

Вплив температури рідини на витратну характеристику трьох-лінійного пропорційного регулятора витрати

Г.В. Солдаткін¹ • О.П. Губарев¹

Received: 19 April 2024 / Revised: 9 May 2024 / Accepted: 1 June 2024

Анотація. Для ефективної роботи гідросистем промислового і мобільного гідроприводу важливо враховувати температуру робочої рідини, яка впливає на втрати потужності, включаючи гідро-механічні втрати, такі як тертя в трубах, і об'ємні втрати, такі як втрати через витоки. Для гідросистем з високими вимогами до ефективності і точності позиціонування вихідної ланки, значна увага має бути приділена впливу температури рідини на характеристики регулюючої апаратури, поширеним видом якої є регулятор витрати. В статті проведено аналіз принципової схеми, конструктивних особливостей і геометричних параметрів трьох-лінійного регулятора витрати з пілотним пропорційним керуванням і сил, які діють на його внутрішні елементи. Висунуто дві гіпотези, які пов'язують конструктивні особливості з відхиленням витрати через регулятор витрати при зміні температури робочої рідини. Проведено експериментальне дослідження впливу температури на витратну характеристику регулятора витрати. Встановлено, що збільшення температури робочої рідини зменшує витрату через регулятор при сталому значенні керуючого сигналу. Запропоновано спосіб компенсації відхилення від початкового налаштування витрати шляхом врахування поточного значення температури робочої рідини в алгоритмі керування програмованого логічного контролера. Для технічної реалізації запропонованого методу необхідно додати в гідравлічну систему контроль температури і внести зміни в алгоритм керування регулятором витрати.

Ключові слова: регулятор витрати, температура, в'язкість, гідропривід, золотник.

Вступ

Більшість систем промислового гідроприводу, особливо гідроприводу великих потужностей, гідроприводу об'єктів з безперервним експлуатаційним циклом та з широким діапазоном змін умов експлуатації, обладнано спеціальними засобами контролю і регулювання температури робочої рідини (далі – РР) [1]. Промисловий гідропривід, як правило, працює за певним технологічним циклом, що надає визначеність режимів роботи системи і можливість випереджуючої стабілізації температури. Проте для систем, працюючих за неусталеним циклом і в змінних умовах, температура РР є важливим і впливовим чинником.

Гідравлічні системи мобільної техніки, в основному, позбавлені можливостей очікування стабілізації

температури або підтримання найбільш сприятливих температурних показників рідини. Ці обставини призводять до невідповідності розрахункових показників системи гідроприводу до реальних значень цих показників в експлуатаційних режимах. Найбільші наслідки такої невідповідності мають місце в авіаційному та корабельному гідроприводі, гідравлічних системах вітроенергетики, гідроприводі мобільних машин гірничої промисловості та сільськогосподарського призначення. Спільним для таких систем є неможливість очікування встановлення теплового балансу, стиснуті терміни відпрацювання приводом сигналу керування, обмежений енергетичний ресурс для термостабілізації об'єкта, широкий діапазон змін умов і режимів експлуатації. Тому однією з найважливіших проблем щодо приводів мобільної техніки є надійне забезпечення безвідмовної роботи та функціональної повноти в умовах стрімких температурних коливань. Похибка в гідравлічних розрахунках швидкості і зусилля гідроприводу, що викликана неврахуванням неусталених значень температури РР і залежних від неї значень в'яз-

✉ Г.В. Солдаткін
soldatkin.gleb@ukr.net

¹ КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

кості та густини, може складати від 30–50 % для повільних процесів до 100 % і більше відсотків для перехідних процесів [2].

Отже для ефективної роботи гідросистем промислового і мобільного гідроприводу важливо враховувати температуру РР, яка впливає на втрати потужності, включаючи гідро-механічні втрати, такі як тертя в трубах, і об'ємні втрати, такі як втрати через витоки [3]–[5].

Відповідно до [6], застосування в гідроагрегатах додаткових мехатронних пристроїв з чутливістю до перепадів температури, дає можливість підвищити ефективність роботи гідравлічних систем. Замість прямої стабілізації температури, в алгоритмі керування враховуються результати модельного експерименту, за яким введено додаткові сигнали керування, що упереджують підвищення температури.

Якщо гідросистема має високі вимоги не тільки до ефективності, а і до точності позиціонування вихідної ланки, значна увага має бути приділена регулюючій апаратурі, параметри і характеристики якої залежать від в'язкості і, відповідно, температури РР. Одним з таких типів регулюючої апаратури є регулятор витрати (далі – РВ).

У роботі [7] Чекмасова І. А. досліджує питання поліпшення статичних і динамічних характеристик гідроагрегатів з РВ шляхом створення математичної моделі динаміки гідроагрегатів з дволінійним РВ у напірній магістралі гідродвигуна на основі системного підходу, що враховує міжелементні зв'язки гідроагрегату, нелінійності характеристик його елементів, двофазність РР, змінність коефіцієнтів витрати в дроселюючих щілинах елементів гідроагрегату, коректний опис змінних площ дроселюючих щілин, характер зміни навантаження, тертя в золотникових парах, опір лінійних дроселів елементів гідроагрегату. В цій роботі сформульовано практичні рекомендації щодо проектування і модернізації серійних РВ.

Робота [8] пропонує конструктивне удосконалення РВ. Удосконалення полягає у підвищенні чутливості золотника компенсатора тиску до зміни перепаду тиску у його глухих камерах. В результаті модернізованої конструкції, РВ здатний підтримувати сталу витрату на своєму виході при змінному навантаженні на гідродвигуні.

