

МАШИНОБУДУВАННЯ І ТРАНСПОРТ

УДК 621.22

Ю. А. Буренніков, канд. техн. наук, проф.; Л. Г. Козлов, канд. техн. наук, доц.;
С. В. Репінський, канд. техн. наук; О. В. Поліщук, канд. техн. наук

АНАЛІЗ ПЕРЕВАГ ТА НЕДОЛІКІВ ІСНУЮЧИХ РЕГУЛЯТОРІВ ПОДАЧІ ТА ПОТУЖНОСТІ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО РЕГУЛЬОВАНОГО НАСОСА

Розглянуто переваги та недоліки відомих схем системи керування робочого об'єму регульованого насоса, що пропонуються провідними виробниками. Сформульовано основні технічні та функціональні вимоги до регуляторів подачі. Запропоновано схему системи керування регульованого аксіально-поршневого насоса з комбінованим регулятором подачі, яка забезпечує статичну характеристику аксіально-поршневого насоса в режимі стабілізації подачі та статичну характеристику гіперболічного типу в режимі постійної потужності за рахунок форми профільованого вікна золотника регулятора.

Вступ

Гідравлічні приводи широко використовуються для реалізації технологічних циклів в різноманітних машинах і механізмах для стаціонарного і мобільного застосування. Сучасний етап розвитку об'ємного гідроприводу характеризується неперервним розширенням його можливостей, підвищенням ефективності і універсальності шляхом переходу до регульованих насосів [1, 2]. Одночасно триває інтенсивний пошук шляхів реалізації режимів енергозбереження і розширення функціональних можливостей гідроприводу разом з досягненням потрібних від гідроприводу параметрів на основі вдосконалення систем керування робочого об'єму насосів.

Метою роботи є аналіз переваг та недоліків існуючих регуляторів подачі та потужності, що входять до системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса та формулювання основних технічних та функціональних вимог, що висуваються до таких систем.

Основний текст

В Україні ринок об'ємних гідромашин (зокрема насосів та їх механізмів керування) представлений заводами колишнього СРСР і постачальниками продукції з Західної Європи, в тому числі передових фірм, які виробляють найдосконаліші зразки. Високий технічний рівень гідромашин для гідрооб'ємних передач та їх широкий асортимент відмічений у фірм Sauer-Danfoss, Rexroth, Linde Hydraulics (Німеччина), Parker Hydraulics, Vickers, Denison (США), GTN Hydraulics a. s (Республіка Словачія, торговий представник — фірма APIS a. s), Poclain hydraulics (Франція), Samhydraulic (група Brevini, Італія), Bondioli and Pavesi (Італія) та ін. [2].

Розглянемо основні схеми систем керування робочого об'єму насосів, що пропонуються виробниками. На рис. 1 показано схему з'єднання, статичну характеристику і графік розподілення потужності регульованого насоса з регулятором компенсації тиску, що дозволяє вручну або дистанційно (за допомогою клапана) змінювати тиск від 2 до 35 МПа і підтримувати його на заданому рівні у всьому діапазоні подач. Величина бажаного тиску p_1 , встановлюється шляхом настроювання пружини розподільника 1. За $p < p_1$ золотник розподільника перебуває в правому положенні, і поршнева порожнина диференціального циліндра керування 2 з'єднується із дренажною лінією. Тиском у штоковій порожнині й зусиллям пружини шток циліндра зміщується вправо, і похилий диск насоса встановлюється в положення максималь-

ного кута нахилу ($\alpha_{\max}$), що відповідає максимальній подачі насоса. Коли тиск у гідросистемі досягає значення p_1 золотник розподільника зміщується вправо, поршнева порожнина циліндра 2 з'єднується з напірною лінією й кут нахилу α зменшується практично до нуля (до величини, необхідної для компенсації витоків у гідросистемі при тиску p_1). У діапазоні зміни подачі насоса від $Q_{\text{ном}}$ до нуля зміна тиску не перевищує 0,3 МПа. У механізмі передбачена можливість обмеження ходу золотника розподільника 1 і двостороннього обмеження ходу циліндра 2.

