УДК 621.22

Л. Г. Козлов, к.т.н., доцент,
В. В. Богачук, к.т.н., доцент,
А. О. Товкач, аспірант

Вінницький національний технічний університет

МЕХАТРОННА ГІДРОСИСТЕМА НА БАЗІ РЕГУЛЬОВАНОГО НАСОСА АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

Однією з основних тенденцій розвитку технологічних та робочих машин є перехід на гідроприводи з пропорційним електрогідравлічним керуванням на базі регульованих насосів [1]. Такі гідроприводи знаходять широке застосування в металорізальних верстатах, пресах, екскаваторах, навантажувачах, сільськогосподарських тракторах та інших машинах.

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено мехатронну гідросистему, яка базується на регульованому насосі аксіально-плунжерного типу, в якому використані електромагнітні регулятори з управлінням від контролера. Схема системи керування насосом з регулятором представлена на рисунку 1.

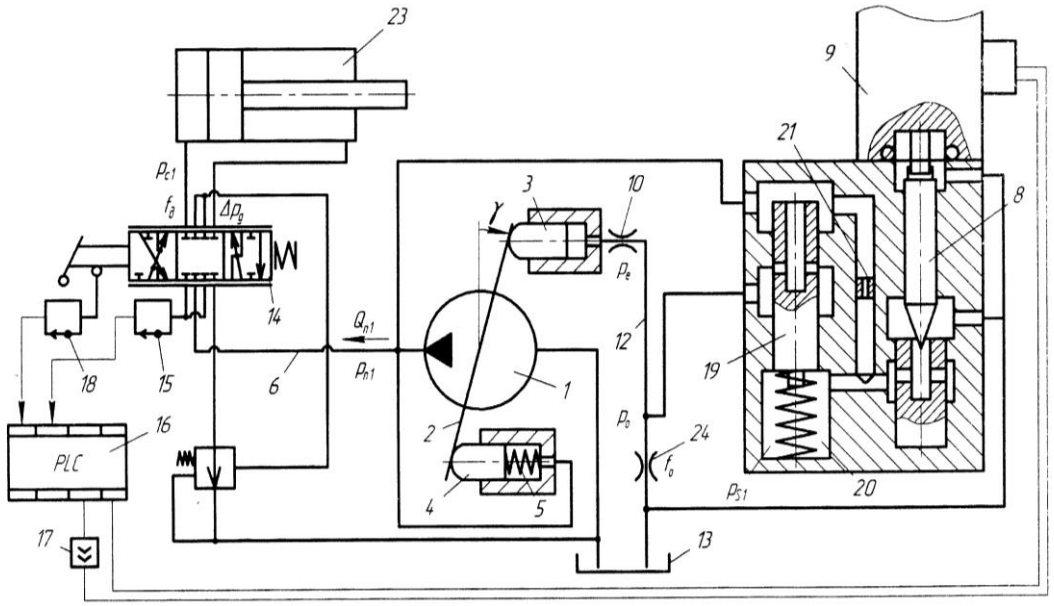

Рисунок 1 – Схема привода з регульованим насосом

Насос 1 включає планшайбу 2, яка знаходиться під дією двох сервоциліндрів 3 та 4. Пружина 5 сервоциліндра 4 розвертає планшайбу 2 в положення максимальної витрати насоса. В сервоциліндр 4 поступає робоча рідина з нагнітальної лінії 6. Клапан 8, що знаходиться під дією пропорційного електромагніта 9, регулює величину витрати, що надходить з лінії нагнітання 6 через дросель 21 на злив, встановлюючи в камері керування 22 величину тиску p_{s1} пропорційну величині тиску p_{c1} на вході в гідроциліндр. Величина тиску p_{c1} залежить від навантаження N на гідроциліндрі 23. Під дією тисків p_{s1}, p_{c1} та пружини 20 золотник 19 регулює величину витрати, що поступає з лінії нагнітання 6 через дросель 24 в бак. При цьому в сервоциліндрі 3 створюється тиск p_{e1}. Під дією тисків p_{e1} в сервоциліндрі 3, p_{n1} в сервоциліндрі 4 та пружини 5 планшайба 2 буде займати таке положення, при якому витрата Q_{n1} буде пропорційна величині витрати Q_{c1} на яку настроєний пропорційний гідророзподільник 14.

Насос з регулятором забезпечує роботу мехатронної гідросистеми в чотирьох режимах: на холостому ходу, в режимі регулювання, в режимі постійного потоку та в режимі захисту від перенавантаження.

В режимі холостого ходу пропорційний гідророзподільник знаходиться в нейтральному положенні, робоча рідина від насоса 1 до гідродвигуна не надходить. В цьому випадку контролер генерує сигнал керування i_m, на вході в електромагніт 9, який забезпечує таке зусилля на клапані 8 регулятора насоса при якому тиск p_{n1} на виході насоса буде становити величину p_{n1} = 1,5 МПа. Робоча рідина буде поступати під тиском p_e в сервоциліндр 3. Планшайба 2 при цьому під дією тиску p_{n1} в сервоциліндрі 4, пружини 5 та тиску p_e в сервоциліндрі 3 переміститься в положення мінімальної витрати. Витрата насоса Q_{n1} в цьому випадку буде компенсувати тільки витоки робочої рідини через пропорційний гідророзподільник 14 та витрату, що поступає через клапан 8 та золотник 19 в гідробак.

В режимі регулювання пропорційний гідророзподільник 14 переключається в одну з робочих позицій, спрацьовує датчик переміщення 18. Контролер 16 отримує сигнали від датчиків 15 та 18 та генерує сигнал i_m, який поступає на вхід електромагніта 9. Величина сигнала i_m створює таке зусилля на електромагніті 9, що тиск p_{sl} буде пропорційним тиску p_{c1} на вході в гідродвигун 23. Золотник 19 буде забезпечувати величину тиску p_{n1} на виході насоса, що перевищує тиск p_{c1} на величину Δp = 0,8 МПа. При цьому тиск p_e в сервоциліндрі 3 буде визначати таку витрату насоса 1, що перепад тиску $\Delta p_{g1} = p_{n1} - p_{c1}$ буде підтримуватись стабільним, незалежним від величини тиску p_{c1} та навантаженні на гідроциліндрі 23. Витрата Q_{n1}, що надходить від насоса 1 до гідроциліндра 23 залежить від величини перепаду Δp_{g1} та величини відкриття f_{g1} робочого вікна пропорційного гідророзподільника 14 і не буде залежати від величини навантаження на гідроциліндрі. Змінюючи величину відкриття f_{g1} робочого вікна пропорційного гідророзподільника 14 можна пропорційно змінювати величину витрати Q_{n1}, що поступає від насоса 1 до гідроциліндра, а значить пропорційно керувати швидкістю його руху.

В режимі постійного потоку робоче вікно пропорційного гідророзподільника 14 відкривається на максимальну величину f_{g1max}. При цьому перепад тиску на пропорційному золотнику знизиться до величини Δp_{g1min}. Тиск p_{c1} буде залежати від величини навантаження на гідродвигуні. Тиск в гідролінії нагнітання 6 буде становити величину $p_{n1min} = p_{c1} + \Delta p_{g1min}$, а контролер 16 буде подавати сигнал i_m на електромагніт 9, який створить зусилля на клапані регулятора насоса здатне утримувати клапан 8 в закритому положенні до величини тиску $p_{n1} = p_{c1} + \Delta p_{g1}$. Оскільки $p_{n1} > p_{n1min}$, то золотник 19 також буде утримуватись в закритому положенні, рідина із лінії нагнітання в сервоциліндр 3 поступати не буде. При цьому тиск p_e в сервоциліндрі 3 впаде і під дією пружини 5 та тиску p_{n1} в серовоциліндрі 4 планшайба 2 розвернеться на максимальний кут γ. Насос 1 буде подавати максимальну по величині витрату Q_{n1max} до гідродвигуна, а тиск p_{n1} буде пропорційний величині навантаження на гідроциліндрі.

В режимі захисту від перенавантаження тиск p_{c1} пропорційний величині навантаження на гідроциліндрі поступає до контролера 16, який генерує сигнал i_m, що через електромагніт 9, клапан 8 та золотник 19 підтримує в гідролінії нагнітання 6 тиск p_{n1}. Величина тиску p_{n1} пропорційна величині тиску p_{c1}. При досягненні тиском p_{c1} граничного значення p_{c1max} контролер припиняє пропорційне зростання сигналу i_m, що подається на електромагніт 9. Золотник 19 та клапан 8 під дією тиску p_{n1} відкриється на максимальну величину, тиск p_c в сервоциліндрі 3 зросте і планшайба 2 буде переміщуватись в положення мінімального кута нахилу γ. Витрата Q_{n1} при цьому буде мінімальною і буде покривати витрати в системі керування та витоки в гідророзподільнику. Тиск в гідролінії нагнітання p_{n1max} буде відповідати максимальній величині, на яку настроєний контролер.

Схема привода забезпечує відповідність потужності, яка подається насосом, потужності, що споживається гідроциліндром. При цьому існує можливість пропорційного керування та стабілізації швидкості руху поршня гідроциліндра при зустрічному і попутному навантаженнях.

Література

1. Иванов И.В. Развитие тракторных гидроприводов / И.В. Иванов, Д.Е. Флеер, А.Б. Халецкий // Приводная механика. – 2006.