

АДАПТИВНИЙ РЕГУЛЯТОР З ДИНАМІЧНОЮ FUZZY-КОРЕКЦІЄЮ НАСТРОЙКИ ДЛЯ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ

Визначено, що тенденцією розвитку мобільних робочих машин є перехід на системи мехатронних приводів, що включають регульовані насоси, пропорційну апаратуру та контролери. Представлена система мехатронних приводів з адаптивним регулятором, розроблена в Вінницькому національному технічному університеті. Адаптивний регулятор забезпечує роботу мехатронного привода в трьох режимах. Мехатронний привод з розробленим адаптивним регулятором забезпечує можливість пропорційного керування та стабілізацію швидкості руху робочого органа, що суттєво покращує умови роботи оператора та підвищує продуктивність роботи машини. На основі розробленої математичної моделі визначена залежність коефіцієнта передачі корегуючої складової адаптивного регулятора від режимів роботи мехатронного привода. Залежність має нечіткий характер і для її реалізації в адаптивному регуляторі застосовано процедуру нечіткого висновку по типу Mamdani з функціями приналежності по типу подвійної гаусової кривої. Застосування адаптивного регулятора з нечіткою залежністю коефіцієнта передачі корегуючої складової адаптивного регулятора дозволяє зменшити коливальність, час регулювання та перерегулювання в мехатронному приводі.

Ключеві слова: мехатронний привод, адаптивний регулятор, пропорційне керування, динамічна корекція параметрів, нечіткі залежності, динамічні характеристики.

L. G. KOZLOV

Vinnytsia National Technical University

ADAPTIVE REGULATOR WITH DYNAMIC FUZZY-CORRECTION OF THE ADJUSTMENT FOR THE MECHATRONIC DRIVE OF A MOBILE MACHINE

Abstract - It has been determined that one of the tendencies in the development of mobile working machines is transition to the systems of mechatronic drives that include variable pumps, proportional equipment and controllers. A system of mechatronic drives with an adaptive regulator is presented, which was developed in Vinnytsia National Technical University. The adaptive regulator provides mechatronic drive operation in three modes. Mechatronic drive with the developed adaptive regulator provides the possibility of proportional control and stabilization of the working member motion speed, which ensures significant improvement of the operator's work and higher productivity of the machine operation. On the basis of the elaborated mathematical model the dependence of the transfer factor of the adaptive regulator adjusting component on the mechatronic drive operation modes has been determined. The dependence is of a fuzzy character and for its implementation in the adaptive regulator a Mamdani fuzzy inference procedure with membership functions of the Gaussian curve type is used. Application of the adaptive regulator with fuzzy dependence of the transfer factor of the adaptive regulator adjusting component makes it possible to reduce oscillation, regulation time and overshoot period in the mechatronic drive.

Keywords: mechatronic drive, adaptive regulator, proportional control, dynamic correction of the parameters, fuzzy dependencies, dynamic characteristics.

Вступ

Мобільні робочі машини, що випускаються на базі колісних тракторів (екскаватори, навантажувачі, підйомники) знаходять широке застосування в різних галузях господарства – на транспорті, в будівництві, комунальному господарстві, промисловості та сільськогосподарському виробництві. Останнім часом провідні виробники таких машин оснащують їх приводами на базі регульованих насосів та пропорційної гідроапаратури. В системах керування таких машин все частіше застосовуються контролери. Це дозволяє підвищити точність роботи машини, їх продуктивність та економічність [1,2].

Постановка завдання

Гідроприводи мобільних робочих машин повинні працювати в декількох режимах: холостого ходу, регулювання, захисту від перенавантаження. Необхідно також забезпечити в приводах мобільних машин можливість регулювання та стабілізацію швидкісних режимів руху робочих органів в широких діапазонах. Робочі органи мобільних машин працюють із змінними по величині та напрямку навантаженнями. Всі ці обставини потребують застосування в приводах мобільних машин адаптивних регуляторів, що здатні забезпечувати високоефективну роботу при зміні режимів роботи, швидкості руху робочих органів та навантажень в широких діапазонах.

Розробка адаптивних регуляторів для приводів мобільних робочих машин є актуальною задачею і повинна проводитись з урахуванням особливостей протікання робочих процесів в складних мехатронних приводах, з використанням можливостей вільнопрограмованих контролерів та застосуванням сучасних алгоритмів керування.

На рис. 1 представлена схема мехатронного привода мобільної робочої машини розробленого у Вінницькому національному технічному університеті [3,4].

Мехатронний привод включає насос 1 з регулятором 15, релейний та пропорційний розподільники 23 та 14, гідроциліндр 13, гальмівний клапан 24, адаптивний регулятор 26 та бак 3.

Адаптивний регулятор забезпечує роботу мехатронного привода в режимах холостого ходу, регулювання та захисту від перенавантаження.

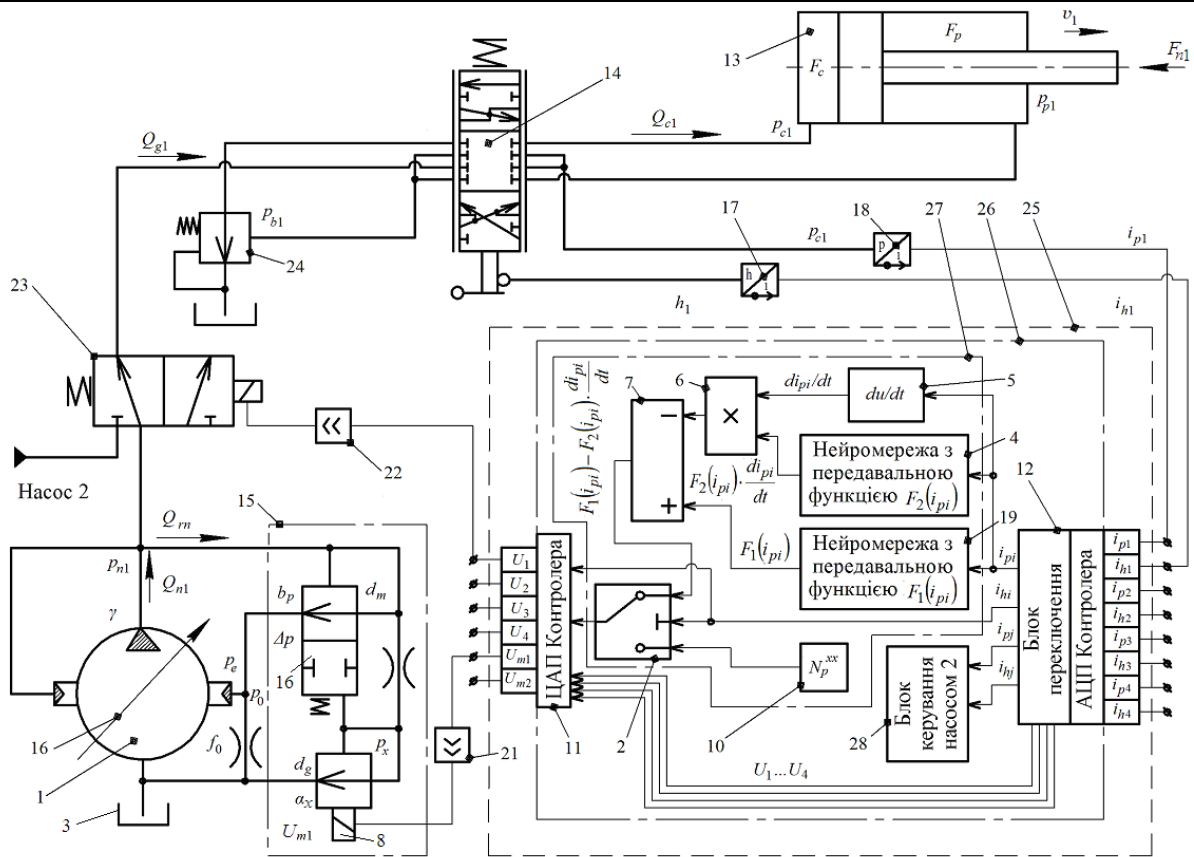


Рис. 1. Схема адаптивного регулятора мехатронного привода маніпулятора

В режимі холостого ходу пропорційний розподільник 14 знаходиться в нейтральній позиції, робоча рідина від насоса 1 до гідроциліндра 13 не надходить. Від датчиків 17 та 18 на контролер 25 поступають нульові сигнали. Адаптивний регулятор 26 підключає в роботу блок 10, який формує та подає через логічний блок 2 ЦАП контролера 11, та підсилювач 21 на електромагніт 8 регулятора 15 сигнал U_{m1} . При цьому насос 1 буде подавати в мехатронний привід мінімальну витрату Q_{n1} під мінімальним тиском p_{n1} необхідну для роботи регулятора 15 та компенсації витоків в гідроапаратурі мехатронного привода. Втрати потужності в режимі холостого ходу незначні.

В режимі регулювання пропорційний розподільник 14 переводиться в одну із робочих позицій, робоча рідина від насоса 1 буде через релейний 23 та пропорційний 14 розподільники поступати до гідроциліндра 13 приводячи його поршень до руху. Датчик 17 надсилає до контролера 25 сигнал i_{h1} , а датчик 18 надсилає сигнал i_{p1} . Блок переключення режимів 12 надсилає сигнали i_{h1} та i_{p1} в блок 27 керування насосом. При цьому включається в роботу блок 19, який формує сигнал $F_1(i_{p1})$, а також блоки 4,

5 та 6, які формують сигнал $F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$. В результаті на електромагніт 8 поступає сигнал

$U_{m1} = F_1(i_{p1}) + F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$, який має основну складову $F_1(i_{p1})$, що пропорційна величині сигналу i_{p1} від датчика тиску 18, а також коригуючу складову $F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$, яка теж пропорційна величині сигналу i_{p1} , а

