

МАШИНОБУДУВАННЯ І ТРАНСПОРТ

УДК 621.22

С. В. Репінський, канд. техн. наук, доц.;

Д. О. Лозінський, канд. техн. наук;

О. О. Ланова, студ.;

М. П. Кучеренко, студ.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОПОРЦІЙНОЇ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ

Розглянуто схему розробленої системи пропорційного електрогідравлічного керування регульованим аксіально-поршневим насосом, яка забезпечує стабілізацію подачі насоса, характеризується високою точністю і роздільною здатністю регулювання продуктивності насоса та швидкою реакцією на керуючий вплив. Побудовано нелінійну математичну модель запропонованої системи, яка розв'язується за допомогою програми MATLAB Simulink і дозволяє досліджувати систему керування як в статичних, так і в динамічних режимах.

Вступ та постановка задачі

Розвиток гідроприводів мобільних машин характеризується стійкою тенденцією переходу до систем електрогідравлічного керування (ЕГК) робочого об'єму регульованих насосів. Ця тенденція пояснюється прагненням розробників і споживачів гідроустаткування до забезпечення високої надійності та швидкодії, реалізації режимів енергозбереження і створення «інтелектуальних» систем з розширеними функціональними можливостями [1—4].

Під час проектування та розробки електрогідравлічних систем керування регульованих насосів на передній план висувається необхідність визначення впливу різних параметрів системи керування і регульованого насоса на характеристики насоса. Таку задачу можна розв'язати шляхом математичного моделювання.

Метою роботи є розробка математичної моделі системи ЕГК регульованим насосом, яка враховує основні закономірності, та зв'язки, у т. ч. нелінійні, властиві складовим частинам системи електрогідравлічного керування.

Основна частина

На рис. 1 показаний регульований аксіально-поршневий насос (АПН) з розробленою системою пропорційного електрогідравлічного керування робочого об'єму, що забезпечує роботу насоса в режимі постійної подачі.

Схема включає регульований АПН 1, пропорційний направляючий гідророзподільник 7, підключений до гідролінії нагнітання 3 та керує потоком, що надходить з гідролінії нагнітання 3 через дросель 8 в циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів 4, 5 і пружини 6. На злив з циліндра керування 4 встановлений дросель 9.

Регулювання робочого об'єму регульованого АПН здійснюється пропорційним гідророзподільником 7. Індуктивний датчик по-

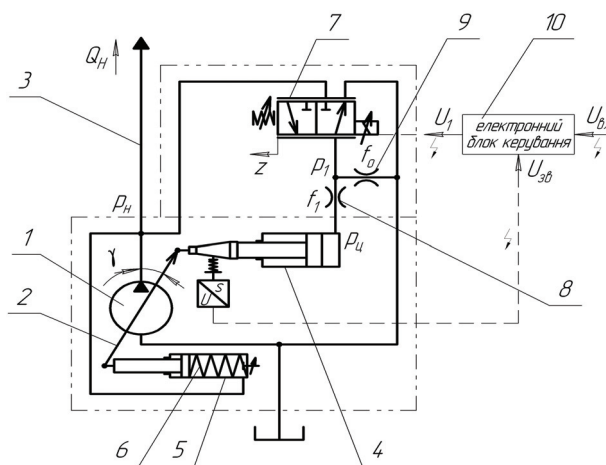


Рис. 1. Схема гідравлічного контуру регульованого насоса, оснащеного системою електрогідравлічного керування

ження контролює поточну величину робочого об'єму (кут нахилу планшайби насоса) і подає вимірний сигнал в електронний блок керування 10. Електронна схема цього блока порівнює сигнал зворотного зв'язку з сигналом керування і приводить в дію пропорційний електромагнітний клапан для узгодження обох сигналів.

Характеристики регульованого АПН з системою пропорційного ЕГК показані на рис. 2.



Рис. 2. Характеристики регульованого насоса:
а — характеристика керування; б — статична характеристика

Математична модель системи пропорційного ЕГК регульованим АПН розроблена за таких припущень: параметри елементів системи керування зосереджені; об'єм гідроліній системи керування за час перехідного процесу не змінюється; довжини гідроліній системи керування відносно малі, тому хвильові процеси не враховуються; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режим течії робочої рідини в системі керування безкавітаційний; втрати тиску в гідролініях системи керування не враховуються, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; гідродинамічні сили на золотниках регулятора подачі не враховуються, оскільки потоки через робочі вікна золотників незначні; коефіцієнт податливості робочої рідини та гідроліній враховувався як величина, залежна від тиску.