Патент [9] пропонує конструктивне виконання двох-лінійного РВ з забезпеченням сталості витрати рідини незалежно від зміни температурного режиму рідини шляхом додавання герметичного сільфону, який змінює свій об'єм при зміні температури РР і тим самим корегує баланс сил на компенсаторі тиску.

Регулятори витрати є частиною асортименту промислового гідравлічного обладнання всесвітньо відомих виробників: Bosch Rexroth [10], HAWE Hydraulik [11], Moog [12], Parker Hannifin [13] та інших. Bosch Rexroth для одного зі своїх двох-лінійних регуляторів витрати в його технічній документації наводить витратно-температурну залежність.

Метою даної роботи є дослідження впливу температури РР на витратну характеристику РВ при його сталому налаштуванні шляхом врахування в'язкісних властивостей рідини і аналізу конструктивних особливостей РВ. В представленому дослідженні розглянуто практичний вплив температури РР на витратну характеристику трьох-лінійного РВ з пілотним пропорційним керуванням і розглядається питання розширення функціональних можливостей РВ.

Аналіз процесу функціонування регулятора витрати в системі гідроприводу

Регулятор витрати – це регулюючий гідравлічний клапан, який призначено для підтримання заданої витрати незалежно від перепаду тиску в потоках РР, яка підводиться та відводиться від нього [14]. Він використовується для забезпечення постійної швидкості руху вихідної ланки об'ємного гідроагрегату. Однак на практиці, факторами, що впливають на роботу таких клапанів, є температура РР (через неідеальні отвори у місцевих супротивах), а також гідродинамічні сили, що діють на золотник компенсатора тиску. Крім того, сухе тертя викликає гістерезис, тоді як демпфування і тертя, що залежить від швидкості, обмежують швидкість реакції спрацювання клапана при коливаннях тиску [15]. Для аналізу впливу температури РР на витрату через РВ при його сталому налаштуванні, розглянемо конструктивні особливості його будови.

Трьох-лінійний РВ з пілотним пропорційним керуванням складається з:

- *дроселя*, через який проходить потік, що потребує регулювання за витратою,
- *компенсатора тиску*, що забезпечує регулювання потоку, скидаючи надлишок рідини в зливну лінію,
- *пропорційного редуційного клапана*, який регулює ступінь відкриття дроселя шляхом подачі керуючого тиску пропорційного сигналу на електромагніті.

Складаючись з трьох клапанів, цей РВ являє собою складну гідродинамічну систему взаємодії перерахованих елементів, які створюють перепад тиску і об'єднані гідравлічними каналами, які мають місцеві опори і втрати тиску по довжині. Отже кожний з елементів потребує окремої уваги, а сам РВ – комплексного аналізу. Основні характеристики РВ, що досліджується, приведено в таблиці 1.

В результаті аналізу процесу функціонування і принципової схеми трьох-лінійного РВ з пілотним пропорційним керуванням (рис. 1) встановлено наступне. Напірну магістраль під'єднано до порта *P*. Виконавчий механізм (гідроциліндр/гідромотор) під'єднано до порта *A*. В результаті протікання рідини через дросель, створюється перепад тиску. Тиск до дроселя працює на відкриття компенсатора тиску, тиск після дроселя – на його закриття. При зміні перепаду тиску на дроселі, змінюється і різниця тисків на компенсаторі тиску.

Таблиця 1. Основні характеристики досліджуваного трьох-лінійного РВ з пілотним пропорційним керуванням

Характеристика	Значення
Максимальний робочий тиск [бар]	315
Діапазон регулювання витрати [л/хв.]	0,3...50
Приєднувальні отвори (BSPP)	G1/2
Напруга живлення електромагніту [В]	24
Напруга керування [В]	0...5
Маса [кг]	1,6
Рекомендований діапазон в'язкості РР: [мм ² /с]	10...500

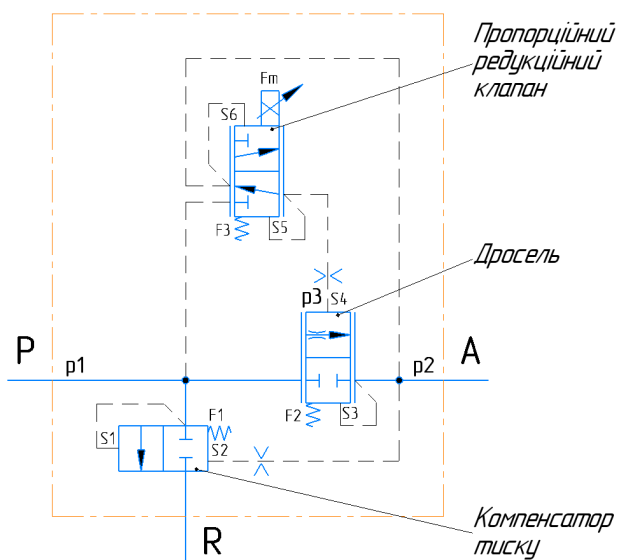


Рис. 1. Принципова схема трьох-лінійного РВ з пілотним пропорційним керуванням

При зміні різниці тисків, компенсатор тиску відкривається, зливаючи надлишок рідини в порт *R*. В рівновазі, перепад тиску на дроселі відповідає налаштуванню пружини компенсатора тиску, тим самим підтримуючи величину витрати на заданому рівні.