також похідній від нього $\frac{di_{p1}}{dt}$. В результаті наявності сигналу U_{m1} , що надходить на електромагніт 8 регулятора 15, насос 1 буде подавати до гідроциліндра 13 витрату Q_{n1} пропорційну величині h_1 відкриття пропорційного розподільника 14, а тиск p_{n1} на виході насоса 1 буде залежати від величини навантаження F_{n1} на гідроциліндрі 13. Основна складова $F_1(i_{p1})$ сигналу адаптивного регулятора діє в статичних і

динамічних режимах роботи мехатронного привода. Складова $F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$ діє тільки в динамічних режимах роботи мехатронного привода і забезпечує покращення динамічних характеристик, корегуючи сигнал адаптивного регулятора в залежності від зміни тиску p_{c1} , величина якого залежить від поточного значення

динамічних режимів роботи мехатронного привода. Складова $F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$ діє тільки в динамічних режимах роботи мехатронного привода і забезпечує покращення динамічних характеристик, корегуючи сигнал адаптивного регулятора в залежності від зміни тиску p_{c1} , величина якого залежить від поточного значення

динамічних режимів роботи мехатронного привода. Складова $F_2(i_{p1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt}$ діє тільки в динамічних режимах роботи мехатронного привода і забезпечує покращення динамічних характеристик, корегуючи сигнал адаптивного регулятора в залежності від зміни тиску p_{c1} , величина якого залежить від поточного значення

навантаження F_{n1} на гідроциліндрі. Передавальна функція $F_2(i_{p1})$ визначає величину коефіцієнта передачі k_p корегуючої складової сигналу адаптивного регулятора, який повинен змінюватись в залежності від режимів роботи мехатронного привода [5].

В режимі захисту мехатронного привода від перенавантаження від датчика 18 на контролер 25 поступає максимальний по величині сигнал p_{c1} , який автоматично обмежується передавальною функцією $F_1(i_{p1})$ і відповідно обмежується сигнал U_{m1} , що надходить на електромагніт регулятора 15 насоса 1. При цьому витрата насоса 1 буде зведена до мінімуму, а тиск p_{n1} стабілізований на рівні, який передбачає можливість захисту елементів та трубопроводів мехатронного привода від руйнування.

