

Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, С.В. Репінський, О.В. Петров,  
Д.О. Лозінський

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГІДРОПРИВОДОМ З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

Запропоновано розрахункову схему системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням, при якому забезпечується стабілізація витрати від насоса, а також робота насоса з постійною потужністю. Представлено математичну модель запропонованої системи, яка вирішується в програмному середовищі MATLAB Simulink. При роботі математичної моделі визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками. Рис. 4, Табл. 1, Дж. 5.

Гідроприводи технологічних мобільних машин працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режими роботи гідроприводів характеризуються частим ввімкненням та вимкненням насосів і гідророзподільників, зміною режимів роботи гідроприводу та характеру навантажень на гідродвигунах. Дані обставини визначають необхідність дослідження динамічних процесів в приводах, а також вибір сполучення конструктивних параметрів системи управління, яке забезпечить належні показники якості регулювання в усьому діапазоні функціонування гідроприводу. Дану задачу можна вирішити шляхом математичного моделювання [1-5].

Розрахункова схема системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням представлена на рис. 1. Система управління містить насос змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором, який забезпечує стабілізацію витрати від насоса, а також роботу насоса з постійною потужністю [1-2].

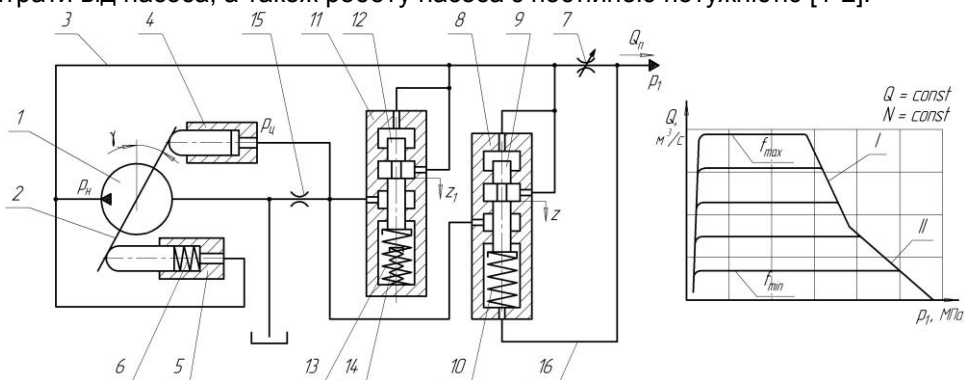


Рис. 1. Розрахункова схема системи управління і статична характеристика насоса

Схема складається з аксіально-поршневого насоса змінного робочого об'єму 1, регульованого дроселя 7, регулятора витрати 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 16 і керує потоком, що поступає з гідролінії 3 в поршень керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії поршнів 4, 5 і пружини 6. На зливі з поршня керування 4 встановлений дросель 15. Регулятор тиску 11 з золотником 12 і пружинами 13 та 14 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії і забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності.

У встановленому режимі система управління працює наступним чином. Тиск  $p_H$  і  $p_1$ , а також зусилля пружини 10 впливаючи на золотник 9, визначають його положення, при якому тиск  $p_{Ц}$  в поршні 4 урівноважує на планшайбі 2

момент, що створений тиском  $p_H$  в поршні 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску на дроселі 7. При значному рості величини тиску  $p_H$  спрацьовує регулятор тиску 11 з золотником 12, пружинами 13 та 14 і робоча рідина надходить до поршня керування 4, переводячи планшайбу 2 таким чином, що насос працює в режимі постійної потужності.

Статична характеристика насоса з запропонованою системою управління представлена залежністю показаною на рис. 1, де  $f_{\max}, f_{\min}$  – максимальна і мінімальна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7. Наявність двох пружин 13 та 14 забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, яка характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується роботою пружини 13, а ділянка II одночасною роботою пружин 13 та 14.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи управління гідроприводом включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи системи і рівняння нерозривності потоків для відповідних ліній. Рівняння математичної моделі складені з такими припущеннями: довжина гідролінії мала, тому вважалось що вплив гідравлічних втрат і хвильових процесів на динаміку привода незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування – безкавітаційні; гідродинамічні сили, що діють на золотники регулятора, і їх маси не враховувались. З врахуванням прийнятих припущень рівняння математичної моделі мають вигляд