Згідно зі схемою (див. рис. 1), математична модель включає рівняння нерозривності потоків (1), (4); рівняння моментів, що діють на планшайбу регульованого АПН (2); рівняння сил, що діють на золотник пропорційного розподільника (3); рівняння сил, що діють на циліндр керування положенням планшайби регульованого АПН (5) і рівняння струму в електричному колі електромагніта пропорційного розподільника (6).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k_1 n t g \gamma = Q_H + \mu f(z) \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_1) + \beta(p) W_H \frac{dp_H}{dt}; \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H F_3 \ell - p_{\Pi} F_4 \ell + M_C(p_H, Q_H, t^0) - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (2)$$

$$m_P \frac{d^2 z}{dt^2} = P_S - c_P(z_P + z) - b_P \frac{dz}{dt} - T_P \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu f(z) \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_H - p_1) = \mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_1 - p_{\Pi}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_1 - p_{\Pi}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} + \beta(p) W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (4)$$

$$m_{\Pi} \frac{d^2 s}{dt^2} = p_{\Pi} F_4 - P_{np} - b_{\Pi} \frac{ds}{dt} - T_{p\Pi} \operatorname{sign} \frac{ds}{dt}; \quad (5)$$

$$U_1 = L_m \frac{di}{dt} + R_m i + C_{\Pi E} \frac{dz}{dt}. \quad (6)$$

В рівняннях (1)—(6) використані такі позначення: p_H — тиск на виході насоса; p_{Π} — тиск в циліндрі керування положенням планшайби насоса; p_1 — тиск в регуляторі подачі; Q_H — подача до виконавчого гідродвигуна; γ — кут повороту планшайби насоса; z — поточна координата переміщення золотника пропорційного розподільника; s — поточна координата переміщення циліндра керування положенням планшайби насоса; $f(z)$ — площа робочого вікна золотника пропорційного розподільника, що апроксимується виразом

$$f(z) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z \leq (1,0 \cdot 10^{-3}) \text{ м}; \\ k_z z, & \text{якщо } (1,0 \cdot 10^{-3}) < z \leq (10 \cdot 10^{-3}) \text{ м}; \end{cases} \quad (7)$$

де f_1 — площа робочого вікна дроселя на вході до циліндра керування положенням планшайби насоса; f_0 — площа робочого вікна дроселя в зливній гідролінії; k_z — коефіцієнт підсилення вікна золотника пропорційного розподільника; F_4, F_5 — площі циліндрів керування; I — момент інерції планшайби насоса; d_7 — діаметр поршнів насоса; d_8 — діаметр розміщення поршнів в роторі насоса; k_1 — кількість поршнів насоса; n — частота обертання вала насоса; ℓ — плече дії циліндрів керування на планшайбу насоса; $M_C(p_H, Q_H, t^0)$ — момент опору планшайби насоса, що визначається за уточненою, отриманою експериментально залежністю [5]

$$M_C = 28,39 - 7,42 \frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} - 7,64 \frac{Q_H - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} - 2,99 \frac{t^0 - 40}{20} - 6,64 \left(\frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{Q_H - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (8)$$

де m_P — маса золотника пропорційного розподільника; $m_{Ц}$ — сумарна маса циліндрів керування положенням планшайби насоса та приєднаних частин; c_P — жорсткість пружини золотника пропорційного розподільника; z_P — початкове стиснення пружини золотника пропорційного розподільника; $T_P, T_{ПЦ}$ — сили сухого тертя золотника пропорційного розподільника та циліндра керування; $b_P, b_{Ц}, b_\gamma$ — коефіцієнти демпфування золотника пропорційного розподільника, циліндра керування і планшайби насоса; $\beta(p)$ — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гідроліній, є величиною змінною і залежить від тиску

$$\beta = \begin{cases} (1 - 0,03p) 2 \cdot 10^{-9}, & \text{якщо } 0,3 \leq p \leq 3 \text{ МПа}; \\ 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/H, & \text{якщо } p > 3 \text{ МПа}; \end{cases} \quad (9)$$

де W_H — об'єм робочої рідини у нагнітальній частині системи керування; W_1 — об'єм робочої рідини в циліндрі керування 4 і на ділянці гідролінії, прилеглої до нього; ρ — густина робочої рідини; μ — коефіцієнт витрати; t^0 — температура робочої рідини; $P_S = k_{Fi} i$ — штовхаюче зусилля електромагніта; $k_{Fi} = \frac{P_{S \max}}{i_{\max}}$ — коефіцієнт, що враховує залежність штовхаючого зусилля

електромагніта від сили струму в обмотці керування; i — сила струму в обмотці керування електромагніта; $P_{\text{пр}}$ — приведені зусилля на циліндрі керування положенням планшайби насоса; $U_{\text{вх}}$ — напруга вхідного сигналу керування; $U_{\text{зв}} = k_S s$ — напруга датчика зворотного зв'язку;

$k_S = \frac{U_{\text{зв max}}}{s_{\max}}$ — коефіцієнт, що враховує залежність напруги датчика зворотного зв'язку від пере-

міщення циліндра керування положенням планшайби насоса; $U_1 = U_{\text{зв}} + \Delta U$ — напруга керування електромагнітом, яка визначається роботою електронного блоку керування; $\Delta U = U_{\text{вх}} - U_{\text{зв}}$ — різниця напруги вхідного сигналу та напруги зворотного зв'язку; L_m — індуктивність обмотки керування електромагніта; R_m — активний опір обмотки керування електромагніта;

$C_{\text{ПЕ}} = L_m \frac{l_{\text{Я}}^2}{\delta^2} i$ — коефіцієнт проти ЕРС; $l_{\text{Я}}$ — довжина середньої лінії якоря; $\delta = 3\delta_0$; δ_0 — повітряний зазор між якорем і осердям.

Система рівнянь (1)—(6) з урахуванням залежностей (7)—(9) є нелінійною математичною моделлю, що описує процеси в системі пропорційного ЕГК регульованим АПН.

Розв'язання системи рівнянь математичної моделі виконується за допомогою програмного пакета MatLab Simulink. Основна блок-схема розв'язання показана на рис. 3.

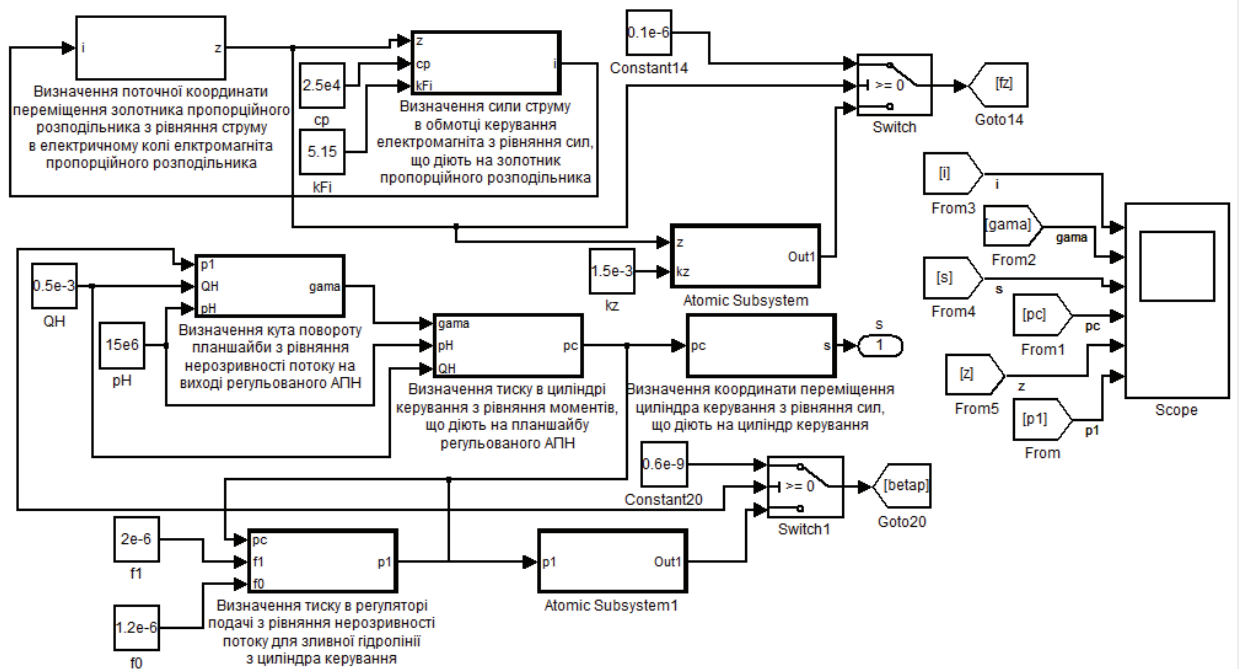


Рис. 3. Блок-схема розв'язання системи рівнянь в середовищі MatLab Simulink

Блок-схема містить шість підсистем, які є відображенням диференціальних рівнянь математичної моделі у програмі MatLab Simulink. Під час моделювання є можливість слідкувати за процесами, що проходять в системі. Для цього використовуються спеціальні пристрої спостереження, що входять до складу бібліотеки Simulink.

Тиск в регуляторі подачі p_1 , тиск в циліндрі керування положенням планшайби насоса $p_{Ц}$, координата переміщення золотника пропорційного розподільника z , координата переміщення циліндра керування s , кут повороту планшайби насоса γ і напруга керування електромагнітом U_1 розглядалися як змінні, що описують стан системи керування регульованим насосом.

Зокрема на рис. 4 показано змінні тиску в регуляторі подачі p_1 та тиску в циліндрі керування положенням планшайби насоса $p_{Ц}$ від часу, які отримані в результаті роботи математичної моделі.

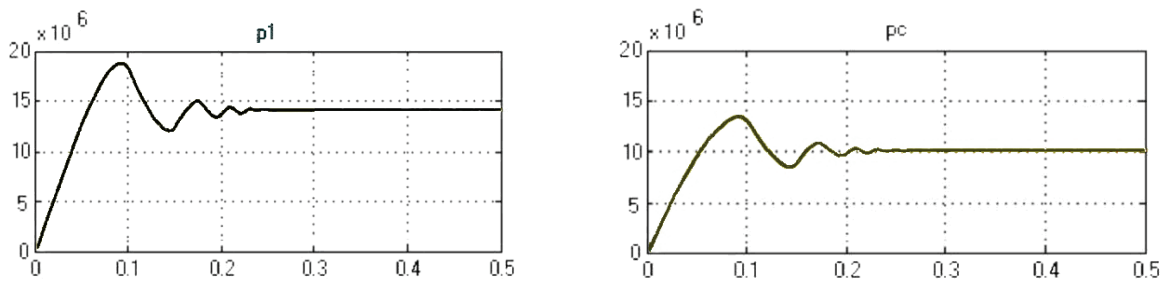


Рис. 4. Залежність змінних стану системи керування від часу

Розроблена нелінійна математична модель дозволяє досліджувати систему пропорційного ЕГК регульованим АПН як в статичних, так і в динамічних режимах, а також може бути використана для дослідження її стійкості.

Висновки

1. Розроблено схему системи пропорційного ЕГК регульованим АПН, яка забезпечує стабілізацію подачі насоса, характеризується високою точністю і роздільною здатністю регулювання продуктивності АПН та швидкою реакцією на керуючий вплив.

2. Побудовано нелінійну математичну модель системи пропорційного ЕГК регульованим АПН, яка розв'язується за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink.

3. Математична модель може бути використана для визначення статичних та динамічних характеристик і дослідження стійкості розробленої системи пропорційного ЕГК регульованим АПН.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Свешников В. К. Аксиально-поршневые насосы в современных гидроприводах / В. К. Свешников // Гидравлика и пневматика : информационно-технический журнал. — 2005. — № 18. — С. 8—12.
2. Франц Вайнгартен. Аксиально-поршневые насосы / Франц Вайнгартен // Гидравлика и пневматика : информационно-технический журнал. — 2004. — № 15. — С. 10—14.
3. Абдрахманов А. Ш. Становление отечественной гидравлики с электроуправлением / А. Ш. Абдрахманов, П. Д. Кукиев // Гидравлика, пневматика, приводы : информационно-технический журнал. — 2011. — № 1(15). — С. 9.
4. Буренніков Ю. А. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». — 2012. — № 64. — С. 113—118.
5. Репінський С. В. Визначення моменту опору планшайби аксіально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту / С. В. Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. — 2009. — № 5. — С. 46—51.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

Стаття надійшла до редакції 23.11.2012
Рекомендована до друку 13.02.2013

Репінський Сергій Володимирович — доцент, **Лозінський Дмитро Олександрович** — старший викладач.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування;

Ланова Ольга Олександрівна, Кучеренко Микола Петрович — студенти Інституту машинобудування та транспорту.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця