук, професор, декан факультету машинобудування та транспорту Вінницького національного технічного університету.

Ковальчук Вадим Анатолійович – інженер кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, e-mail: vadkovalchuk@gmail.com

V. H. PYLIAVETS, L.G. KOZLOV, Y. A. BURIENNIKOV, V. A. KOVALCHUK

ABOUT THE POSSIBILITY OF IMPROVING DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MECHANOTRONIC HYDRAULIC DRIVE WITH CROSS LINK

The paper presents a new scheme of mechanotronic hydraulic drive. Mechanotronic drive includes adjustable pump, proportional hydraulic equipment, hydraulic motor, sensors and controller. The controller receives signals from pressure sensors. These signals are used by the controller - The controller generates a signal that controls the adjustable throttle in the cylinder branch. The hydraulic drive provides a consistent amount of tool feed and speed of the main motor. In the hydraulic drive there is a cross connection, which degrades the dynamic characteristics. A nonlinear mathematical model of a mechanotronic hydraulic actuator is developed. Mathematical model equations are solved with MATLAB. Dynamic processes are determined by the interaction of the hydraulic actuator branches and external loads. The absolute accuracy of the calculations was $\varepsilon_a=10^{-6}$ and the relative accuracy $\varepsilon_b=10^{-3}$. The transient process in a mechanotronic hydraulic actuator was simulated with the step change of the load moment on the shaft of the hydraulic motor from 200 N·m to 800 N·m.

Dependences of the parameters of the mechanotronic hydraulic drive on time in transient modes are obtained. Overregulation of pressure in the mechanical drive actuator has been determined. A method of correction of the cross-link signal is suggested. A correction component and a time delay signal have been applied to adjust the transient signal. The correction component has a coefficient whose magnitude influences the dynamic characteristics of the mechanotronic drive. Transient delay should be selected rationally. The effect of the correction component and the time delay of the cross-link signal on the overregulation of pressure is found. Correction of the cross-link signal improves the dynamic characteristics of the mechanotronic drive. Here are some practical guidelines for choosing cross-linking options. The value of the correction component of the cross-link signal shall be selected from the range $k_p = (220 \dots 280) \cdot 10^{-4}$ s. The magnitude of the delay of the cross-link signal should be selected from the range $\Delta T_1 = (0.025 \dots 0.040)$ s. This reduces the amount of over-regulation in the pressure in the mechanical drive actuator up to 35%.

Key words: mechanotronic hydraulic actuator, cross connection, dynamic characteristics, signal correction.

References

1. Finzel R. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / R. Finzel, S. Helduser // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 311 – 321.
2. Kozlov L. Energy-saving mechatronic drive of the manipulator // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, – P. 231 – 239. Bkluucheno v Index Copernicus, Ulrich`s International Periodicals Directory.
3. German-Galkin S. G. Computer simulation of semiconductor systems in matlab 6.0. St. Petersburg. –2001. – 320 p. (Rus)
4. Shumigay D. A. Fast algorithm for the adapters of the PI regulator / D. A. Shumigay, A. P. Ladajuk, Ya. V. Smythyukha. – Automation of technological business processes. Volume 8 – 2013. – P. 97 – 104 (Ukr)
5. Pavlov A. I. Automatic control of parameters of a non-stationari object with cross link / – Automation, technological and business processes. – Odessa. – Volume 10 // – Issue1/2018/ – P. 50 – 54.
6. Kostarev S. N. Microcoordinate Control System / S. N. Kostarev, T. G. Sereda. – IOP Conference Series: Mamaterial Science fnd Engineering. – Volume 450. – 2018. – P. 1 – 5.