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma = \mu \cdot f_{op} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_1) + \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) + \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt} \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{II} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} \quad (2)$$

$$b_P \frac{dz}{dt} = -p_1 \cdot f_P - c_P(z_P + z) + p_H \cdot f_P - T_P \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

$$b_{P1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{P1} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - T_{P1} \cdot \text{sign} \frac{dz_1}{dt} \quad (4)$$

$$\mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) + \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{II}) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{II}}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_{II} \frac{dp_{II}}{dt} \quad (5)$$

де  $p_H$  – тиск на виході насоса;  $\gamma$  – кут повороту планшайби насоса;  $p_{II}$  – тиск в поршні керування положенням планшайби насоса;  $p_1$  – тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні;  $F_4$  – площа поршня керування 4;  $F_5$  – площа поршня керування 5;  $I$  – момент інерції планшайби насоса;  $b_\gamma$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса;  $d_7$  – діаметр поршнів насоса;  $d_8$  – діаметр

розміщення поршнів в роторі насоса;  $k$  – кількість поршнів насоса;  $n$  – частота обертання вала насоса;  $\ell$  – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса;  $M_C$  – момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижче наведеною формулою в Н·м [5];

$$M_C = 26,4 - 3,2 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,9 \left( \frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \times \left( \frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right)$$

$Q_n$  – витрата робочої рідини, що поступає до виконавчого гідродвигуна;  $z$  – величина переміщення золотника 9 регулятора витрати 8;  $z_1$  – величина

переміщення золотника 12 регулятора тиску 11;  $f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$  – площа торців

золотника 9 регулятора витрати 8;  $d_p$  – діаметр торців золотника 9 регулятора

витрати 8;  $f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$  – площа торців золотника 12 регулятора тиску 11;  $d_{p1}$  –

діаметр торців золотника 12 регулятора тиску 11;  $c_p$  – жорсткість пружини 10

регулятора витрати 8;  $c_{p1}$  – сумарна жорсткість пружин 13 та 14 регулятора тиску

11;  $z_p, z_{p1}$  – початкові величини стиснення пружин регулятора витрати 8 і тиску 11

відповідно;  $f(z), f_1(z_1)$  – площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і

тиску 11 відповідно;  $b_p, b_{p1}$  – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників

регулятора витрати і тиску відповідно;  $T_p, T_{p1}$  – сили сухого тертя золотників

регулятора витрати і тиску відповідно;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт

витрати через дроселюючі елементи;  $f_{dp}$  – площа відкриття робочого вікна

регульованого дроселя 7;  $f_0$  – площа відкриття робочого вікна дроселя 15 в

зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса;  $W_H$  – об'єм робочої

рідини в ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса;  $W_U$  – об'єм робочої

рідини в поршні керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає

до нього;  $\beta_1, \beta_2$  – сумарні коефіцієнти стиснення робочої рідини об'ємами  $W_H$  і

$W_U$  відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати і тиску відповідно апроксимувалися виразами

$$f(z) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z \leq z_{\min},$$

$$f(z) = k_z \cdot z \text{ при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max};$$

$$f_1(z_1) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z_1 \leq z_{1\min},$$

$$f_1(z_1) = k_{z1} \cdot z_1 \text{ при } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max};$$

де  $z_{\min}, z_{1\min}$  – величина переміщення золотника, при якому відкривається

дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно;  $z_{\max}, z_{1\max}$  – величина

переміщення золотника, при якому закривається дросельна щілина регулятора

витрати і тиску відповідно;  $k_z, k_{z1}$  – коефіцієнти площі відкриття робочих вікон

регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно.

Система рівнянь, що описує поведінку системи управління, вирішувалася

з допомогою програмного пакету MATLAB Simulink. При моделюванні з

використанням Simulink реалізується принцип візуального програмування, у

відповідності з яким, користувач на екрані з бібліотеки стандартних блоків

створює модель пристрою і здійснює розрахунки. В ході моделювання є

можливість слідкувати за процесами, що проходять в системі. Для цього

використовуються спеціальні пристрої спостереження, що входять до складу бібліотеки Simulink.

Основна блок-схема рішення представлена на рис. 2. Схема містить п'ять підсистем, які розв'язують відповідні рівняння математичної моделі.