Розглянутий РВ є нормально-закритим. Тобто при відсутності сигналу керування, дросель знаходиться в закритому положенні. Керування дроселем відбувається за допомогою пілотного пропорційного клапана редукційного типу. Через цей клапан тиск з порта *P* працює на відкриття дроселя пропорційно сигналу на електромагніті. Тобто струм на електромагніті (рівень електричного керуючого сигналу) зумовлює те, який “керуючий” тиск буде поданий завдяки редукційному клапану на відкриття дроселя. У самому дроселі цей керуючий тиск протидіє пружині і тиску порта *A*, які працюють на закриття дроселя. Таким чином величина керуючого сигналу пропорційна відкриттю дроселя. З цього виходить, що гідравлічні і конструктивні особли-

ливості виконання редукційного клапана напряму впливають на точність відкриття дроселя, а отже і витрату через РВ.

Проаналізуємо будову і принципову схему пілотного пропорційного редукційного клапана у виконанні окремого клапана (рис. 2).

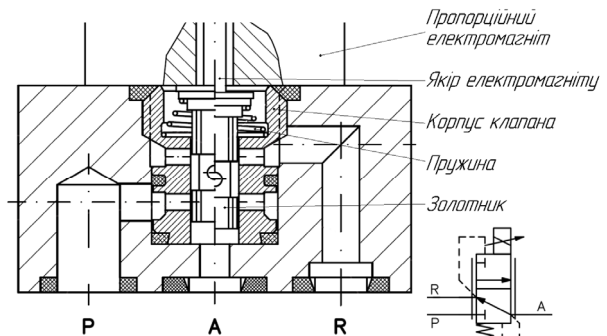


Рис. 2. Конструктивне виконання і принципова схема пропорційного редукційного клапана

У лівій половині рисунка показано положення клапана при відсутності керуючого сигналу, у правій – при наявності. Тиск порта *A* і зусилля пружини тримають золотник у верхньому положенні, поєднуючи порт *A* і *R*, порт *P* перекрито. При подачі сигналу керування на пропорційний електромагніт, його якорь створює силу, яка разом з тиском порта *R* пересуває золотник вниз, перекриваючи порт *R* і поєднуючи порт *A* і порт *P*. Через те, що тиск порта *A* діє на нижню площину золотника, при досягненні необхідного (відповідно до керуючого сигналу) тиску в порті *A*, клапан закривається в результаті переміщення золотника вгору. Розглянемо конструктивні особливості і характеристики редукційного клапана (рис. 3). Його корпус вкручено в тіло РВ. Золотник має прямі кромки і внутрішню проточку складної форми.

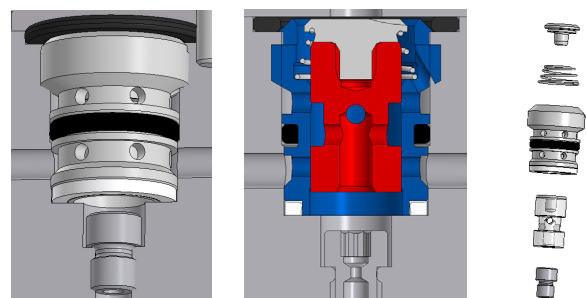


Рис. 3. Візуалізація конструктивного виконання редукційного клапана

Діаметр жиклера, встановленого в порті *A* для гасіння можливих коливань золотника під час переміщення, становить 0,8 мм. Сам золотник має нульове перекриття між каналами *P* і *R*, а його діаметр дорівнює 7 мм. Максимальне переміщення золотника відносно

нульового положення складає 0,95 мм вверх і вниз. Прохід рідини в напрямках $P-A$ і $A-R$ відбувається через 6 отворів з діаметром 1,5 мм. Максимальна площа проходу $P-A$ і $A-R$ становить $6 \times 1,18 = 7,08 \text{ мм}^2$ (через обмеження верхнього і нижнього положення золотника). Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника редукційного клапана зображена на рис. 4.

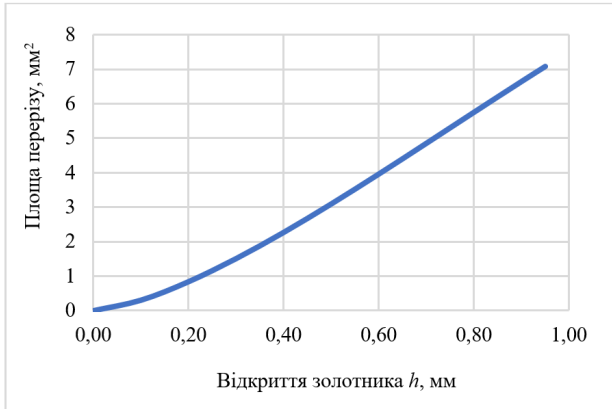


Рис. 4. Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника редукційного клапана

Рух золотника редукційного клапана описується рівнянням (1) [14]:

$$m_{pk} \ddot{x}_{pk}(t) = F_M(t) + p_2(t)S_6 - p_3(t)S_5 - F_3(t) - F_{zd.pk}(t) - F_{тер.pk}(t) + F_{осц.pk}(t) - F_{дем.pk}(t), \quad (1)$$

де m_{pk} – маса золотника редукційного клапана з приєднаними до нього частинами РВ; $x_{pk}(t)$ – переміщення золотника редукційного клапана; $F_M(t)$ – зусилля пропорційного електромагніта; $p_2(t), p_3(t)$ – тиск, що діє відповідно на верхній і нижній торець золотника редукційного клапана; S_6, S_5 – площа відповідно верхнього і нижнього торців золотника редукційного клапана; $F_3(t), F_{zd.pk}(t), F_{тер.pk}(t), F_{осц.pk}(t), F_{дем.pk}(t)$ – сили відповідно пружини, гідродинамічна, тертя, осциляції, демпфірування, що діють на золотник редукційного клапана.