Адаптивний регулятор передбачає, в разі необхідності, можливість привода гідроциліндра 13 від насоса 2, що входить до складу мехатронного привода. Для реалізації такої можливості адаптивний регулятор 26 включає блок 28, який забезпечує переключення через підсилювач 22 релейного розподільника 23 і відповідну перекомутацію насосів і гідроциліндра в мехатронному приводі.

Для ефективного використання адаптивного регулятора з метою покращення динамічних характеристик необхідно знати закон зміни коефіцієнта передачі k_p корегуючої складової при зміні режимів роботи мехатронного привода. Режими роботи мехатронного привода характеризуються величиною тиску p_{c1} , що залежить від величини навантаження F_{n1} на гідроциліндрі, а також величиною відкриття h_1 пропорційного розподільника 14. Тобто для настройки адаптивного регулятора необхідно знати залежність $k_p = F_2(i_{p1}, i_{h1})$. Вказані залежності можуть бути знайдені шляхом досліджень перехідних процесів в мехатронному приводі по математичній моделі.

Математичну модель мехатронного привода маніпулятора побудовано з урахуванням таких припущень на спрощень. Розглядаються зосереджені параметри елементів приводів, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролініях не враховувались за винятком нагнітальної лінії гідророзподільника, сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів.

Математична модель привода маніпулятора на основі регульованого насоса має вигляд.

$$\begin{aligned}
 I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \\
 &+ m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n); \\
 m_x \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt}; \\
 m_p \frac{d^2 z}{dt^2} &= p_{n1} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - C_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt}; \\
 m_b \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} - c_b \cdot (H_b + y_1) - A_g + B_g \cdot p_{p1} - \frac{D_g}{y_1} + \frac{E_g}{y_1^2} - \\
 &- \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_b \cdot l_b}{\varepsilon_b} \right) \cdot \frac{dy_1}{dt}; \\
 F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_{n1} &= a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 + \\
 &+ \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta \cdot W_{n1} \cdot \frac{dp_{n1}}{dt}; \\
 a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 &= \\
 = F_c \cdot v_1 + \beta_c \cdot W_{c1} \cdot \frac{dp_{c1}}{dt} - \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{c1} - p_{b1}); \\
 F_{p1} \cdot v_1 = \mu \cdot k_b \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{p1}}{\rho}} + \beta_p \cdot W_{p1} \cdot \frac{dp_{p1}}{dt}; \\
 \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{c1} - p_{b1}) &= \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt} - \\
 &- A_b \cdot p_b + B_b \cdot t^\circ + C_b \cdot \varepsilon_b^2;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \\ & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e); \\ & \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_x \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}; \\ & \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_e \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} + A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e^2 + Q_{ee} - \\ & - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \\ & p_{c1} \cdot k_c \cdot \left[F_1(i_{p1}) - F_2(i_{p1}, i_{h1}) \cdot \frac{di_{p1}}{dt} \right] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e - k_a \frac{dz}{dt}; \\ & p_{c1} \cdot F_c - p_{p1} \cdot F_p - T_c \cdot \text{sign}(v_1) - F_{n1} = m_c \cdot \frac{dv_1}{dt}. \end{aligned}$$

де $p_{c1}, p_{p1}, p_e, p_0, p_{b1}$ – тиски на вході та виході гідроциліндра 13, в системі керування насоса 1, на вході гальмівного клапана 24;

z, y_1 – координати положення золотника регулятора 15 та золотника гальмівного клапана тиску 24;

v_1 – швидкість руху поршня гідроциліндра 13;

γ – кут повороту планшайби регульованого насоса 1;

f_0 – площа дроселя в системі керування насоса;

$F_c, F_p, f_4, f_5, f_e, f_b$ – площі поршня гідроциліндра 13, 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 13, золотника 16 регулятора, золотника гальмівного клапана, поршнів регульованого насоса та кола контакту поршнів насоса з планшайбою, дроселя регулятора насоса;

k_m, k_n, k_a, k_c – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагніта, витоків в насосі 1, протидіюча е.р.с. електромагніта 8, підсилення датчика тиску 18;

L_e, R_e – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта клапана 8;

c_b – жорсткість пружини гальмівного клапана;

i_{m1}, i_{p1}, i_{h1} – струм в обмотках електромагніта клапана 8, на виході датчика тиску 18 та датчику положення 17;

F_{n1}, T_c – сили приведенного навантаження на штоці, тертя в гідроциліндрі 13;

μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

ρ – густина робочої рідини;

l_p, l_4, l_b, l – довжина контакту золотника регулятора 16, сервоциліндра насоса 1, золотника гальмівного клапана з корпусами, плече дії сервоциліндрів регульованого насоса 1;

β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів;

I – момент інерції планшайби насоса;

m_p, m_b, m_c – маса золотників 16 регулятора та гальмівного клапана 23, приведена маса робочого механізму;

W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_b – об'єми гідролінії між насосом 1 та гідророзподільником 15, між регулятором 16 та сервоциліндром, між гідророзподільником 14 та гідроциліндром 13, між гідроциліндром 13 та гальмівним клапаном 24;

n_n – частота обертання вала насоса 1;

k_1 – кількість поршнів в насосі 1;

$\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$ – зазори між золотником регулятора 16, сервоциліндром насоса 1, золотником гальмівного клапана 24 та корпусами;

h_1 – відкриття робочого вікна пропорційного гідророзподільника 14;

H_b – попереднє стиснення пружини гальмівного клапана 24;

m_0, m_1, m_2, m_3 – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса 1 від витрати та

тиску;

A_g, B_g, D_g, E_g – коефіцієнти в формулі гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана 24;

A_b, B_b, C_b – коефіцієнти в формулі витоків з камери керування.

Методика визначення залежності $k_p = F_2(i_{p1}, i_{h1})$ наведена в [5]. Оскільки під час роботи мехатронного привода змінюються його навантаження, демпфуючі властивості, то залежність коефіцієнта k_p від зміни величин i_{p1} та i_{h1} , а значить і від величин p_{c1} та h_1 не може бути визначена точно. Окрім того, визначення діапазону зміни величини k_p , в якому мінімізується значення часу регулювання утруднене динамічним характером залежностей змінних стану мехатронного привода від часу. Все це призводить до того, що для величини коефіцієнта k_p можна визначити лише діапазон $k_p' \dots k_p''$, в якому час перехідного процесу мінімізується. Тобто визначення залежності k_p від зміни p_{c1} та h_1 , при якій мінімізується час регулювання в механічному приводі є нечітким (рис. 2).

В зв'язку з виявленою нечіткою залежністю величини k_p від p_{c1} та h_1 застосовано апарат нечіткої логіки. Такій підхід дозволяє розширити можливості застосування методів теорії автоматичного керування на коло тих задач, які не піддаються точному математичному опису.

При розробці структури адаптивного регулятора та визначенні його параметрів використано алгоритм Mamdani. Адаптивний регулятор включає також нейромережу 1 (рис. 3), яка забезпечує формування основної складової сигналу регулятора з передавальною функцією $F_1(i_{p1})$, блоки математичних функцій 2, 3, 4, блок 5 сигналу постійної величини, логічний блок 6, блоки фузифікації 7, 8, блок бази правил 9 та блок дефузифікації 10. Блок нечіткого керування формує величину коефіцієнта k_p в залежності від зміни величин p_{c1} та h_1 , які характеризують режими роботи мехатронного привода.

На рис. 4 представлена поверхня, яка характеризує отриману нечітку залежність коефіцієнта k_p від зміни величин p_{c1} та h_1 .

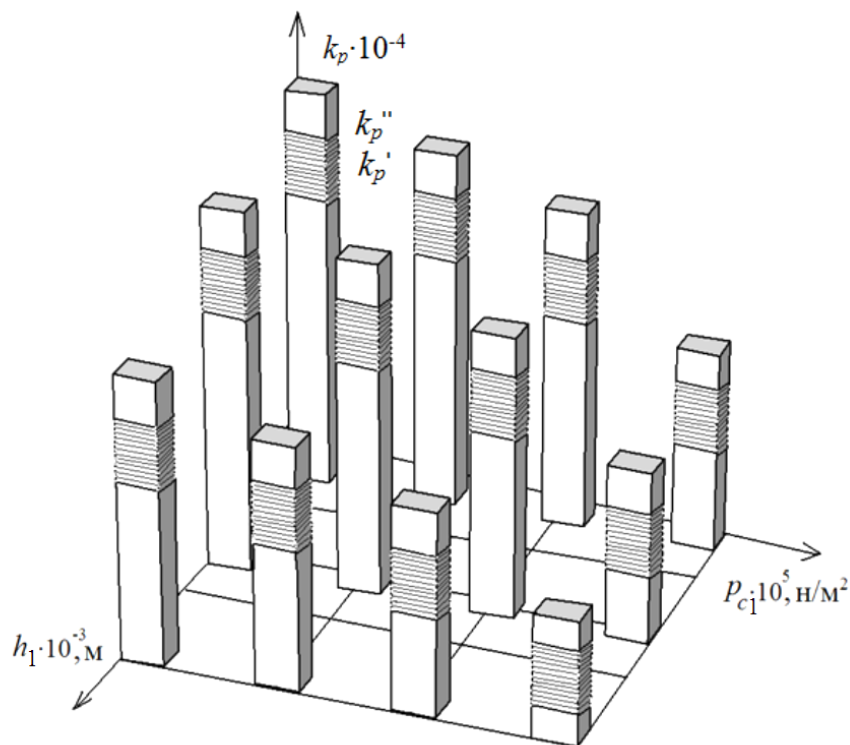


Рис. 2. Визначення залежності коефіцієнта передачі k_p від величини тиску p_{c1} на вході в гідроциліндр та відкриття h_1 робочого вікна гідророзподільника

Використання адаптивного регулятора із застосуванням нечіткої корекції настройки забезпечує покращення динамічних характеристик в мехатронному приводі. На рис. 5, а представлено перехідний процес в мехатронному приводі при ступінчастій зміні зустрічного навантаження на величину $F_{n1} = 22000$ Н.

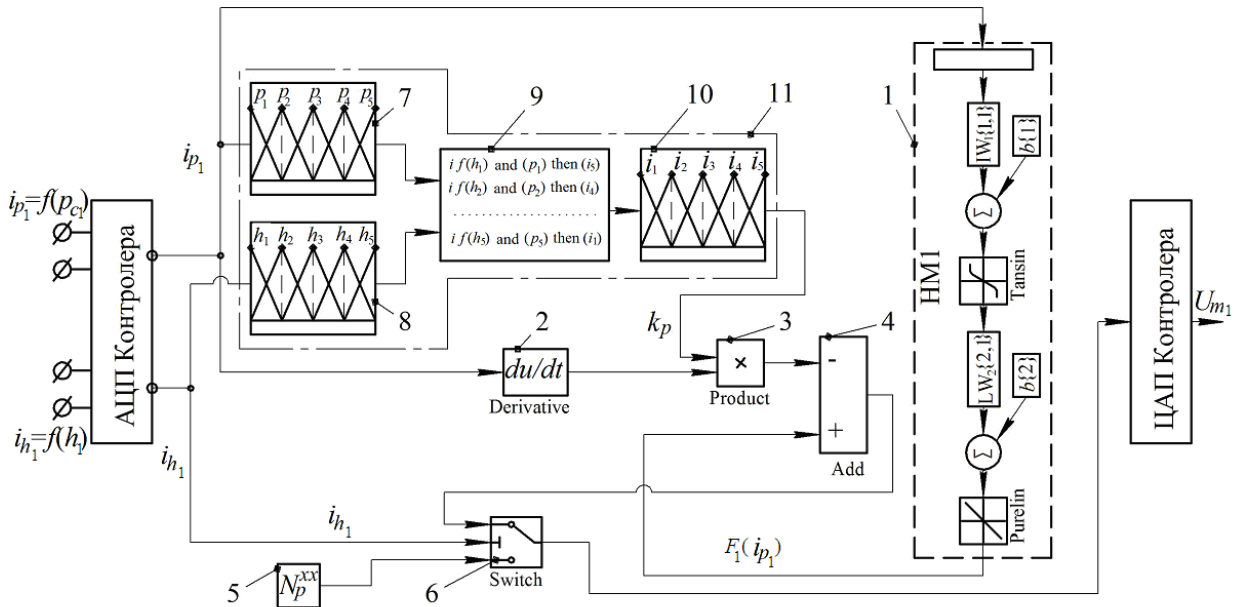


Рис.3. Структурна схема адаптивного регулятора з використанням нечіткої корекції параметрів настройки

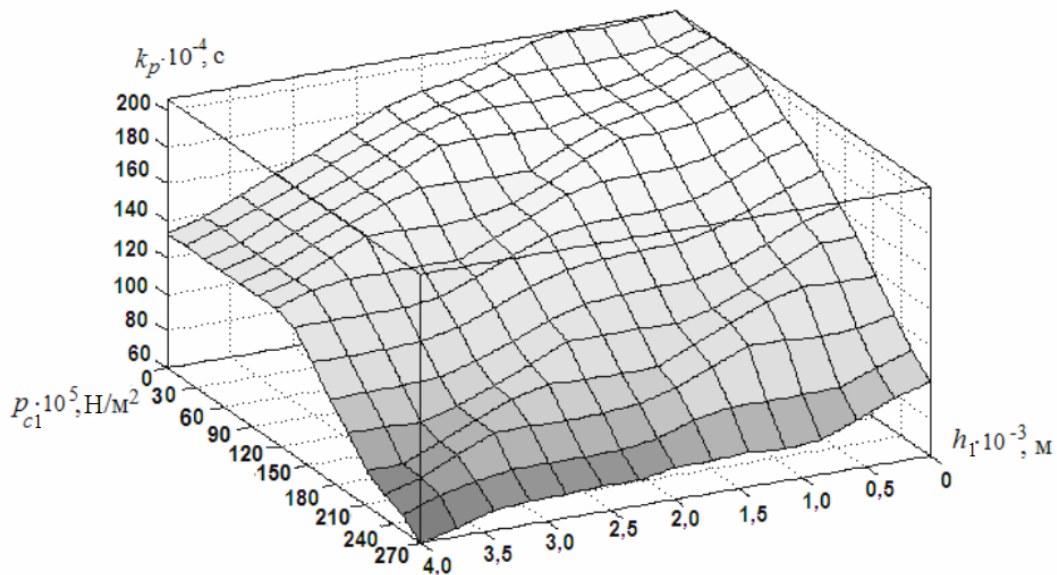


Рис. 4. Нечітка залежність коефіцієнту передачі k_p корегуючої складової сигналу адаптивного регулятора від режимів роботи мехатронного привода

Перехідний процес розрахований при значенні $k_p = 0$ характеризується значною коливальністю в перехідному процесі, тривалість якого становить $t_p = 1,0$ с. При введенні нечіткої корекції величини k_p при однакових умовах коливальність в перехідному процесі зменшується, час регулювання становить $t_p = 0,62$ с, зменшується також на 20 % величина перерегулювання.

Висновки

Знайдена залежність коефіцієнта передачі k_p корегуючої складової сигналу адаптивного регулятора від величин тиску на вході в гідродвигун та відкриття робочого вікна гідророзподільника. Сукупність граничних значень діапазонів коефіцієнта передачі k_p при зміні величини тиску та відкриття робочого вікна гідророзподільника, в яких мінімізується час регулювання дозволяє створити нечітко-визначену залежність коефіцієнта передачі k_p від вказаних параметрів. Залежність апроксимована системою нечіткого виводу по типу Mamdani з гаусовими функціями приналежності. Застосування нечіткої корекції величини коефіцієнта передачі корегуючої складової сигналу адаптивного регулятора дозволяє знизити коливальність привода, час регулювання та перерегулювання в мехатронному приводі.

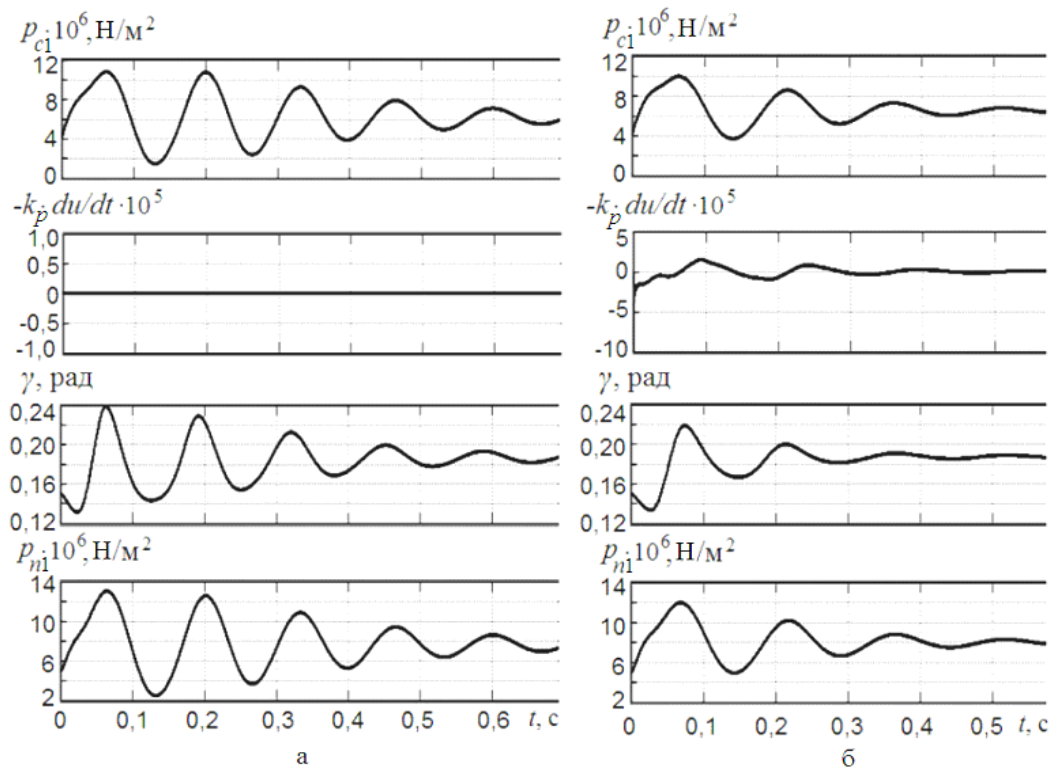


Рис. 5. Перехідні процеси в мехатронному приводі
а – при відсутності корегування настройки адаптивного регулятора;
б – при введенні зміни коефіцієнта передачі корегуючої складової сигналу в залежності від режимів роботи

Література

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. Струтинський В.Б., Козлов Л.Г. Адаптивний регулятор на основі нейромереж для мехатронної гідросистеми мобільної машини // Збірник праць Всеукраїнської наукової конференції з міжнародною участю „Нейросітові технології і їх застосування”. – Краматорськ : ДГМА, 2013. – С. 83-95.

References

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. Kozlov L. Mekhatrona hidrosistema mobilnoi mashiny / Leonid Kozlov // Visnyk Shidnoukrayinskogo natsionalnogo universitetu imeni Volodymyra Dalia. – 2012. – №6. – S. 22 – 30.
3. 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.
4. Strutinskiy V. B., Kozlov L. G. Adaptivniy reguliator na osnovi neyromerezh dlia mekhatronoi hidrosistemy mobilnoi mashiny // Zbirnyk prats Vseukrayinskoyi naukovi konferentsii z mizhnarodnoyu utsastiu “Neyrositivni tekhnologii ta yikh zastosuvania”. – Kramatorsk: DGMA, 2013. – P. 83 – 95.

Рецензія/Peer review : 24.09.2014 р.

Надрукована/Printed :30.9.2014 р.
 Рецензент: д.т.н., професор І.О. Сивак