

Висновки. В виду важности сохранныости приборов, отвечающих за живучесть судна, целесообразно совершенствовать средства и системы защиты судовых генераторов, а так же судовых потребителей. При наличии современных электронных компонентов, возможно и необходимо использовать дополнительные меры защиты вышеуказанных объектов с уставками выше, чем этого требует регистр, если это не приведет к неправильной эксплуатации оборудования и не противоречит правилам технической эксплуатации.

Литература

1. Баранов А.П. Моделирование судового электрооборудования и средств автоматизации : учебник для вузов / А. П. Баранов, М.М. Раимов. – СПб : Элмор, 1997. – 232 с.
2. Баранов В.Н. Применение микроконтроллеров AVR: схемы, алгоритмы программы / Баранов В.Н. – М. : Додэка-XXI, 2004. – 288 с.
3. Водовозов А.М. Микроконтроллеры для систем автоматики : учебное пособие / Водовозов А.М. – Вологда : ВоГТУ, 2002. – 131 с.
4. Щербаков Ю.В. Устройство защиты от перенапряжения для судовых ДГ / Ю.В. Щербаков, Д.А. Наговський // Сучасні проблеми морського транспорту та безпека мореплавства : матеріали IV Всеукр. наук. конф., 20 листопада 2014 р. – Херсон : ХДМА, 2014. – С. 411–413.
5. Мелинский Г.А. Устойчивость энергосистем. Книга 1 [Электронный ресурс] / Г.А. Мелинский, Г.В. Меркурьев. – Режим доступа : www.cpk-energy.ru/metod/u1/mm1.pdf

Рецензія/Peer review : 6.11.2015 р.

Надрукована/Printed : 5.12.2015 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Шарко О.В.

УДК 621.22

А.О. ТОВКАЧ, В.В. БОГАЧУК, Л.Г. КОЗЛОВ
Вінницький національний технічний університет

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ПОДАЧІ НАСОСА

Розглянута схема гідропривода, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті. На стадії проектування статичні та динамічні характеристики можуть бути оцінені на основі досліджень робочих процесів в гідроприводі, виконаних із застосуванням математичних моделей. Математична модель гідропривода сформована в середовищі MATLAB Simulink та оброблена за допомогою чисельного методу Rosenbrock. Проведені імітаційні дослідження робочих процесів в гідроприводі. Моделювання перехідного процесу підтверджує роботоздатність розробленої схеми та алгоритму керування, а також дозволяє визначити статичні та динамічні характеристики гідропривода.

Ключові слова: гідропривод, мобільні робочі машини, математичні моделі.

A.O. TOVKACH, V.V. BOGACHUK, L.G. KOZLOV
Vinnitsia National Technical University

CHARACTERISTICS OF THE HYDRAULIC DRIVE WITH ELECTROHYDRAULIC PUMP DELIVERY CONTROLLER

Abstract – The hydraulic drive circuit, developed in Vinnitsia National Technical University, is considered. At the design stage static and dynamic characteristics can be estimated on the basis of investigation of hydraulic drive working processes, conducted with the application of mathematical models. Hydraulic drive mathematical model is elaborated in MATLAB Simulink environment and processed using Rosenbrock numerical method. Simulation study of the hydraulic drive working processes has been performed. Transient process simulation confirms operability of the developed circuit and of the control algorithm as well as makes it possible to determine static and dynamic characteristics of the hydraulic drive.

Keywords: hydraulic drive, mobile working machines, mathematical models.

Вступ

Останнім часом в мобільних робочих машинах різного призначення (екскаваторах, навантажувачах, тракторах) все ширше застосовуються гідроприводи з пропорційним електрогідролічним пропорційним керуванням [1–7]. Застосування гідроприводів з електрогідролічним пропорційним керуванням обумовлено:

- можливістю пропорційної та плавної зміни швидкості руху робочих органів;
- суттєвим покращенням динамічних характеристик;
- ефективним захистом механізмів мобільної машини від перевантажень;
- можливістю дистанційного керування гідроагрегатами із безпечної зони.