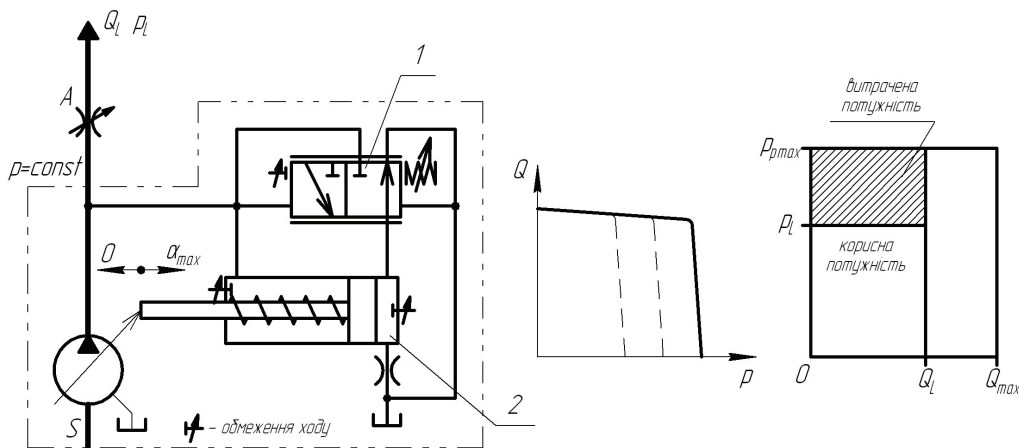


Рис. 1. Регулятор компенсації тиску

Таким чином, регулятор компенсації тиску автоматично регулює подачу насоса за потребою навантаження. Скоординований потік подається завжди з максимальним тиском. Різниця між тиском навантаження, що вимагається, і максимальним тиском дроселюється через керуючу кромку золотника дроселя. Розрахунок величини ККД дає в результаті оптимальне значення 67 % з тиском навантаження $p_{Last} = \frac{2}{3} p_0$ (p_0 — тиск подачі, живлення; p_{Last} — тиск навантаження).

Для зниження втрат, що залежать від тиску використовується регульований насос з регулятором подачі (рис. 2).

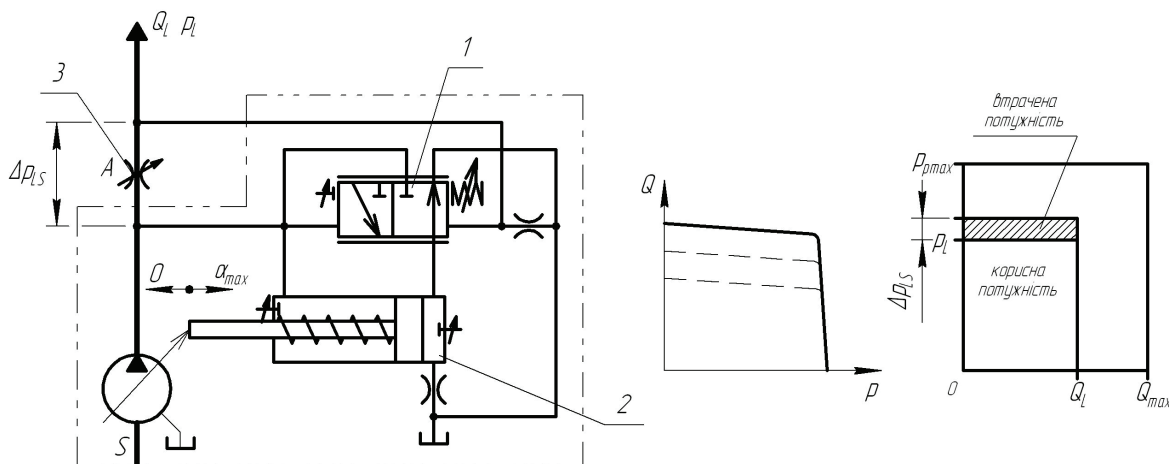


Рис. 2. Регулятор подачі з функцією Load-sensing

Регулятор подачі з функцією Load-sensing (чутливості до навантаження) дозволяє ручним регулюванням встановлювати задану величину подачі насоса й підтримувати її постійною в діапазоні тисків від нуля до $p_{\text{ном}}$. На відміну від регулятора компенсації тиску (рис. 1) у напірній лінії насоса встановлений дросель 3, вихід з якого з'єднаний із пружинною порожниною роз-

подільника 1. Таким чином, золотник розподільника перебуває в рівновазі, коли перепад тисків Δp_{LS} на дроселі створює зусилля, рівне регульованому зусиллю його пружини. Будь-яка зміна Δp_{LS} викликає відповідну зміну кута нахилу α , спрямовану у бік зменшення помилки. Так наприклад, зі збільшенням Δp_{LS} золотник розподільника 1 зміщується вправо, і кут α зменшується доти, поки Δp_{LS} не досягне заданого значення. Таким чином, змінюючи настроявання дроселя 3, можна змінювати подачу насоса. Для уникнення підвищених втрат потужності важливе значення має величина Δp_{LS} . В регуляторах подачі фірми Rexroth величина Δp_{LS} може варіюватися від 1,0 до 2,2 МПа і вищих значень. подача насоса підтримується постійною в широкому діапазоні тисків у робочій лінії. Існує виконання такого регулятора з дистанційним гідравлічним керуванням.

Ця схема з'єднання являє собою систему з вищим ККД. Визначення його значення можна здійснити за формулою

$$\eta = \frac{P_{\text{споживача}}}{P_{\text{насоса}}}.$$

Потужність насоса

$$P_{\text{насоса}} = Q_{\text{Last}} (p_{\text{Last}} + \Delta p_{LS}),$$

де Q_{Last} — подача навантаження; p_{Last} — тиск навантаження; Δp_{LS} — падіння тиску (перепад тиску) на регульованому дроселі.

Потужність споживача

$$P_{\text{споживача}} = Q_{\text{Last}} \cdot p_{\text{Last}};$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{LS}}{p_{\text{Last}}}}.$$

Таким чином, в системі керування регульованим насосом з постійним перепадом тиску Δp_{LS} на регульованому дроселі ККД визначається тиском навантаження споживача p_{Last} .

Для забезпечення ширших функціональних можливостей гідроприводів використовується регульований насос, оснащений автоматичним комбінованим регулятором керування тиском і подачею. Схемне рішення, статична характеристика і графік розподілення потужності такої системи показані на рис. 3.