Витрата РР, що проходить через золотник редукційного клапана описується рівнянням (2) при русі рідини в напрямку $P-A$ і рівнянням (3) при русі рідини в напрямку $A-R$ відповідно до схеми на рис. 2.

$$Q_{pk.PA}(t) = \mu_{pk} [Re, x_{pk}(t)] A_{pk}(t) \cdot \sqrt{2(p_1(t) - p_3(t)) / \rho(t)}, \quad (2)$$

$$Q_{pk.AR}(t) = \mu_{pk} [Re, x_{pk}(t)] A_{pk}(t) \cdot \sqrt{2(p_3(t) - p_2(t)) / \rho(t)}, \quad (3)$$

де $\mu_{pk} [Re, x_{pk}(t)]$ – коефіцієнти витрати у щілині редукційного клапана; $A_{pk}(t)$ – площа перерізу щілини

редукційного клапана; $p_1(t), p_2(t), p_3(t)$ – тиск в порті P, R, A редукційного клапана відповідно; $\rho(t)$ – густина РР, що протікає через щілину редукційного клапана.

В результаті аналізу встановлено, що рух золотника редукційного клапана відбувається в дуже маленькому діапазоні (до 1 мм), забезпечуючи лінійну залежність площі перерізу каналу від відкриття золотника в діапазоні 0,4–1 мм. Такі маленькі геометричні параметри зумовлені пілотною (керуючою) функцією редукційного клапана. Витрата, що протікає через золотник, іде на переміщення дроселя і має маленьку величину.

Проаналізуємо конструктивні особливості і характеристики компенсатора тиску (рис. 5).

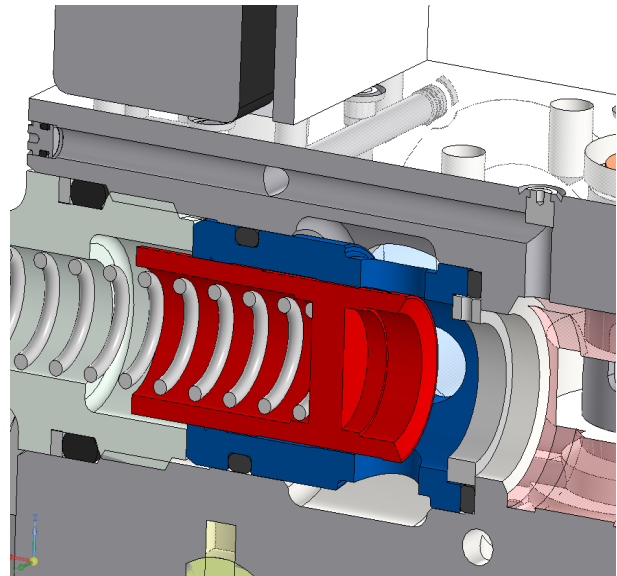


Рис. 5. Візуалізація конструктивного виконання компенсатора тиску

Діаметр золотника дорівнює 15 мм. Прохідний канал складається з 4 отворів діаметром 7 мм. Максимальна площа проходу $P-R$ дорівнює $4 \times 38,465 = 153,86 \text{ мм}^2$. Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника компенсатора тиску зображена на рис. 6.

Рух золотника компенсатора тиску описується рівнянням (4):

$$m_{km} \ddot{x}_{km}(t) = p_1(t)S_1 - p_2(t)S_2 - F_1(t) - F_{zd.km}(t) - F_{тер.km}(t) + F_{осц.km}(t) - F_{дем.km}(t), \quad (4)$$

де m_{km} – маса золотника компенсатора тиску; $x_{km}(t)$ – переміщення золотника компенсатора тиску; $p_1(t), p_2(t)$ – тиск, що діє відповідно на лівий і правий торці золотника компенсатора тиску; S_1, S_2 – площа відповідно лівого і правого торця компенсатора тиску; $F_1(t), F_{zd.km}(t), F_{тер.km}(t), F_{осц.km}(t), F_{дем.km}(t)$ – сили відповідно пружини, гідродинамічна, тертя, осциляції, демпфірування, що діють на золотник компенсатора тиску.

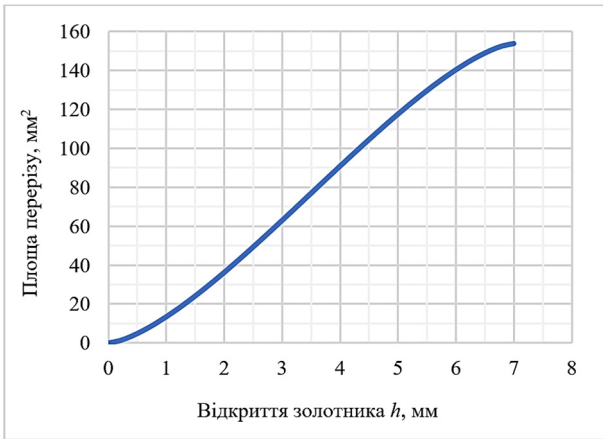


Рис. 6. Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника компенсатора тиску

Витрата РР, що проходить через золотник компенсатора тиску, описується рівнянням (5) при русі рідини в напрямку $P-R$ відповідно до схеми на рис. 1.

$$Q_{km}(t) = \mu_{km} [Re, x_{km}(t)] A_{km}(t) \sqrt{2(p_1(t) - p_R(t)) / \rho(t)}, \quad (5)$$

де $\mu_{km} [Re, x_{km}(t)]$ – коефіцієнти витрати у щілині компенсатора тиску; $A_{km}(t)$ – площа перерізу щілини компенсатора тиску; $p_1(t), p_R(t)$ – тиск в порті P і R РВ відповідно; $\rho(t)$ – густина РР що протікає через щілину компенсатора тиску.

В результаті аналізу конструкції компенсатора тиску встановлено, що рух золотника відбувається в значно більшому діапазоні (до 7 мм), ніж у редукційного клапана, забезпечуючи лінійну залежність площі перерізу каналу від відкриття золотника в діапазоні 2–5 мм.

Проаналізуємо конструктивні особливості і характеристики дроселя (рис. 7).

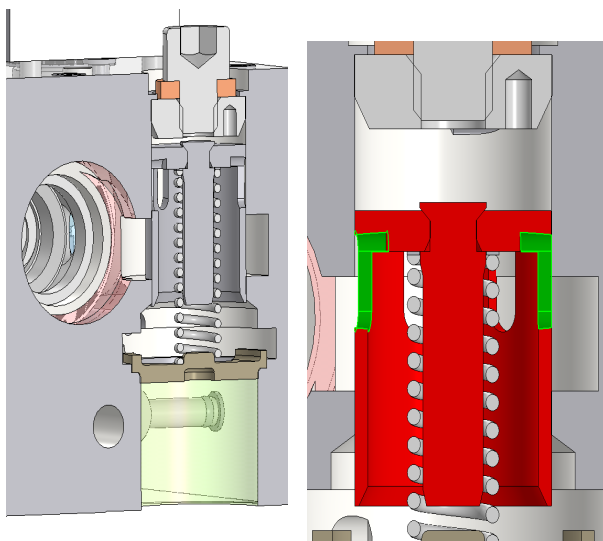


Рис. 7. Візуалізація конструктивного виконання дроселя

Діаметр золотника дорівнює 15 мм. Діаметр жиклера, встановленого між портом A і компенсатором тиску для гасіння можливих коливань золотника під час переміщення, становить 0,6 мм. Прохідний канал складається з 6 отворів овальної форми. Максимальна площа проходу $P-A$ дорівнює $6 \times 14,1 = 84,64 \text{ мм}^2$ (через обмеження нижнього положення золотника). Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника дроселя зображена на рис. 8.

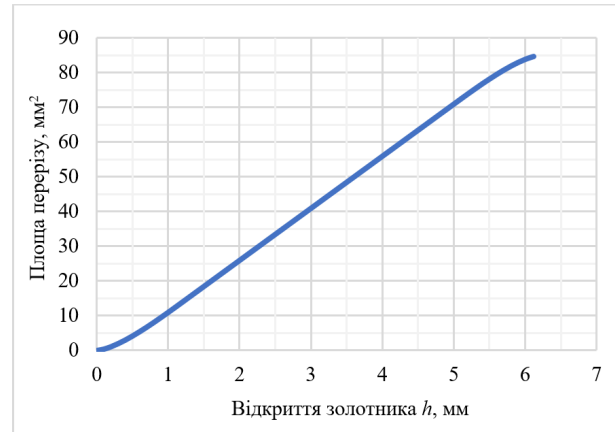


Рис. 8. Залежність площі перерізу щілини від відкриття золотника дроселя

Рух золотника дроселя описує рівняння (6):

$$m_{op} \ddot{x}_{op}(t) = p_3(t)S_4 - p_2(t)S_3 - F_2(t) - F_{zd.op}(t) - F_{тер.op}(t) + F_{осц.op}(t) - F_{дем.op}(t), \quad (6)$$

де m_{km} – маса золотника дроселя з приєднаними до нього частинами РВ; $x_{op}(t)$ – переміщення золотника дроселя; $p_3(t), p_2(t)$ – тиск, що діє відповідно на верхню і нижню торці золотника дроселя; S_4, S_3 – площа відповідно верхнього і нижнього торців золотника дроселя; $F_2(t), F_{zd.op}(t), F_{тер.op}(t), F_{осц.op}(t), F_{дем.op}(t)$ – сили відповідно пружини, гідродинамічна, тертя, осциляції, демпфування, що діють на золотник дроселя.

Витрата РР, що проходить через золотник дроселя описується рівнянням (7) при русі рідини в напрямку $P-A$ відповідно до схеми на рис. 1.

$$Q_{op}(t) = \mu_{op} [Re, x_{op}(t)] A_{op}(t) \sqrt{2(p_1(t) - p_2(t)) / \rho(t)}, \quad (7)$$

де $\mu_{op} [Re, x_{op}(t)]$ – коефіцієнти витрати у щілині дроселя; $A_{op}(t)$ – площа перерізу щілини дроселя; $p_1(t), p_2(t)$ – тиск в порті P і A РВ відповідно; $\rho(t)$ – густина РР що протікає через щілину дроселя.

В результаті аналізу конструкції дроселя, встановлено, що рух золотника відбувається в діапазоні до 6 мм, і забезпечує лінійну залежність площі перерізу каналу від відкриття золотника в діапазоні 0,5–5,5 мм.

Геометричні розміри золотників компенсатора тиску і дроселя зумовлені їх силовою функцією. Через них протікає основний потік витрати. За результатами розгляду будови, принципу дії і конструктивного виконання компонентів РВ встановлено, що регулятор містить значну кількість місцевих опорів, які змінюють свій переріз в процесі функціонування РВ і відповідно створюють різний перепад тиску, впливаючи на баланс сил на золотниках. Для перевірки припущення щодо впливу температури на витратну характеристику РВ було проведено експериментальне дослідження.

Експериментальне визначення впливу температури на витратну характеристику РВ

Щоб дослідити РВ в реальній гідравлічній системі і визначити, чи здатен РВ підтримувати витрату на сталому рівні при зміні температури РР, було розроблено гідравлічний випробувальний стенд. Вимогою до стенду була наявність наступних складових:

- насосна станція, що забезпечує подачу рідини і створення тиску в повному діапазоні параметрів РВ,
- засоби фільтрації для забезпечення необхідного рівня чистоти РР,
- маслонагрівач для нагріву РР,
- клапана тиску для налаштування тиску в системі,
- датчики контролю температури і тиску РР,
- аналоговий витратомір для точного визначення значення витрати через РВ,
- трьох-лінійний РВ з пілотним пропорційним керуванням, а також пропорційний підсилювач і потенціометр для його налаштування,
- діагностичний пристрій для зчитування показників з датчиків і витратоміру.

У якості робочої рідини використано гідравлічне мастило НLP 46. Рекомендований робочий діапазон в'язкості рідини для РВ складає 10...500 мм²/с, що відповідає діапазону температури РР 0...85 °С. Вимогою до стенду та усіх його компонентів було стабільне функціонування у вказаному діапазоні в'язкості РР. Принципова схема стенду зображена на рис. 9.

Насосна станція містить насос *H*, вал якого приводиться в обертання асинхронним трьохфазним електродвигуном *M*. У всмоктувальну лінію насоса РР поступає з гідравлічного бака *Б*, обладнаного маслонагрівачем для нагрівання РР. На поверхні бака знаходяться фільтр-сапун *С* та зливний фільтр *Ф2*. В нагнітальній лінії встановлений запобіжний клапани тиску *КТ1* з манометром *Мн1* для його налаштування та зворотній клапан *КЗв*. Клапан тиску виконує запобіжну функцію і буде зливати РР у разі аварійної ситуації. Далі в лінії нагнітання знаходиться фільтр *Ф1* з чистотою очищення 10 мкм, забезпечуючи необхідну чистоту РР, яка поступає у РВ, який досліджується. До і після РВ

встановлено аналогові датчики тиску і температури *Д1* і *Д2*. На виході з РВ встановлено аналоговий витратомір *ВМ* для контролю миттєвого значення витрати в порті *A* РВ. Сигнали з датчиків і витратоміра передаються до діагностичного пристрою. Клапан тиску *КТ2* встановлено для імітації навантаження на виконавчому механізмі. Налаштуванням *КТ2* за допомогою *Мн2* встановлюється тиск в лінії після регулятора витрати.

Керування РВ відбувається за допомогою спеціального підсилювача для пропорційних електромагнітів і потенціометра для налаштування сигналу керування в діапазоні 0...5 В постійного струму.

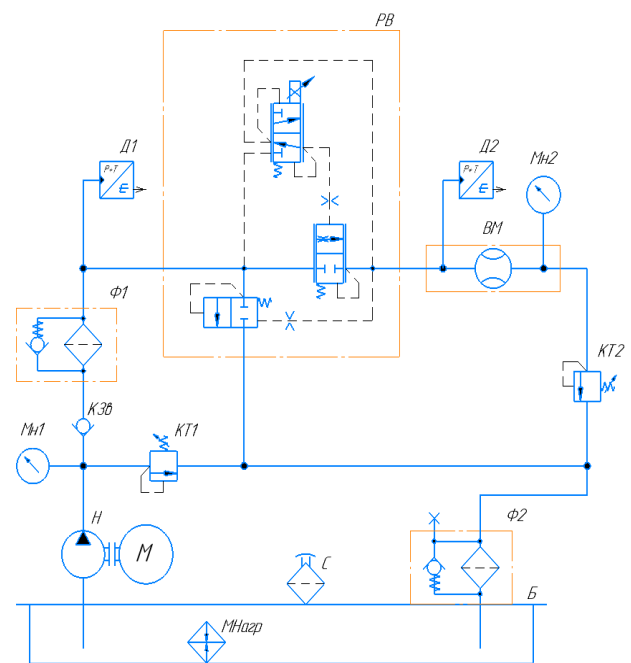


Рис. 9. Принципова гідравлічна схема стенду для дослідження впливу температури на витратну характеристику трьох-лінійного регулятора витрати з пілотним пропорційним керуванням

Методика проведення експерименту полягає у встановленні певного початкового значення витрати через РВ, після чого відбувається поступовий нагрів РР, не змінюючи сигнал керування. Впродовж нагріву РР скануємо значення температури, витрати і тиску. Після охолодження РР, експеримент повторюється для іншого початкового значення витрати.

На даному етапі дослідження було проведено експеримент (рис. 10) для діапазону температури 15...50 °С і трьох початкових значень витрати 26.5; 38.1; 42.9 л/хв.

В результаті проведення експериментального дослідження було встановлено, що зі збільшенням температури РР, витрата через РВ при його сталому налаштуванні зменшується. Чим більше початкове налаштування витрати, тим більший відсоток відхилення від нього при нагріванні РР.

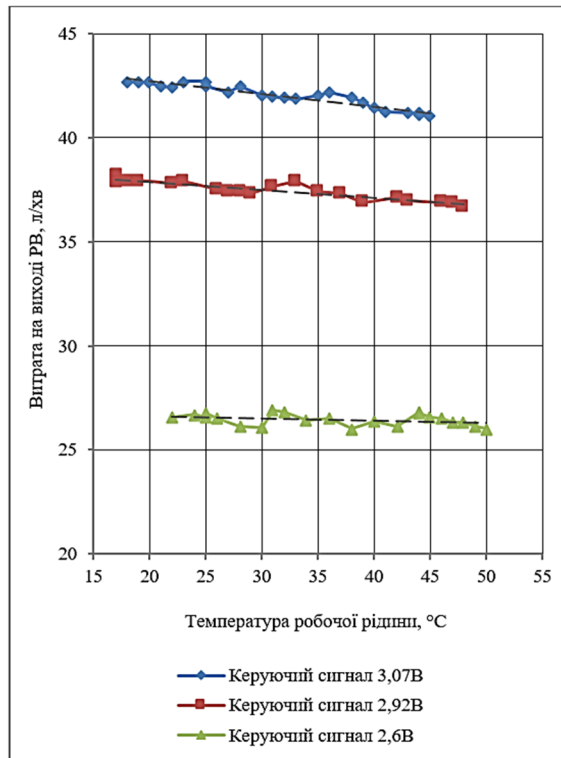


Рис. 10. Залежність витрати від температури робочої рідини при сталому налаштуванні РВ

Результати і обговорення

Відповідно до результатів проведеного експерименту, в діапазоні температури робочої рідини 15...50 °C маємо наступну тенденцію:

- при початковому налаштуванні на 26.5 л/хв, відхилення становить 0.3 л/хв (1.1 % від початкового значення),
- при початковому налаштуванні на 38.1 л/хв, відхилення становить 1.2 л/хв (3.2 % від початкового значення),
- при початковому налаштуванні на 42.9 л/хв, відхилення становить 1.7 л/хв (4 % від початкового значення).

Можна спрогнозувати, що при ширшому діапазоні робочої температури РВ (наприклад 0...85 °C), відсоток відхилення буде ще більшим.

Проаналізуємо, які фактори можуть спричинити це відхилення. Зі збільшенням температури РР, зменшується її в'язкість і втрачається тиск в місцевих опорах, зростають витоки та відбувається погіршення змащувальних властивостей. Канали, які поєднують золотникові щілини РВ, є складними гідравлічними лініями, що містять перехідні ділянки, звуження, розширення і повороти. При цьому приймаємо, що діаметр каналів не залежить від внутрішнього тиску РР, що кавітація, резонанс та гідравлічний удар відсутні.

Робота пілотного пропорційного редукційного клапана у складі РВ забезпечує відрегульований ке-

руючий тиск на золотнику дроселя, а положення золотника дроселя обумовлено балансом сил, описаних рівнянням (6). Гіпотеза, що описує причину виникнення відхилення, полягає в тому, що при збільшенні температури РР і зменшенні її в'язкості, керуючий тиск на дроселі знижується, тим самим змістивши золотник дроселя ближче до закритого положення. В результаті зменшиться площа перерізу щілини дроселя $A_{op}(t)$, і відповідно до рівняння (7) зменшиться витрата через РВ. Інша гіпотеза полягає в тому, що при зменшенні в'язкості РР, зростають гідродинамічні сили, що діють на золотник компенсатора тиску, тим самим зміщуючи його до більш відкритого положення. В результаті збільшується площа перерізу щілини дроселя $A_{km}(t)$, і збільшується витрата через компенсатор тиску відповідно до рівняння (5). Таким чином більший відсоток рідини поступає в зливну лінію, через що зменшується вихідна витрата з порта А РВ.

Отримані результати піднімають питання необхідності у компенсації відхилення витрати від початкового налаштування, яке виникає в результаті зміни температури РР. Для цього пропонується спосіб компенсації, який полягає у внесенні корегуючого доданку в сигнал керування РВ від програмованого логічного контролера. Шляхом проведення дослідження впливу температури РР на витратну характеристику РВ, можна отримати зв'язок між значенням температури рідини і відхилення витрати через РВ. Цей зв'язок дозволить визначити необхідний корегуючий доданок. Для реалізації запропонованого методу, в гідравлічну систему, де використовується РВ, необхідно додати датчик температури і внести зміни в алгоритм керування. Запропонований метод модернізації гідравлічної системи знизить відхилення витрати через РВ і розширить робочий діапазон температур, в якому забезпечується задовільна стабільність витрати і точність позиціонування вихідної ланки. Такий метод є значно дешевший, ніж метод, при якому в систему встановлюється витратомір, і компенсація впливу температури відбувається завдяки зворотному зв'язку.

Необхідно також враховувати, що зміна температури РР впливає не тільки на РВ, а на всю гідросистему комплексно. В результаті цього змінюється подача насоса, тиск відкриття переливного клапана [16], супротив трубопроводу гідросистеми, що також чинить вплив на роботу РВ і відхилення витрати рідини через нього. Точніші випробування впливу температури робочої рідини на витратну характеристику РВ потребують наявності в гідросистемі експериментального стенду регульованого насоса і пропорційного клапана тиску з їх налаштуванням від програмованого логічного контролера по зворотному зв'язком. Через високу вартість цих агрегатів і складність налаштування системи, наступним етапом дослідження планується проведення модельного визначення гідравлічних характеристик каналів РВ.

Висновки

Для гідросистем з високими вимогами до ефективності і точності позиціонування вихідної ланки, значна увага має бути приділена впливу температури робочої рідини на характеристики регулюючої апаратури, поширеним видом якої є регулятор витрати.

Проаналізувавши принципову схему трьох-лінійного регулятора витрати з пілотним пропорційним керуванням, було встановлено, що він являє собою складну гідродинамічну систему взаємодії його складових елементів, які створюють перепад тисків і об'єднані гідравлічними каналами, які мають місцеві опори і втрати тиску по довжині. Проведено детальний аналіз геометричних параметрів регулятора витрати і сил, які діють на його внутрішні елементи.

Проведено експериментальне дослідження впливу температури на витратну характеристику регулятора витрати при сталому значенні керуючого сигналу,

яке показало, що зі збільшенням температури робочої рідини, витрата через клапан зменшується. В діапазоні температур 15...50 °C відхилення може досягати 4 % при початковому налаштуванні витраті через клапан 43 л/хв.

Висунуто дві гіпотези стосовно причин відхилення витрати при зміні температури РР: площа перерізу щілини дроселя зменшується в результаті зміни керуючого тиску від редукційного клапана; об'єм рідини, який зливається через компенсатор тиску, збільшиться в результаті зміни гідродинамічних сил, що діють на його золотник. Запропоновано спосіб компенсації відхилення шляхом врахування поточного значення температури робочої рідини в алгоритмі керування регулятора витрати від програмованого логічного контролера. Для технічної реалізації запропонованого методу необхідно додати в гідравлічну систему контроль температури і внести зміни в алгоритм керування регулятором витрати.

References

- [1] O. Gubarev, O. Hanpanturova and V. Hrishnenko, "Multi-mode hydraulic drive with anticipatory stabilization of the working fluid temperature," *Bulletin of NTU "KHPI", Series: Hydraulic machinery and hydrounits*, Vol. 22, pp. 15–22, 2017.
- [2] A.M. Murashchenko, A.P. Gubarev, O.M. Yakhno and O.V. Tyzhnov, "Calculation of hydraulic channels of drives with taking in to account temperature and viscosity changes", *Mech. Adv. Technol.*, No. 2(83), pp. 5–10, Oct. 2018, doi: 10.20535/2521-1943.2018.83.118414.
- [3] L. Stawiński, A. Kosucki, M. Cebulak, A. Górniak and M. Grala, "Investigation of the influence of hydraulic oil temperature on the variable-speed pump performance," *Eksplatacja i Niezawodność*, Vol. 24, No. 2, pp. 289–296, Jun. 2022, doi: 10.17531/ein.2022.2.10.
- [4] S. Deuster and K. Schmitz, "Bio-Based Hydraulic Fluids and the Influence of Hydraulic Oil Viscosity on the Efficiency of Mobile Machinery," *Sustainability*, Vol. 13, No. 14, p. 7570, Jul. 2021, doi: 10.3390/su13147570.
- [5] O. Yakhno, O. Gubarev, O. Ganpanturova and A. Murashhenko, "The exergetic analysis for predicting of energy efficiency of the hydraulic drive systems," *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*, vol. 16, no. 5, pp. 59–66, 2014.
- [6] O. Gubarev, K. Belikov, O. Hanpanturova and A. Murashchenko, "The inlet fluid temperature influence on the multi-mode hydraulic drive operating," in *Proc. International Scientific Conference "UNITECH 2018"*, Gabrovo, pp. 411–415, 2018.
- [7] I. Chekmasova, "Dynamics of throttle operated hydraulic unit with flow governor," Ph.D. dissertation, National Technical University "Kharkov Politechnical Institute", 2017.
- [8] P. Andrenko, I. Hrechka, V. Klitnoy and S. Khovanskyi, "Mathematical model of the improved liquid flow regulator," *Praci Tavrijs'kogo derzavnogo agrotehnologičnogo universitetu*, vol. 20, no. 4, pp. 3–17, Jan. 2020, doi: 10.31388/2078-0877-2020-4-3-17.
- [9] A. Nedomovnyi, O. Gubarev, and O. Hanpanturova, "Thermoregulation-flow control regulator," Aug. 25, 2010 Available: <https://uapatents.com/3-52544-regulyator-vitrati-z-termoregulyuvannyam.html>
- [10] Bosch Rexroth, [Online]. Available: <https://www.boschrexroth.com/>
- [11] HAWE Hydraulik, [Online]. Available: <https://www.hawe.com/>
- [12] Moog, [Online]. Available: <https://www.moog.com/>
- [13] Parker Hannifin, [Online]. Available: <https://www.parker.com/pl/pl/home.html>
- [14] P. Andrenko, Hydraulic devices of mechatronic systems. Publishing center of NTU "KhPI," 2013.
- [15] K. Schmitz and H. Murrenhoff, *Fundamentals of Fluid Power: Part 1: Hydraulics*, 2018th ed. Aachen: Shaker, 2018.
- [16] S. Osterland and J. Weber, "A Numerical Study of High Pressure Flow Through a Hydraulic Pressure Relief Valve Considering Pressure and Temperature Dependent Viscosity, Bulk Modulus and Density," Oct. 2016, doi: 10.1115/FPNI2016-1515.

The influence of fluid temperature on the flow characteristic of a three-way proportional flow control valve

H. Soldatkin¹ • A. Gubarev¹

¹ Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. For the efficient operation of hydraulic systems of industrial and mobile hydraulic drives, it is important to consider the temperature of the fluid, which affects power losses, including hydro-mechanical losses, such as friction in pipes, and volume losses, such as losses due to leaks. For hydraulic systems with high requirements for the efficiency and accuracy of the positioning of the output link, considerable attention should be paid to the influence of the fluid temperature on the characteristics of the regulating equipment, a common type of which is the flow control valve. The article analyzes the schematic diagram, design features, and geometric parameters of the three-way flow control valve with pilot proportional control and the forces acting on its internal elements. Two hypotheses have been put forward, which connect the design features with the deviation of the flow through the flow control valve when the temperature of the fluid changes. An experimental study of the effect of temperature on the flow characteristics of the flow control valve was carried out. It was established that an increase in the temperature of the fluid reduces the flow through the flow control valve at a constant value of the control signal. A method of compensating the deviation from the initial flow setting by taking into account the current value of the temperature of the fluid in the control algorithm of the programmed logic controller is proposed. For the technical implementation of the proposed method, it is necessary to add temperature control to the hydraulic system and make changes to the control algorithm of the flow control valve.

Keywords: flow control valve, temperature, viscosity, hydraulic drive, spool.