У Вінницькому національному технічному університеті розроблена схема гідропривода на основі насоса з електрогідролічним регулятором та контролером, що має аналогові входи і виходи. Схема гідропривода представлена на рис. 1.

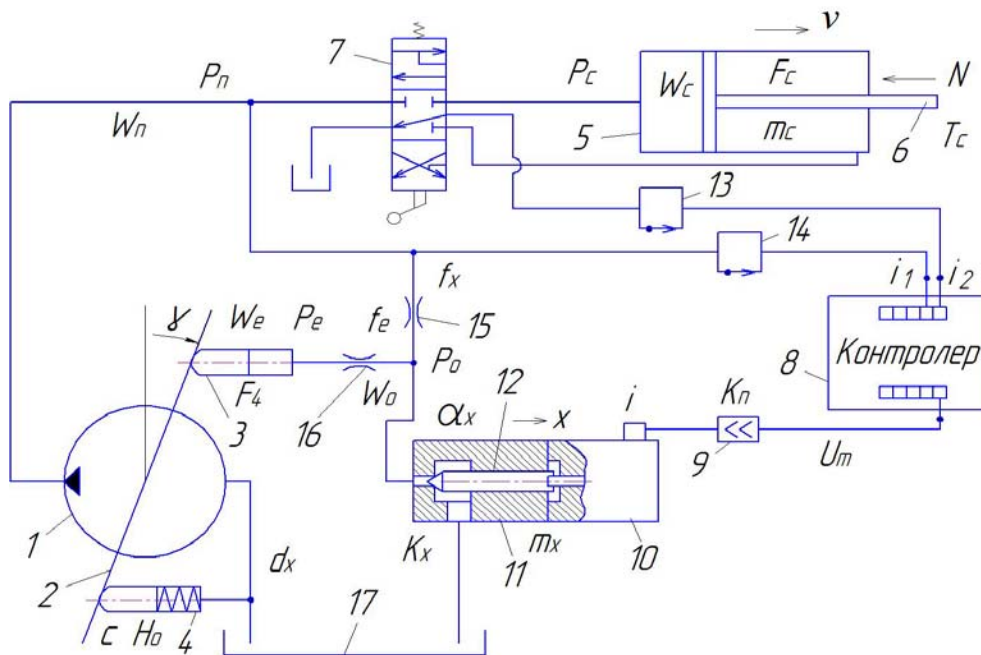


Рис. 1. Розрахункова схема гідропривода

Схема включає насос 1 з планшайбою 2, сервоциліндром 3 та пружиною 4. Насос 1 приводить до руху поршень 6 гідроциліндра 5 на який діє навантаження N . Запуск та зупинка гідроциліндра забезпечується гідророзподільником 7. Контролер 8 отримує сигнали i_1 та i_2 від датчиків тиску 14 та 13 і по спеціальному алгоритму формує сигнал керування U_m , який через підсилювач 9 поступає на електромагніт 10 та регулятор 11. Сервоклапан 12 під дією сигналу керування формує таке значення тиску p_o , при якому потужність P_n , що подається регульованим насосом 1 буде підтримуватись постійною при зміні швидкості руху v штока 6 гідроциліндра, або навантаження N , що діє на гідроциліндр 5. Підтримання постійної величини потужності P_n , що подається насосом 1 до гідроциліндра дозволяє в повній мірі використовувати можливості двигуна внутрішнього згорання машини, який забезпечує роботу гідропривода. Застосування контролера в розробленій схемі дозволяє формувати алгоритми керування насосом з урахуванням характеристик гідроагрегатів привода та особливостей протікання робочих процесів при виконанні операцій різного характеру.

При проектуванні гідроприводів мобільних робочих машин необхідно забезпечити певні статичні та динамічні характеристики. На стадії проектування статичні та динамічні характеристики можуть бути оцінені на основі досліджень робочих процесів в гідроприводі, виконаних із застосуванням математичних моделей.

Результати математичного моделювання

Математична модель гідропривода включає рівняння моментів, що діють на планшайбу 2 насоса 1 (рівняння 1), рівняння сил, що діють на шток 6 гідроциліндра 5 (рівняння 2) та на сервоклапан 12 (рівняння 3), рівняння падіння напруги в ланцюгу електромагніта 10 (рівняння 4), а також рівняння нерозривності потоків для гідролінії між насосом 1, гідророзподільником 7 та дроселем 15 (рівняння 5), між дроселем 15, демпфером 16 та сервоклапаном 11 (рівняння 6), між гідро розподільником 7 та гідроциліндром 5 (рівняння 7), між демпфером 16 та сервоциліндром 3 (рівняння 8).

Математична модель розроблена при таких допущеннях та спрощеннях. Розглядаються зосереджені параметри гідропривода; температура робочої рідини за час протікання перехідного процесу не змінюється; хвильові процеси в трубопроводах не враховуються; коефіцієнти потоку через дросельні та клапанний елемент є постійними; режим роботи гідропривода – без кавітаційний; об’єм камер гідроциліндра та сервоциліндра за час перехідного процесу не змінюються; втрати тиску в гідролініях не враховуються, за винятком нагнітальної гідролінії, що включає гідророзподільник; сила сухого тертя в гідроциліндрі не залежить від швидкості руху поршня; робота підсилювача моделюється пропорційною ланкою.

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = c(H_o + l \cdot \sin \gamma) - p_e F_4 l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4}{\epsilon_o} \cdot l^2 \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma \quad (1)$$

$$m_c \frac{dv}{dt} = p_c F_c - N - T_c \cdot \sin v \quad (2)$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_o \frac{\pi d_x^2}{4} - k_e \cdot i - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_x \cdot l_x}{\epsilon_x} \right) \frac{dx}{dt} \quad (3)$$

$$(A_u + B_u \cdot p_n + \frac{C_u}{p_c}) \cdot k_u = R_e \cdot i + L_e \frac{di}{dt} \quad (4)$$

$$d_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \text{tg} \gamma - k_n p_n = a + bh + c(p_n - p_c) + dh^2 + e(p_n - p_c)^2 + \\ + f(p_n - p_c) \cdot h + \mu f_x \sqrt{\frac{2(p_n - p_o)}{\rho}} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt} \quad (5)$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2(p_n - p_o)}{\rho}} = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin \frac{d_x}{2} \cdot \sqrt{\frac{2p_x}{\rho}} + \beta W_o \frac{dp_o}{dt} \quad (6)$$

$$a + bh + c(p_n - p_c) + dh^2 + e(p_n - p_c)^2 + f(p_n - p_c)h = F_c \cdot v + \beta W_c \frac{dp_c}{dt} \quad (7)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2(p_o - p_e)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_o - p_e) = \beta W_e \frac{dp_e}{dt} - F_4 \frac{d\gamma}{dt} l - A_e p_e + B_e t^o + C_e \varepsilon_o^2 \quad (8)$$

При розробці математичної моделі використані такі позначення: p_n, p_c, p_o, p_e – тиски на виході насоса 1, на вході в гідроциліндр 5, на вході в сервоклапан 12, на вході в сервоциліндр 3; x – координата положення сервоклапана 12; γ – кут повороту планшайби 2; i – величина струму в електромагніті 10; v – швидкість руху поршня 6; I – момент інерції планшайби 2; c – жорсткість пружини 4; H_o – попереднє стискання пружини 4; l, l_4, l_x – плече дії сервоциліндра 3, довжина контакту сервоциліндра 3 та корпусу, l_x – довжина контакту сервоциліндра 12 та корпусу; F_4, F_c – площа поршня сервоциліндра 3, площа поршня гідроциліндра 5; ρ – густина робочої рідини; v – коефіцієнт кінематичної в'язкості; β – коефіцієнт стискання робочої рідини; μ – коефіцієнт потоку дросельних елементів; d_4, d_x – діаметри сервоциліндра 3 та сервоклапана 12; m_c, m_x – приведена маса робочого механізму до поршня 6, маса сервоклапана 12; N – зусилля робочого механізму приведені до штока 6; T_c – сила тертя в гідроциліндрі 5; $\varepsilon_o, \varepsilon_x$ – діаметральні зазори між сервоциліндром, сервоклапаном та їх корпусами; A, B, C – коефіцієнти в формулі залежності вихідного сигналу контролера від вхідних сигналів; a, b, c, d, e, f – коефіцієнти в формулі залежності витрати через гідророзподільник 7 від відкриття h та перепаду тиску $p_n - p_c$; A_e, B_e, C_e – коефіцієнти в формулі залежності витоків з камери сервоциліндра 3; k_n, k_w, k_e, k_g – коефіцієнти витоків в насосі 1, підсилювача 9, електромагніта 10, датчиків 13, 14; R_e, L_e – активний опір та індуктивність котушки електромагніта 10; Q_n – витрата насоса 1; f_x, f_e – площі дроселя 15 та демфера 16; W_n, W_o, W_c, W_e – об'єм гідроліній між насосом 1 і гідророзподільником 7, між дроселем 15 та сервоклапаном 12, між гідророзподільником 7 та гідроциліндром 5, між демфером 16 та сервоциліндром 3; α_x – кут нахилу робочої кромки сервоклапана 12; i_1, i_2 – величини струмів на виході датчиків тиску 14 і 13; d_7 – діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою; d_8 – діаметр поршнів регульованого насоса; k_1 – кількість поршнів регульованого насоса; n_n – частота обертання приводного валу насоса.

Контролер 8 формує алгоритм керування регулятором 11 насоса таким чином, що насос забезпечує витратну характеристику $Q=f(N)$ представлену на рис. 2. При цьому потужність P_n , що розвивається насосом, підтримується на постійному рівні, що дозволяє в повній мірі використовувати можливості приводного двигуна машини. Для забезпечення роботи гідропривода в режимі $P_n = \text{const}$ контролер повинен формувати залежність $U_m = A_u + B_u p_n + C_u / p_c + k_g$, де $A_u = 2,66 \cdot 10^{-2}$, $B_u = -5,77 \cdot 10^{-2}$, $C_u = -2,907 \cdot 10^{-5}$. При формуванні залежності U_m від величин тисків p_n та p_c враховано коефіцієнт передачі датчиків тиску 13 та 14 $k_g = 0,133 \cdot 10^{-8}$, а також дані базової залежності $Q=f(N)$.

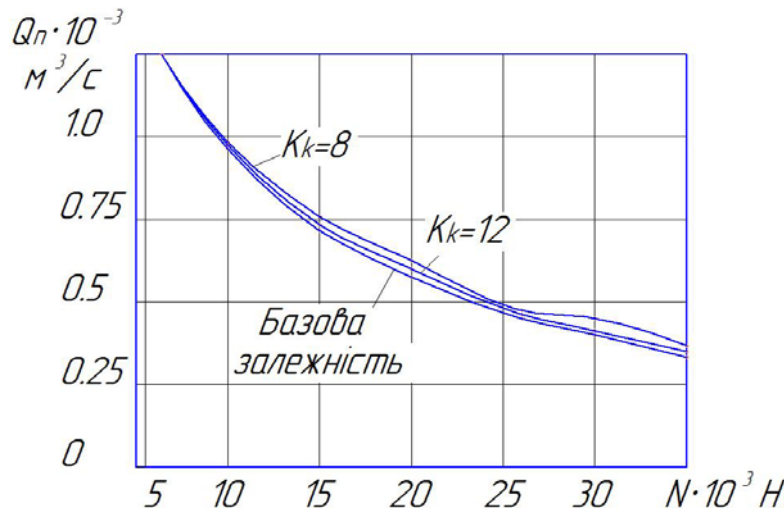


Рис. 2. Вплив величини роздільної здатності контролера на статичну характеристику гідропривода

і представлена на рис. 3. В блок схемі використані блоки Quantizer, які зберігають квантування вхідних сигналів $i_1=k_g \cdot p_n$ та $i_2=k_g \cdot p_c$ з інтервалом 0,01с, блоки Uniform Encoder, що забезпечують кодування сигналів в контролері з роздільною здатністю 8 Біт, та блоки Uniform Decoder, що зберігають декодування вихідного сигналу контролера з роздільною здатністю 8 Біт.

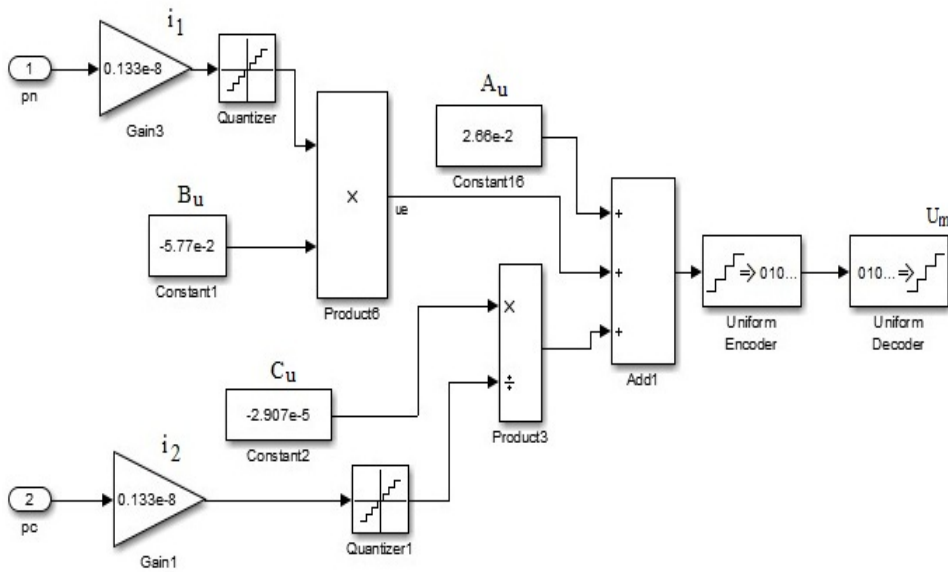


Рис. 3. Блок-схема моделі контролера

Математична модель гідропривода сформована в середовищі MATLAB Simulink та оброблена за допомогою чисельного методу Rosenbrock з абсолютною точністю $\epsilon_a=10^{-6}$ та відносною точністю $\epsilon_b=10^{-3}$. Параметри математичної моделі мали такі значення: $m_c=1000\text{кг}$, $W_n=1 \cdot 10^{-3}\text{м}^3$, $W_c=4 \cdot 10^{-3}\text{м}^3$, $\beta=0,6 \cdot 10^{-9}\text{м}^2/\text{Н}$, $\mu=0,67$, $\rho=900\text{кг}/\text{м}^3$, $F_n=4,2 \cdot 10^{-4}\text{м}^2$, $F_c=25 \cdot 10^{-4}\text{м}^2$, $l=64 \cdot 10^{-3}\text{м}$, $I=0,02\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $d_x=1,6 \cdot 10^{-3}\text{м}$, $W_e=0,02 \cdot 10^{-3}\text{м}^3$, $W_o=0,02 \cdot 10^{-3}\text{м}^3$.

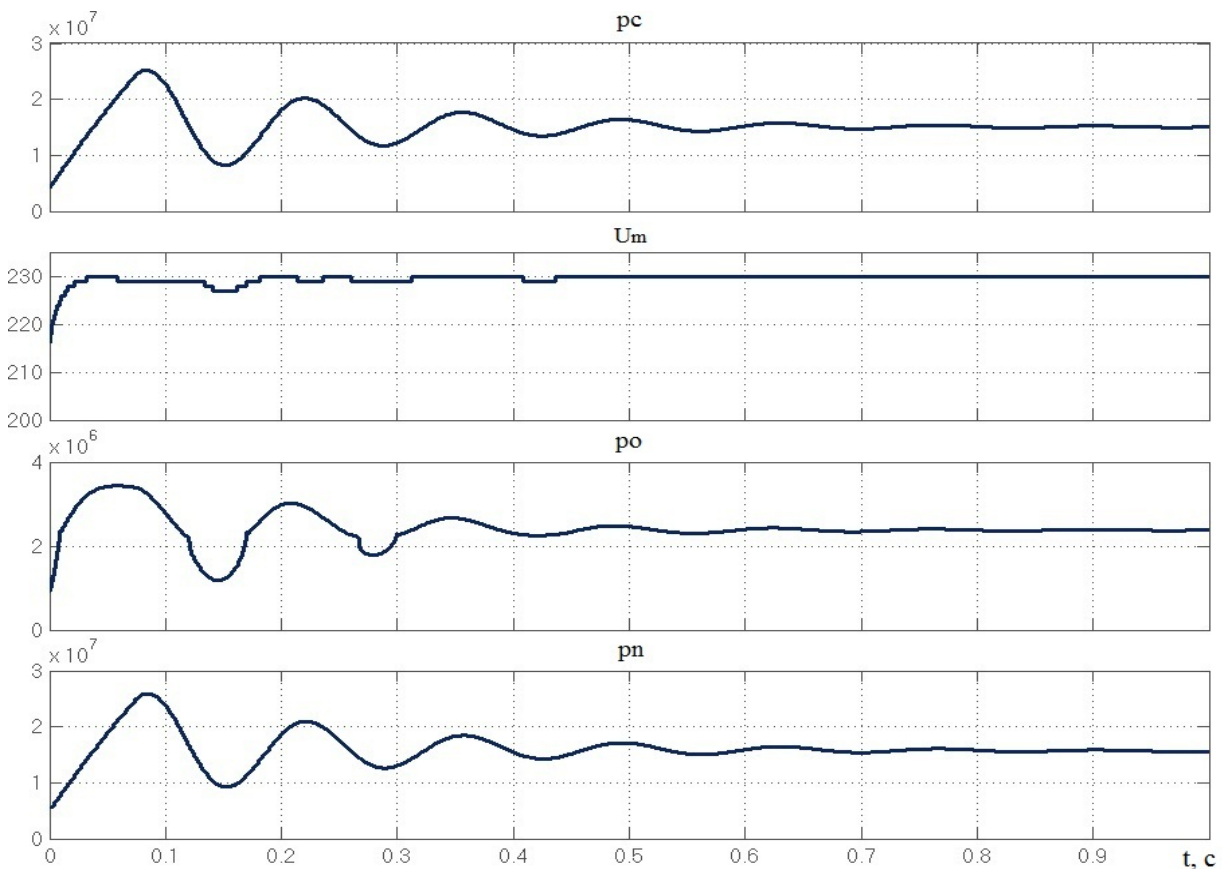


Рис. 4. Перехідний процес в гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження

Проведені імітаційні дослідження робочих процесів в гідроприводі при ступінчастій зміні навантаження N на штоці гідроциліндра 5. При зміні навантаження від 0 до $N=36000\text{Н}$ розраховано зміну в

часі величин тисків p_c , p_n та p_o в гідроприводі, а також цифрового сигналу U_m (рис. 4). Моделювання перехідного процесу підтверджує робоздатність розробленої схеми та алгоритму керування, а також дозволяє визначити статичні та динамічні характеристики гідропривода.

На статичну характеристику гідропривода (рис.2) суттєво впливає роздільна здатність k_k вхідного та вихідного блоків контролеру. Так при роздільній здатності контролера 8 Біт максимальне відхилення статичної характеристики від даних базової залежності $Q=f(N)$ становить $\varepsilon_{\max}=14,5\%$, а при роздільній здатності контролера 12 Біт максимальне відхилення статичної характеристики від даних навчальної бази суттєво зменшується і становить $\varepsilon_{\max}=5,3\%$. Похибка при формуванні статичної характеристики за рахунок контролера обумовлено втратою точності сигналу при перетворенні його з аналогової форми в цифрову і в подальшому з цифрової в аналогову форму. При високих вимогах до точності статичної характеристики слід використовувати контролери з високою ($k_k > 12$ Біт) роздільною здатністю блоків входу та виходу.

В динамічних режимах роботи в гідроприводі виникають перехідні процеси, що мають коливальний характер на всіх режимах роботи. Найбільші значення часу регулювання t_p та перерегулювання σ мають місце при максимальних значеннях навантаження N .

В процесі дослідження виявлено вплив параметрів регулятора насоса на величини t_p та σ . На рис. 5 представлено вплив параметрів f_x , f_e , k_z на величину часу t_p . Діапазони значень параметрів регулятора насоса в процесі досліджень були такими:

$$f_x=(0,8\dots4,0)\cdot 10^{-6}\text{м}^2; f_e=(0,8\dots4,0)\cdot 10^{-6}\text{м}^2; k_z=(1,0\dots7,0)\cdot 10^{-3}\text{м}.$$

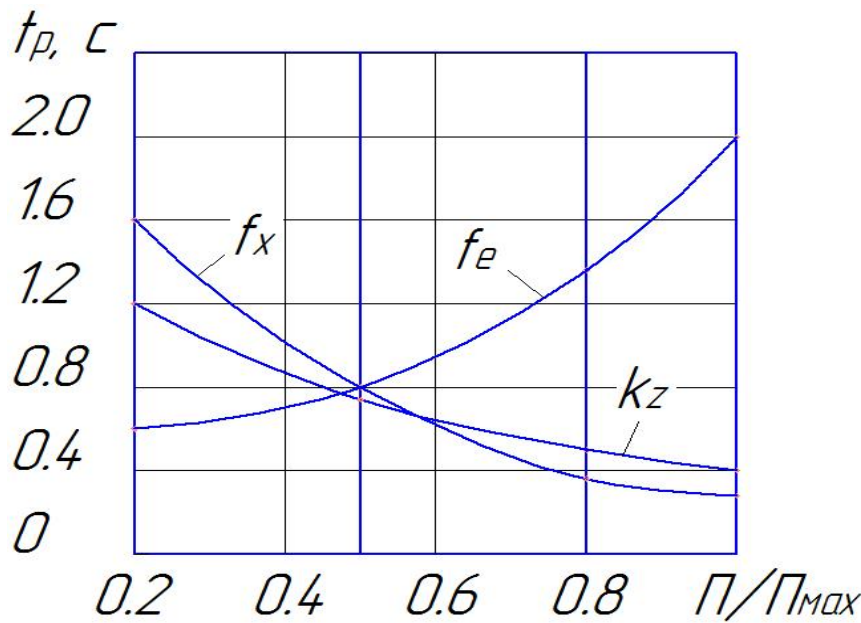


Рис. 5. Вплив параметрів регулятора насоса на час регулювання t_p

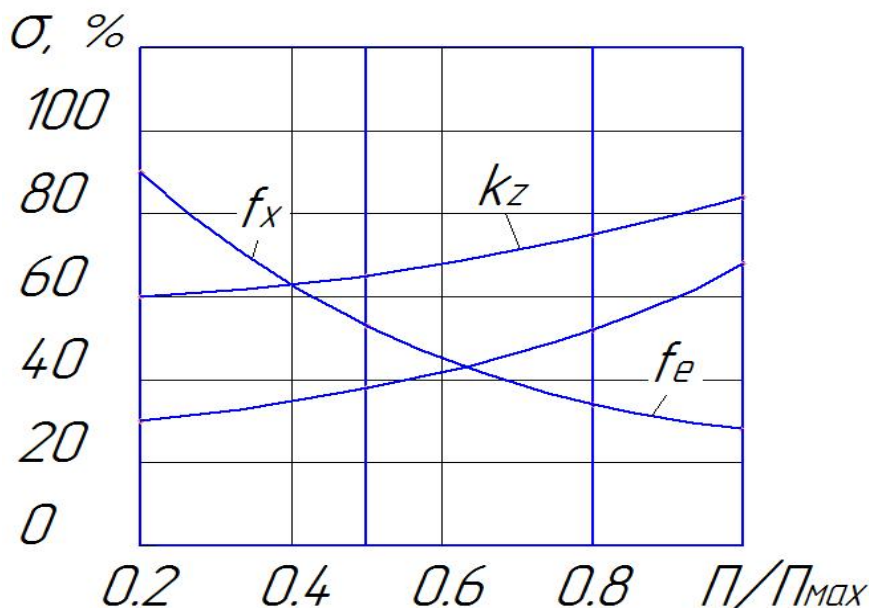


Рис. 6. Вплив параметрів регулятора насоса на час перерегулювання σ

При зміні безрозмірної величини параметра k_z від 0,2 до 1,0 час регулювання зменшується з $t_p=1,2$ с до $t_p=0,4$ с. При зміні безрозмірної величини параметра f_x з 0,2 до 1,0 час регулювання зменшується з $t_p=1,6$ с до $t_p=0,35$ с. В найбільшій мірі на час регулювання в гідроприводі впливає зміна параметра f_e . При зміні безрозмірної величини f_e з 1,0 до 0,2 час регулювання зменшується в 3,3 рази з $t_p=2,0$ с до $t_p=0,6$ с.

На рис. 6 представлено вплив параметрів регулятора насоса на величину перерегулювання σ , яка визначалась по залежності величини тиску p_n від часу. При зміні безрозмірної величини f_x з 0,2 до 1,0 величина σ зменшується з 90% до 27%. При зміні безрозмірної величини f_e з 0,2 до 1,0 величина σ зростає з 30% до 67%. Збільшення безрозмірної величини k_z з 0,3 до 1,0 приводить до збільшення σ з 60% до 84%.

При конструюванні регулятора насоса та виборі значень параметрів f_x та f_e слід орієнтуватися на менші значення f_e з діапазону $f_e=(0,8\dots 4,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ та більші значення f_x з діапазону $f_x=(0,8\dots 4,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$, які забезпечують мінімальні значення t_p та σ . Величина k_z впливає на t_p та σ неоднозначно. Так збільшення k_z призводить до зменшення t_p та до збільшення σ .

Вибір величини k_z повинен здійснюватись з урахуванням вимог, що висуваються до характеристик гідропривода з регульованим насосом. Найбільш ефективно такий вибір проводиться на основі методів оптимізації.