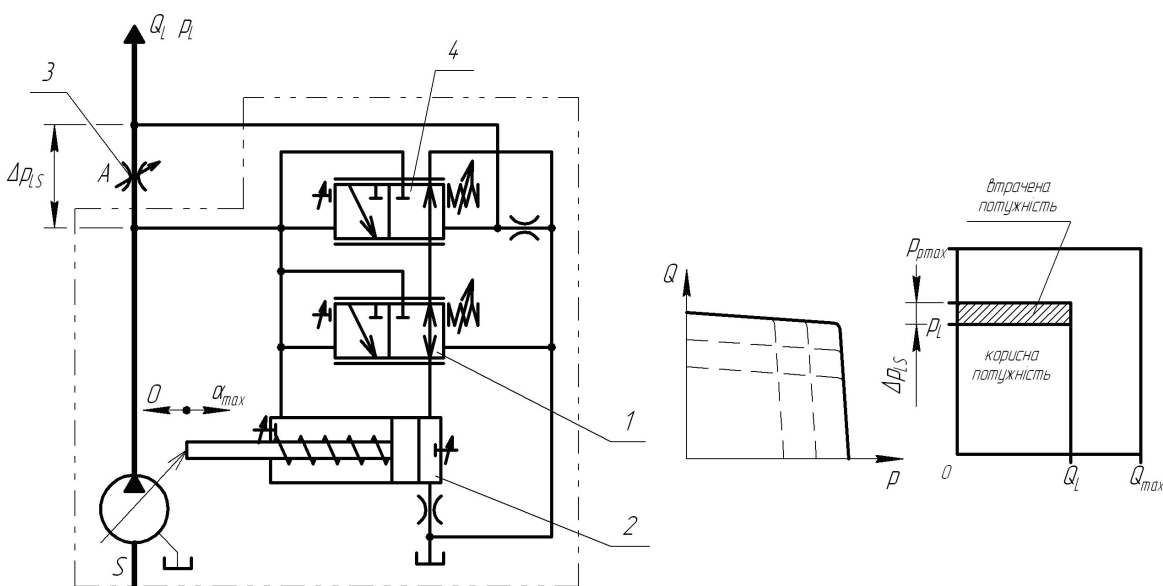


Рис. 3. Автоматичний комбінований регулятор керування тиском і подачею

Регулятор тиску і подачі забезпечують стабільність встановленої вручну подачі одночасно з функцією компенсатора тиску, що настраюється механічно. Власне кажучи — це паралельна робота двох регуляторів (рис. 1 і рис. 2). Розподільники тиску 1 і подачі 4 настраюються вручну. Поки тиск у гідросистемі нижче тиску p_1 настройки пружини розподільника 1, функціонує лише розподільник 4. Зі збільшенням тиску до p_1 , вступає в дію розподільник 1, що встановлює кут нахилу, близький до нульового.

Виробництво аксіально-поршневих насосів з комбінованою системою керування дозволяє перш за все вирішити проблему оснащення різноманітних мобільних машин комплектом гідроприводом робочих органів і переміщення. Причому специфіка роботи мобільних машин, зокрема екскаваторів, які мають роздільні в часі цикли — технологічний при копанні і транспортний для переміщення між об'єктами, дозволяє використовувати один насос для обох циклів. З іншої сторони, автоматизація швидкісного і навантажувального (на основі врахування тиску, що розвивається гідромоторами і гідроциліндрами) режимів достатньо просто реалізується за допомогою регулятора зміни робочого об'єму насоса типу «постійності потужності», який забезпечує постійність добутку тиску і подачі насоса і, відповідно, крутного моменту і частоти обертання гідромотора або зусилля і швидкості переміщення гідроциліндра.

У закордонних передових фірм, які випускають найдосконаліші зразки на ринку аксіально-поршневих гідромашин, існують різні модифікації регулятора потужності.

Слід відмітити вироби фірми Rexroth, в каталогах якої викладені для замовлення модифікації регулятора: з компенсатором тиску, з дистанційним керуванням, з регулятором подачі, з гідравлічним обмеженням ходу, з механічним обмеженням ходу, з гідравлічним двоступінчастим керуванням, з електричним розвантаженням при запуску. Існує модифікація регулятора у якого регулювання починається з мінімального робочого об'єму, а величина подачі пропорційна тиску керування. Вбудований регулятор потужності перекриває сигнал тиску керування і підтримує сталість потужності. Є додаткові версії: з компенсатором тиску, з дистанційним керуванням, з дистанційним настроюванням регулятора потужності [3].

В автоматичному комбінованому регуляторі типу TL1 фірми Linde Hydraulics (рис. 4) разом з регулятором подачі 4 використовується регулятор потужності 1 з двома регульованими пружинами [4].

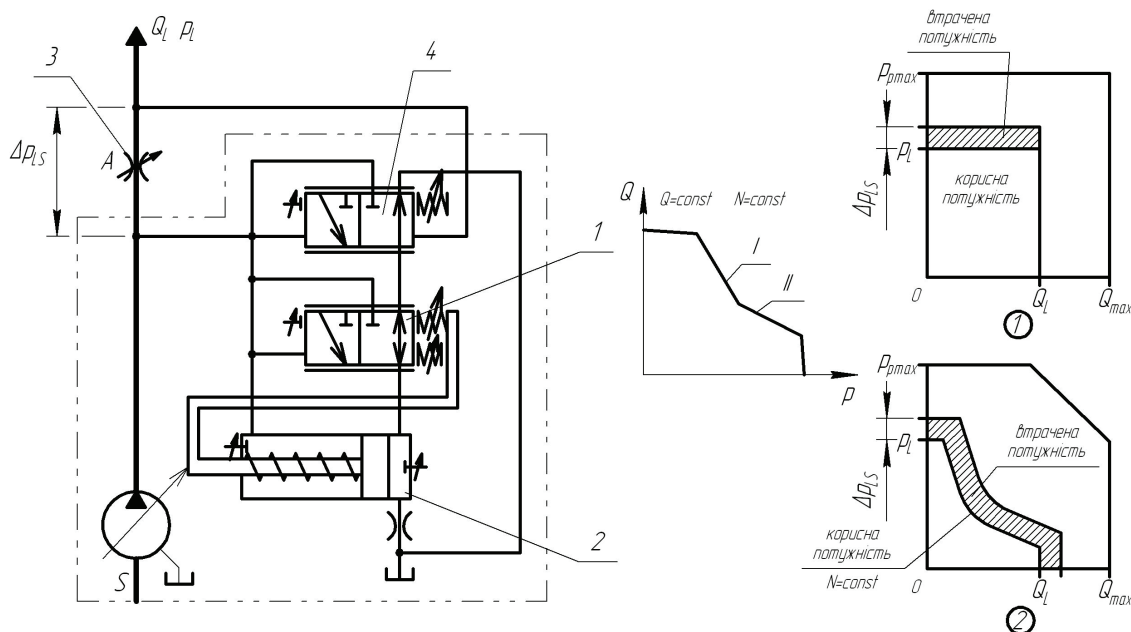


Рис. 4. Автоматичний комбінований регулятор керування подачею і обмеження потужності:

- 1 — енергобаланс системи під час роботи регулятора подачі;
- 2 — енергобаланс системи під час роботи регулятора потужності

Регулятор потужності 1 з двома регульованими пружинами змінює робочий об'єм насоса по робочому тиску таким чином, що з постійною швидкістю обертання приводна потужність не перевищує встановленої величини. Наявність двох пружин 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 однієї пружини, а ділянка II одночасною роботою двох пружин. Таким чином, відповідною настройкою пружин здійснюється обмеження потужності по лінійній апроксимації.

Регулятор подачі 4 працює в залежності від тиску навантаження і узгоджує робочий об'єм насоса з споживанням в системі. Робочий об'єм насоса залежить від регульованого дроселя 3, встановленого між насосом і споживачем і не залежить від тиску навантаження нижче заданого рівня. Тиски до і після дроселя порівнюються на золотнику 4, перепад тиску Δp_{LS} підтримується постійним і, таким чином, забезпечується постійна подача. Зі збільшенням перепаду тиску Δp_{LS} насос регулюється в сторону $\alpha_{\min}$, зі зменшенням перепаду — в сторону $\alpha_{\max}$, до урівноваженого положення золотника.

На основі проведеного огляду сформульовано основні технічні і функціональні вимоги до регуляторів подачі регульованих насосів:

- автоматична зміна подачі насоса у відповідності із сигналом керування;
- стабілізація, в разі необхідності, величини подачі, що надходить до виконавчого гідродвигуна у робочому режимі;
- забезпечення в режимі перенавантаження величини потоку тільки в систему керування насосом;
- відповідність потужності споживачів і насоса;
- робота в режимі постійної потужності;
- мінімальність витрат потужності на керування;
- достатня швидкодія в перехідних режимах;
- мінімальні габаритні розміри і маса.