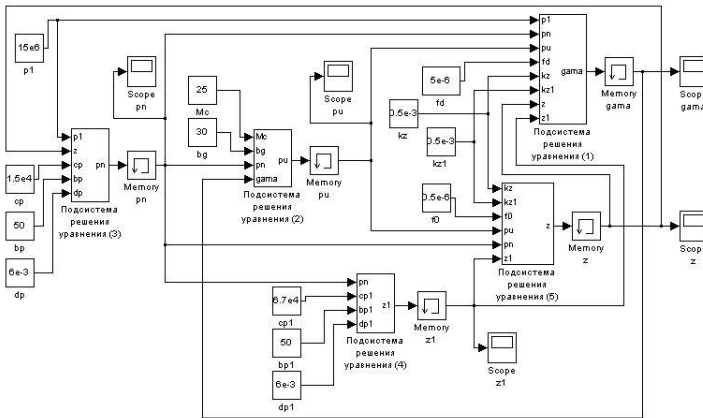


Рис. 2. Блок-схема рішення системи рівнянь в середовищі MATLAB Simulink

На рис. 3 показана блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1). На схемі блок перемикача Switch виконує перемикання вхідних сигналів по сигналу керування. Блоки Switch і Switch2 забезпечують умови апроксимації величин відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати  $f(z)$  і тиску  $f_1(z_1)$  відповідно.

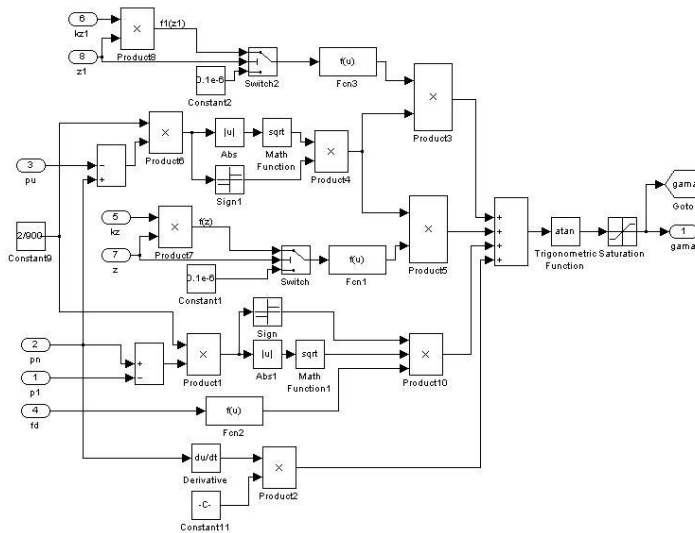


Рис. 3. Блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1) в середовищі MATLAB Simulink

Блок визначення знака сигналу Sign працює у відповідності з наступним алгоритмом. Якщо вхідний сигнал блока додатний, то вихідний сигнал рівний 1. Якщо вхідний сигнал блока від'ємний, то вихідний сигнал рівний -1. Якщо вхідний сигнал блока рівний 0, то вихідний сигнал також рівний 0. Застосування блоків Sign і Sign1 в блок-схемі підсистеми розв'язання рівняння (1) (рис. 3), дає можливість врахувати напрямок потоку через дросельні елементи в залежності від співвідношення тисків на вході та виході дросельних елементів.

Блок Saturation обмежує величину вхідного сигналу. Вихідний сигнал блоку рівний вхідному коли його величина не виходить за границю обмеження. По досягненню вхідним сигналом рівня обмеження вихідний сигнал блоку перестав змінюватися і залишається рівним границі. Це забезпечує знаходження кута повороту планшайби насоса в допустимих межах  $0 \leq \gamma \leq 0,6$  рад.

При роботі математичної моделі був отриманий перехідний процес в системі, який дозволив визначити динамічні характеристики змінних, що описують стан системи управління. Такі величини як  $p_H$ ,  $\gamma$ ,  $p_{Ц}$ ,  $z$  і  $z_1$  розглядалися як змінні, що описують стан гідроприводу.

В результаті аналізу і обробки даних отриманих за допомогою математичної моделі складено зведену таблицю 1, в якій визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи управління.

Таблиця 1

Вплив основних параметрів системи управління на динамічні характеристики змінних стану системи

Параметри системи управління	Значення (діапазон зміни)	Одиниця вимір-ня	Вплив на динамічні характеристики			
			$t_p$	$k$	$\sigma$	
$d_p$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	–	–	++	
$d_{p1}$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	++	
$c_p$	$(0,8...4,0) \cdot 10^4$	Н/м	+	–	++	
$c_{p1}$	$(3,0...10,0) \cdot 10^4$	Н/м	++	++	++	
$k_Z$	$(0,5...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	+	
$k_{Z1}$	$(0,25...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	++	–	
$b_p$	5...1000	Н·с/м	++	+	+	
$b_{p1}$	5...1000	Н·с/м	–	–	–	
$f_0$	при роботі РВ	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	+	–	+
	при роботі РТ			++	+	+

„+++” – сильно впливає (70-100% від максимальної величини)

„+” – помітно впливає (30-70%)

„–” – слабо впливає (5-30%)

„0” – не впливає (до 5%)

Час регулювання в гідроприводі  $t_p$  визначався за моментом входження величини змінної в  $\pm 5\%$  коридор відносно усталеного значення відповідної змінної. Перерегулювання в гідроприводі визначалося за формулою  $\sigma = \frac{A_{\max}}{A} \cdot 100\%$ , де  $A_{\max}$  – максимальне значення змінної, яка описує стан гідроприводу;  $A$  – усталене значення змінної.

На рис. 4 представлено залежності часу регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  змінної стану системи управління, а саме тиску на виході насоса  $p_H$ , від основних параметрів системи управління.

На рисунках по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів  $\Pi = \Pi_{\delta} / \Pi_{\max}$ , де  $\Pi_{\delta}$  – дійсне поточне значення параметрів,  $\Pi_{\max}$  – максимальне значення параметрів. Максимальні значення параметрів мали величини рівні верхнім границям з діапазону зміни параметрів, що наведені в табл. 1. Крім параметру  $b_p$ , максимальне значення якого було рівним  $b_p = 200$  Н·с/м. Найбільш впливовими на показники якості перехідного процесу є такі параметри регулятора, як  $k_Z$ ,  $b_p$  і  $c_p$ . Приведені результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками. Так, при підвищених вимогах до швидкодії можна

рекомендувати збільшення жорсткості пружини  $c_p$  і коефіцієнта площі відкриття робочого вікна  $k_z$  регулятора витрати, зменшенні коефіцієнта кінематичної в'язкості  $b_p$  і діаметра  $d_p$  золотника регулятора витрати, а також зменшенні площі відкриття  $f_0$  робочого вікна дроселя в зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса.

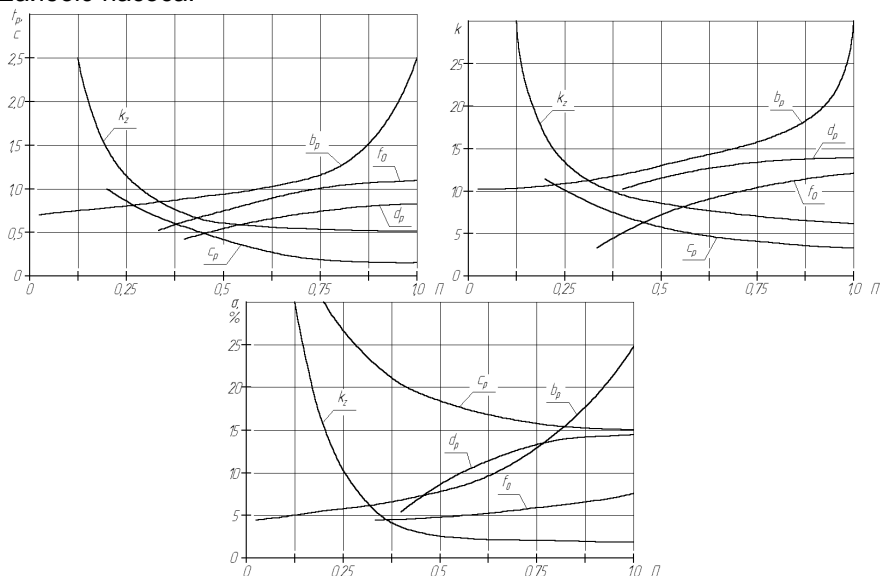


Рис. 4. Вплив основних параметрів системи управління на час регулювання, коливальність і перерегулювання

**Висновки.** Розроблена математична модель системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням, яке забезпечує стабілізацію витрати насоса та роботу насоса з постійною потужністю. При роботі математичної моделі визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками.

#### Список літератури

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2004. – № 5. – С. 88–92.
2. Ju. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy, G. Kozlova Modelling of the variable-displacement pump control system using MATLAB Simulink software package // Tehnomus XIII: Tehnologii și produse noi în construcția de mașini: a XIII-a Conferință Științifică cu participare internațională – Universitatea «Ștefan cel Mare» Suceava. Facultatea de Inginerie Mecanică – Suceava: Editura Universității din Suceava, 2005. – P. 516–520.
3. Л.Г. Козлов, О.В. Петров Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливому до навантаження // Вісник Вінницького політехнічного інституту.– №3. – 2006. – С. 31-42.
4. Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський Порівняльна характеристика схем живлення системи керування пропорційним електрогідравлічним розподільником // Вісник Хмельницького національного університету. – №4 Технічні науки – 2006. – С.21-24.
5. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.