

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ, ЧУТЛИВИХ ДО НАВАНТАЖЕННЯ МОБІЛЬНИХ РОБОЧИХ МАШИН

Л.Г. Козлов, доцент, к.т.н., В.Л. Крещенецький, доцент, к.т.н.,
О.В. Петров, аспірант, ВНТУ

Анотація. Гідроприводи, чутливі до навантаження, за своїми характеристикам мають переваги перед традиційними гідроприводами. Розроблено нову конструкцію розподільника, створено модель та отримано розв'язки рівнянь моделі. Розроблений критерій оптимізації, що включає як статичні, так і динамічні характеристики гідропривода, та знайдено оптимальні сполучення конструктивних параметрів гідророзподільника для гідропривода, чутливого до навантаження.

Ключові слова: машина, гідропривод, гідроагрегат, гідророзподільник, оптимізація.

Вступ

Більшість мобільних робочих машин, що випускаються в Україні, оснащені гідроприводами на базі нерегульованих шестеренних насосів та гідроозподільників дискретної дії. Такі гідроприводи дешеві та надійні, але при необхідності регулювання швидкості руху робочих органів у них виникають значні втрати потужності. Підвищити економічність роботи мобільних машин можна за рахунок використання гідроприводів, чутливих до навантаження. Такими гідроприводами оснащують свої машини провідні виробники мобільних машин в Європі, Північній Америці та Японії. Сьогодні існує нагальна потреба в розробці, вдосконаленні конструкцій гідроагрегатів для гідроприводів, зокрема гідророзподільників. Розробка та випуск гідроприводів, чутливих до навантаження, дасть змогу оснастити сучасні мобільні машини, що випускаються в Україні, новим поколінням регульованих систем гідроприводів, які забезпечують підвищення економічності, продуктивності та керованості цих машин.

Аналіз публікацій

Гідроприводи, чутливі до навантаження, широко використовуються при оснащенні мобільних робочих машин, таких як с/г трактори, комбайни, екскаватори, навантажувачі та ін. Перехід до гідроприводів, чутливих до навантаження, є стійкою тенденцією розвитку робочих мобільних машин зарубіжного та вітчизняного виробництва. Проводяться інтенсивні роботи, пов'язані з дослідженням робочих процесів у гідроприводах,

чутливих до навантаження [1]. Одним з найбільш перспективних методів дослідження є розробка математичних моделей на базі експериментальних даних з подальшою обробкою моделей на ЕОМ. Однак на цей час властивості та особливості гідроприводів вивчені не в повній мірі. Потребують вдосконалення конструкції гідроагрегатів, зокрема гідророзподільників. Одним з основних елементів гідророзподільника є запобіжно-переливна секція, яка визначає статичні та динамічні характеристики гідропривода. Актуальним є зниження перепаду тиску в запобіжно-переливній секції, що дасть змогу зменшити непродуктивні втрати потужності [2].

Мета та постановка задачі

Одним з основних компонентів гідропривода, чутливого до навантаження, є розподільник спеціальної конструкції, що включає запобіжно-переливну секцію. Розробка та оптимізація конструкції запобіжно-переливної секції гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження, – це складний процес, пов'язаний з точним конструкторським проектуванням та трудомістким математичним моделюванням робочих процесів. Сучасні САЕ та САЕ-системи дозволяють значно прискорити цей процес [3]. Отже, актуальним є розв'язання таких задач:

- розробка схеми запобіжно-переливної секції гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження;
- розробка математичної моделі гідропривода, чутливого до навантаження;

- отримання залежностей змінних стану від часу, що дозволяють вивчити поведінку гідропривода у динамічних та статичних режимах;
- дослідження впливу основних параметрів запобіжно-переливної секції на характеристики гідропривода;
- оптимізація конструктивних параметрів запобіжно-переливної секції гідророзподільника для забезпечення необхідних статичних та динамічних характеристик.

Розв'язання задачі

Відповідно до розрахункової схеми гідропривода, в якій використовується гідророзподільник із запобіжно-переливною секцією, розробленою у ВНТУ на кафедрі ТАМ, складена математична модель, що описує робочі процеси в гідроприводі. Математична модель гідропривода включає рівняння нерозривності потоків між магістралями, а також рівняння сил, що діють на керуючі елементи [4]. Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних та статичних характеристик у системі використано програмний пакет MATLAB, а саме, модуль Simulink [5]. В процесі дослідження гідропривода з розподільником, що включає розроблену запобіжно-переливну секцію визначався вплив на динамічні та статичні характеристики гідропривода таких конструктивних параметрів запобіжно-переливної секції (рис. 1)

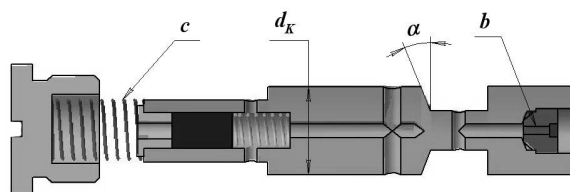


Рис. 1. Конструкція золотника переливного клапана запобіжно-переливної секції гідророзподільника: α – кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана; c – жорсткість пружини золотника переливного клапана; b – коефіцієнт демпфування золотника переливного клапана; d_k – діаметр золотника переливного клапана

Саме ці параметри є параметрами оптимізації. До критерію оптимізації віднесено такі показники:

- похибка стабілізації δ ;
- час регулювання Tr ;
- перерегулювання σ .

Похибка стабілізації як і час регулювання мають бути мінімальним. Перерегулювання не повинно перевищувати 30% за величиною тиску насоса як

при зустрічному навантаженні, так і в режимі перевантаження.

Слід відмітити, що конструктивні параметри запобіжно-переливної секції мають неоднозначний вплив на характеристики гідросистеми. Так, підвищення коефіцієнта в'язкого демпфування b золотника переливного клапана не впливає на зміну статичної характеристики, але зменшує величину перерегулювання, але для забезпечення стійкості роботи гідропривода, мінімальних значень перерегулювання та часу регулювання, а також максимальної ширини зони пропускання величину b слід вибирати оптимальною. Збільшення кута нахилу робочої кромки золотника переливного клапана α покращує статичні та динамічні характеристики гідропривода. Величина діаметра цього золотника d_k неоднозначно впливає на статичні та динамічні характеристики, зменшуючи тим самим кількість оптимальних значень. Збільшення величини жорсткості пружини золотника переливного клапана c явно позитивно впливає на статичну та динамічні характеристики, але надмірна жорсткість може призвести до втрати запобіжно-переливної секції можливості якісно працювати при малих перепадах тиску. Тобто вибір значень конструктивних параметрів запобіжно-переливної секції, таких як α , c , b , та d_k , ускладнений оскільки при їх зміні одні характеристики покращуються, а інші погіршуються. Для обґрунтованого вибору значень вказаних параметрів необхідно провести розрахунки їх оптимальних значень за вище розробленим критерієм оптимізації. Для виконання розрахунків по оптимізації використовуємо метод багатокритерійної параметричної оптимізації [6]. У процесі оптимізації конструкції запобіжно-переливної секції використано чотири параметри α , c , b , та d_k , кожен з яких змінювався таким чином:

$$\begin{aligned} \alpha &= 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ; \\ c &= 0,5 \cdot 10^4, 1,5 \cdot 10^4, 2,5 \cdot 10^4, \text{ Н/м}; \\ b &= 100, 2000, 4000, \text{ Н}\cdot\text{с/м}; \\ d_k &= 8 \cdot 10^{-3}, 14 \cdot 10^{-3}, 24 \cdot 10^{-3}, \text{ м}. \end{aligned}$$

Зміна чотирьох параметрів на трьох рівнях дає всього 81 комбінацію сполучень значень параметрів. Для кожного з 81 сполучення розраховувався перехідний процес і визначились показники критерію оптимізації, такі як похибка стабілізації величини потоку δ , величина перерегулювання σ та час регулювання Tr . Результати розрахунків представлені в табл. 1.

Аналізуючи результати розрахунків по оптимізації, представлені у табл. 1 найкращою вважаємо точку №41. Цій точці відповідають такі параметри:

$\alpha = 60^\circ$;
 $c = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м;
 $b = 2000$ Н·с/м;
 $d_k = 14 \cdot 10^{-3}$ м.

При вказаних параметрах похибка стабілізації становить $\delta = 3,98$ %, величина перерегулювання становить $\sigma = 13,85$ %, а час регулювання становить $T_p = 0,14$ с. Таким чином обрані параметри мінімізують динамічні та статичну характеристику.

Таблиця 1 Результати розрахунків по оптимізації (вибірка з найкращими показниками)

Параметри				Показники критерію оптимізації			№ точки
α , град	c , Н/м	b , Н·с/м	d_k , м	δ , %	σ , %	T_p , с	
60	$1,5 \cdot 10^4$	100	$8 \cdot 10^{-3}$	4,53	14,05	0,21	37
			$14 \cdot 10^{-3}$	3,98	14,08	0,18	38
			$24 \cdot 10^{-3}$	3,36	15,01	0,18	39
		2000	$8 \cdot 10^{-3}$	4,53	14,17	0,18	40
			$14 \cdot 10^{-3}$	3,98	13,85	0,14	41
			$24 \cdot 10^{-3}$	3,36	15,24	0,16	42
		4000	$8 \cdot 10^{-3}$	4,53	14,21	0,17	43
			$14 \cdot 10^{-3}$	3,98	13,98	0,16	44
			$24 \cdot 10^{-3}$	3,36	15,03	0,19	45

Висновки

На основі аналізу літературних вітчизняних та зарубіжних джерел визначено, що поява та вдосконалення систем гідроприводів, чутливих до навантаження, є однією з основних тенденцій розвитку промислової гідравліки мобільних робочих машин.

Розроблено нелінійну математичну модель гідропривода, чутливого до навантаження, та застосовано чисельний метод розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь. Визначено, що найбільший вплив на статичні характеристики гідропривода має діаметр d_k переливного клапана, а на динамічні – кут нахилу робочої кромки золотника переливного клапана α , жорсткість пружини золотника переливного клапана c , коефіцієнт в'язкого демпфування золотника переливного клапана b та d_k . Вплив вказаних параметрів на вказані характеристики неоднозначний і вибір значень цих параметрів при конструюванні ускладнений. Визначено сполучення конструктивних параметрів гідророзподільника, що забезпечують мінімізацію похибки стабілізації, часу регулювання та перерегулювання у гідроприводі, чутливому до навантаження.

- Jonson G. Load-sensing systems control speed accurately // *Hydraulics & Pneumatics*, MARCH, 1995. – P. 33–36.
- Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000. – 20 с.
- Козлов Л.Г., Петров О.В. Використання CAE/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління // *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*. – 2005. – №2. – С.101–105.
- Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Петров О.В. Вплив параметрів переливного клапана на динамічні характеристики гідросистеми з LS-регулюванням // *Вісник ВПІ*. – 2005. – №5. – С. 97–101.
- Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений. – Диалог-МИФИ, 2003.
- Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

Рецензент: В.Г. Солодов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 14 квітня 2006 р.

Література