На рис. 5 показана розроблена авторами принципова схема системи керування регульованим насосом з автоматичним комбінованим регулятором подачі, що забезпечує стабілізацію подачі від насоса, а також роботу насоса в режимі постійної потужності [5–7].

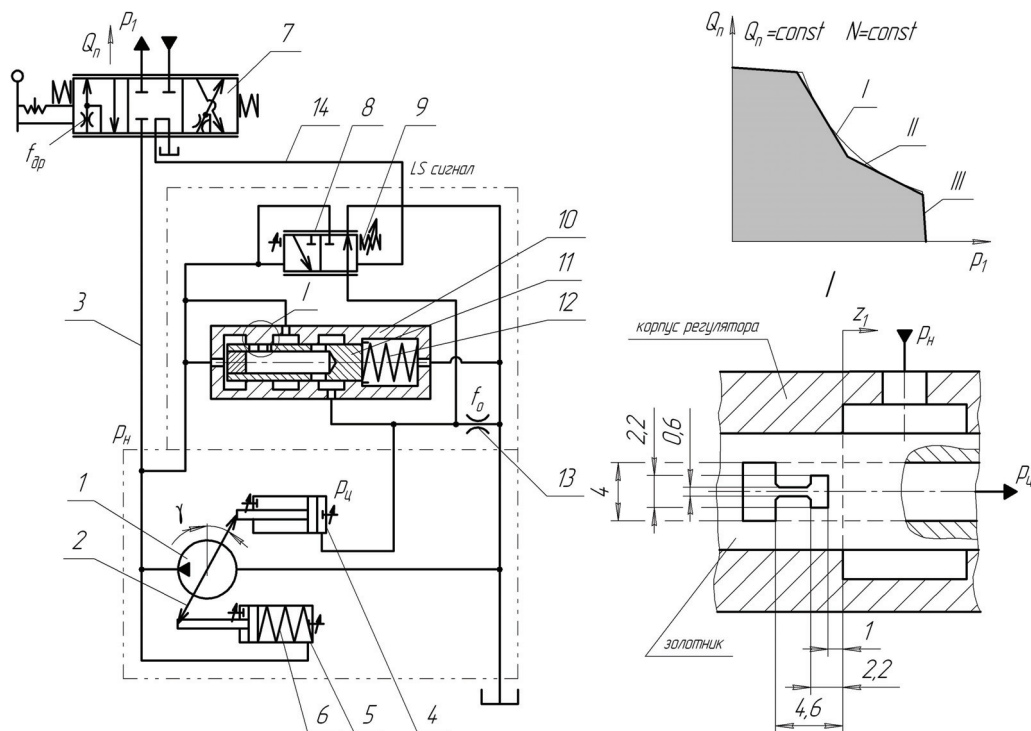


Рис. 5. Система керування регульованим насосом з автоматичним комбінованим регулятором подачі

Схема включає аксіально-поршневий регульований насос 1, пропорційний розподільник 7 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS сигналу), регулятор подачі 8 з пружиною 9, який підключений до гідроліній 3 та 14 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 в циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів 4, 5 і пружини 6. На зливі з циліндра керування 4 встановлений дросель 13. Регулятор потужності 10 з золотником 11 і пружиною 12 змінює робочий об'єм насоса по робочому тиску таким чином, що при постійній частоті обертання забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса і, тим самим, забезпечується стабільність приводної потужності.

Запропонований автоматичний комбінований регулятор працює таким чином. У разі відключених споживачів, лінія керування 14 регулятором з'єднується зі зливом, тиск в ній практично відсутній. Потік, створений насосом, перемістить регулятор подачі 8 вправо, стискаючи пружину 9, і потрапить в циліндр керування 4. Створений в циліндрі тиск $p_{Ц}$ перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування і гідроприводі.