Висновки

1. Точність підтримання статичної характеристики $Q=f(N)$ в гідроприводі з контролером суттєво залежить від роздільної здатності k_k вхідних та вихідних блоків контролера. Відхилення статичної характеристики від даних із навчальної бази, що не перевищує 5% досягається при застосуванні контролера з блоками, що мають роздільну здатність k_k більше 12 Біт.

2. Для зменшення часу регулювання та перерегулювання в гідроприводі слід рекомендувати менші значення f_e з діапазону $f_e=(0,8\dots 4,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$ та більше значення f_x з діапазону $f_x=(0,8\dots 4,0)\cdot 10^{-6}\text{ м}^2$.

Література

1. Antonio Lettini, Marc Havermann, Marco Guidetti, Andrea Fornaciari. Electro-Hydraulic Load Sensing: a Contribution to Increased Efficiency Through Fluid Power on Mobile Machines // Fluidotecnica. – June 2010. – n. 345. P. 11–14.
2. Christoph Latour. Electrohydraulic Flow Matching: The next generation of load-sensing controls [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.machinedesign.com/>.
3. Бородянський екскаваторний завод: офіційний web-сайт підприємства [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.borex.in.ua>.
4. Иванов И. В. Развитие тракторных гидроприводов / И. В. Иванов, Д. Е. Флеер, А. Б. Халецкий // Приводная механика. – 2006. – № 12. – С. 27–37.
5. Hesse K. Components and systems for a tractor stacker and combine / K. Hesse // Bosch Rexroth Mobile Training. Elchingen. – February, 2003. – P. 18–20.
6. PVG 32. Proportional Valve: Technical Information. URL: <http://www.imdl.gatech.edu>.
7. Kozlov L. Energy-Saving Mechatronic Drive of the Manipulator // Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi. – 2011. – Vol. LVII (LXI), Part 3. – P. 231–238.
8. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.

Рецензія/Peer review : 20.10.2015 р.

Надрукована/Printed : 5.12.2015 р.

Рецензент: д.т.н., професор, Сивак І. О.