У встановленому робочому режимі тиск p_H і p_1 , а також зусилля пружини 9, впливаючи на регулятор подачі 8, визначають таке його положення, коли тиск $p_{Ц}$ в циліндрі 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H в циліндрі 5 разом з пружиною 6. Пружина 9 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску $\Delta p_{LS} = p_H - p_1$ на дросельній щілині розподільника 7. Будь-яка зміна Δp_{LS} викликає відповідну зміну кута нахилу γ , спрямовану у бік зменшення помилки. Так наприклад, зі збільшенням Δp_{LS} регулятор подачі 8 зміщується вправо, збільшується потік до циліндра 4 і кут γ зменшується допоки Δp_{LS} не досягне заданого значення. Змінюючи пропорційним розподільником 7 площу відкриття дросельної щілини $f_{др}$, можна змінювати величину подачі насоса до споживача.

За значного збільшення величини тиску p_H спрацьовує регулятор потужності 10 з золотником 11, пружиною 12 і робоча рідина надходить до циліндра керування 4, переводячи планшайбу 2 так, що насос працює в режимі постійної потужності.

Наявність профільного вікна в золотнику регулятора потужності і, відповідно, змінного коефіцієнта k_{Z1} в залежності від переміщення z_1 , забезпечує на статичній характеристиці (див. рис. 5) дві прямолінійні ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, що характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується відкриттям робочого вікна золотника регулятора потужності з $k_{Z1}^1 = 2,2$ мм при переміщенні золотника $1 < z_1 \leq 2,2$ мм. Ділянка II при переміщенні z_1 більше 2,2 мм забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = 1,2 \cdot k_{Z1}^1$ і відкриттям робочого вікна з $k_{Z1}^1 = 0,6$ мм. Обмеження максимального тиску здійснюється за рахунок $k_{Z1}^3 = 4,0$ мм, якщо переміщення z_1 більше 4,6 мм (ділянка III).

За рахунок профільованого вікна комбінований регулятор подачі в режимі постійної потужності характеризується підвищеними точністю встановлення заданого значення потужності та підтримання встановленого значення потужності. Так як, у відомих регуляторах режим постійної потужності забезпечується золотником з двома пружинами, то відсутність необхідності використання двох пружин у розробленому комбінованому регуляторі подачі забезпечує спрощення конструкції останнього, зменшення габаритних розмірів і маси. В усіх режимах роботи система керування характеризується стійкою роботою, а розроблений комбінований регулятор подачі відповідає всім встановленим вимогам.

Висновки

1. Проаналізовано переваги та недоліки відомих регуляторів подачі та потужності регульованих насосів та сформульовано основні технічні та функціональні вимоги, що висуваються до них.

2. Розроблено систему керування регульованого аксіально-поршневого насоса з комбінованим регулятором подачі, яка забезпечує статичну характеристику аксіально-поршневого насоса в режимі стабілізації подачі та статичну характеристику гіперболічного типу в режимі постійної потужності за рахунок форми профільованого вікна золотника регулятора.

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. Аврунин Г. А. Обзор рынка гидрооборудования / Г. А. Аврунин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2005. — № 3. — С. 12—22.
3. Каталог фирмы Mannesmann Rexroth. — 2007.
4. HPR-02. Self-regulating pump for open loop operation // Каталог фирмы Linde Hydraulics — 2007. — 32 p.
5. Буренніков Ю. А. Автоматична система керування регульованим насосом / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. — 2009. — № 3. — С. 134—141.
6. Буренніков Ю. А. Система керування аксіально-поршневого насоса і дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2009. — № 5. — С. 122—126.
7. Оптимізація конструктивних параметрів комбінованого регулятора подачі аксіально-поршневого регульованого насоса / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Поліщук // Промислова гідраліка і пневматика. — 2012. — № 1(35). — С. 73—77.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Стаття надійшла до редакції 19.06.12
Рекомендована до друку 17.07.12

Буренніков Юрій Анатолійович — професор, **Козлов Леонід Геннадійович** — професор, **Репінський Сергій Володимирович** — старший викладач.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування;

Поліщук Олександр Васильович — старший викладач кафедри менеджменту будівництва та цивільної оборони.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця