

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 621.22

Петров О.В.

Вінницький національний технічний університет

Козлов Л.Г.

Вінницький національний технічний університет

Трофимчук М.В.

Вінницький національний технічний університет

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ «ЛП-ПОШУКУ» ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ LS-ГІДРОПРИВОДІВ

У статті розглянуто застосування методу «ЛП-пошуку» для оптимізації параметрів переливного клапана гідророзподільника для LS-гідроприводів. Завдання оптимізації полягає у визначенні такої сукупності параметрів переливного клапана, яка дозволить забезпечити необхідні динамічні та статичні характеристик гідроприводу, а також зменшення втрат потужності на основі оптимальної величини зрівноважувального перепаду тиску у різних режимах роботи гідроприводу.

Ключові слова: LS-гідропривод, переливний клапан, гідророзподільник, оптимізація, втрати потужності, характеристики гідроприводу.

Постановка проблеми. Мобільні робочі машини з гідроприводом, що виготовляються та експлуатуються в Україні, оснащені гідравлічним обладнанням дискретної дії. Це зумовлено низькою вартістю та достатньою надійністю таких гідроприводів, але при цьому мають місце втрати потужності гідроприводу. Це зумовлено тим, що сумарні втрати потужності залежать від тиску настройки запобіжного клапана гідророзподільника і при малих швидкостях гідродвигуна та тиску навантаження меншого за величину тиску настройки запобіжного клапана, надлишок робочої рідини надходить на злив за умов максимального значення тиску. Особливо це проявляється під час роботи гідроприводів у режимах регулювання витрати гідродвигуна, розвантаження гідронасоса та захисту від перевантаження. Зменшити втрати потужності можна за рахунок використання гідророзподільника з переливним клапаном, який забезпечує роботу гідродвигунів під тиском у напірній гідролінії, що відповідає навантаженому гідродвигуну, а також забезпечує контроль величини витрат робочої рідини в робочих контурах і автоматичному коректуванні величини витрати в напірній гідролінії за умов відхилення тиску від заданих значень. Зменшення

втраченої потужності забезпечується підтримкою постійного зрівноважувального перепаду тиску Δp на робочому вікні дроселюючого елемента гідроприводу за допомогою переливного клапана. При цьому надлишок робочої рідини під час дроселювання зливається через переливний клапан у бак під тиском Δp . Таким чином, зменшення втраченої потужностей щодо виробленої потужності забезпечує у гідроприводі підвищення ККД системи керування. Гідроприводи, які оснащені гідророзподільниками з переливними клапанами, що забезпечують постійну величину зрівноважувального перепаду тиску Δp на робочому вікні дроселюючого елемента гідроприводу називаються LS-гідроприводи (Load Sensing – (з англ.) «чутливий до навантаження»). Такі гідроприводи детально описані у зарубіжній технічній літературі та широко використовуються для оснащення мобільних робочих машин відомих виробників Atlas, Liebherr, (Німеччина), Caterpillar, (США), Komatsu (Японія) та інших [1,2]. Дослідження та впровадження у виробництво LS-гідроприводів для потреб вітчизняних виробників є актуальним завданням. Одним з основних етапів проектування таких гідроприводів є дослідження параметрів гідророзподільників, що забезпечуватимуть

постійну величину зрівноважувального перепаду тиску Δp , для різних режимів роботи з одночасним забезпеченням необхідних значень деяких динамічних та статичних характеристик. Вибрати такі параметри можна за рахунок проведення оптимізації на основі багатьох критеріїв.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед широкого кола методів оптимізації таких завдань був вибраний метод «ЛП-пошуку» – ефективний метод знаходження оптимальних значень у завданнях із багатьма умовами [3]. Метод «ЛП-пошуку» також є універсальним інструментом, оскільки на його основі можна створювати власні критерії оптимізації параметрів залежно від складності прикладних задач.

Постановка завдання. У розробленому авторами LS-гідроприводі величина зрівноважувального перепаду тиску Δp , формується сукупністю параметрів переливного клапана гідророзподільника, якими є такі: c – жорсткість пружини золотника переливного клапана, d_k – діаметр золотника переливного клапана та d_x – діаметр хвостовика золотника переливного клапана, f_0 – площа допоміжного дроселя переливного клапана [4]. При цьому розглядаються динамічні характеристики гідроприводу: σ – величина перерегулювання за тиском гідронасоса та T_p – час перехідного процесу. Статичною характеристикою гідроприводу розглядається величина похибки стабілізації витрати гідродвигуна A . Для забезпечення зменшення втрат потужності у гідроприводі під час роботи у широкому діапазоні тисків та витрат також слід розглянути різні режими роботи: регулювання витрати гідродвигуна, розвантаження гідронасоса та захисту від перевантаження. Таким чином, із метою підвищення ККД системи керування гідроприводом та забезпечення вимог до його динамічних ($\sigma < 30\%$, $T_p < 0,5$ с) і статичних характеристик ($A < 15\%$) необхідно провести оптимізацію, що дозволить обґрунтовано вибрати оптимальні параметри переливного клапана гідророзподільника для LS-гідроприводу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Метод «ЛП-пошуку» має універсальне застосування, що дозволяє знаходити оптимальні значення у багатокритеріальних завданнях, що можуть бути об'єднані у вигляді комплексного критерію [5; 6]. У цій роботі метод «ЛП-пошуку» виконуватиметься за таким алгоритмом:

1) складання параметричних обмежень: проводиться вибір параметрів та критерію оптимізації, виконуються розрахунки та складається таблиця результатів;

2) оцінювання отриманих послідовностей за відхиленням та нерівномірністю;

3) вибір кроку та ранжування показників критерію;

4) вибір критеріальних обмежень;

5) пошук найкращих сукупностей параметрів оптимізації;

Оптимізація проводитиметься при температурі робочої рідини $t = 50^\circ\text{C}$.

Критерій оптимізації за рівнем рангу включає:

1) величину зрівноважувального перепаду тиску Δp ;

2) час перехідного процесу T_p ;

3) величину σ перерегулювання за тиском;

4) величину A похибки стабілізації витрати гідродвигуна.

Критерій оптимізації також включає режими роботи гідроприводу:

1) режим регулювання витрати гідро двигуна;

2) режим розвантаження гідронасоса;

3) режим захисту від перевантаження.

Параметрами оптимізації обрано конструктивні параметри переливного клапана гідророзподільника, що впливають на формування величини зрівноважувального перепаду тиску Δp (рис. 1): d_k , d_x та f_0 .

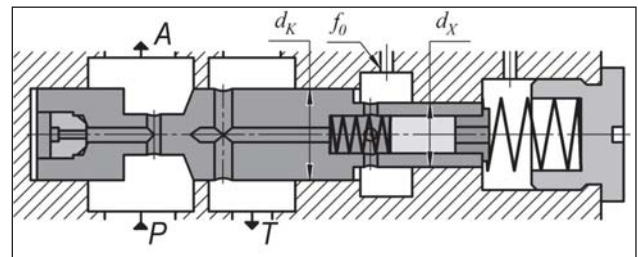


Рис. 1. Конструктивні параметри переливного клапана гідророзподільника

Параметри оптимізації розглядалися при таких значеннях:

– $d_k = (18; 19; 20; 21; 22) \cdot 10^{-3}$ м;

– $d_x = (9; 10; 11; 12) \cdot 10^{-3}$ м;

– $f_0 = (0,8; 0,9; 1,0; 1,1) \cdot 10^{-6}$ м².

Під час зміни вказаних параметрів оптимізації виконані розрахунки за допомогою математичного моделювання та отримані значення критерію оптимізації. Усього отримано $N = 80$ сукупностей параметрів та відповідних значень критеріїв оптимізації.

Оцінка відхилення отриманої послідовності $D(\Pi)$ проводиться у порівнянні з послідовності з кубічними решітками $D(\Pi KP)$:

$$D(\Pi) < D(\Pi KP). \quad (1)$$

Розрахунок відхилення отриманої послідовності $D(\Pi)$ виконується за формулою (через біноміальний коефіцієнт):

Вибірка найкращої сукупності параметрів оптимізації

Параметри оптимізації			Критерій оптимізації					№
$d_k, м$	$d_x, м$	$f_0, м^2$	режим	МПа	Тр, с	$\sigma, \%$	A, %	
20·10-3	11·10-3	0,9·10-6	1	$\Delta p = 0,74$	0,26	13,6	10,7	42
			2	$pH = 0,31$	0,15	–	–	
			3	$\Delta p = 0,82$	0,39	19,3	–	

$$D(\Pi) = 2^v \cdot \sum_{j=0}^{n-1} \binom{v-\tau}{j}, \quad (2)$$

де n – розмірність послідовності (в даному випадку $n = 3$, при якому $\tau = 3$),

$$v = \log_2 N.$$

Звідси:

$$D(\Pi) = 2^3 \cdot \sum_{j=0}^{4-1} \binom{\log_2 80 - 3}{j} = 3,77.$$

Розрахунок відхилення послідовності з кубічними решітками $D(ПКР)$ виконується за формулою:

$$D(ПКР) = \frac{1}{2} \cdot N^{1-\frac{1}{n}}, \quad (3)$$

Звідки:

$$D(ПКР) = \frac{1}{2} \cdot 80^{1-\frac{1}{3}} = 9,28.$$

Відповідно до умови (1) $D(\Pi) < D(ПКР) = 3,77 < 9,28$ – умова виконується.

Оцінка нерівномірності отриманої послідовності $\phi(\Pi)$ проводиться у порівнянні з послідовністю з кубічними решітками $\phi(ПКР)$:

$$\phi(\Pi) < \phi(ПКР). \quad (4)$$

Розрахунок нерівномірності отриманої послідовності $\phi(\Pi)$ виконується за формулою:

$$\phi(\Pi) = 2^{n-1+\tau}. \quad (5)$$

Звідси:

$$\phi(\Pi) = 2^{3-1+3} = 0,5.$$

Розрахунок нерівномірності послідовності з кубічними решітками $\phi(ПКР)$ виконується за формулою:

$$\phi(\Pi) = N^{1-\frac{1}{n}}, \quad (6)$$

Звідки:

$$\phi(\Pi) = 80^{1-\frac{1}{3}} = 18,566.$$

Відповідно до умови (4) $\phi(\Pi) < \phi(ПКР) = 0,5 < 18,566$ – умова виконується.

Отже, отримана послідовність рівномірно розподілена з допустимим відхиленням.

Крок показників критерію оптимізації обчислюється за формулою:

$$h(f) = \frac{f_{\max} - f_{\min}}{M}, \quad (7)$$

де $h(f)$ – крок критерію,

f_{\max} – максимальне отримане значення критерію,

f_{\min} – мінімальне отримане значення критерію,

M – фіксоване ціле число, рекомендоване 10.

Отже, відповідно до формули (7), визначимо три значення кроку критерію:

$$h(Tp) = \frac{Tp_{\max} - Tp_{\min}}{10} = \frac{0,71 - 0,15}{10} = 0,056 \text{ с},$$

$$h(\sigma) = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{10} = \frac{23,7 - 12,6}{10} = 1,1\%,$$

$$h(A) = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{10} = \frac{20,4 - 9,6}{10} = 1,08\%.$$

Ранжування показників критерію виконаємо відповідно до необхідності забезпечення динаміки гідроприводу, тому під час вибору сукупностей параметрів оптимізації розглядатиметься величина перерегулювання σ за тиском, далі часу перехідного процесу Tp та величина A похибки стабілізації витрати гідродвигуна.

Вибір критеріальних обмежень має на меті вилучення з отриманої послідовності сукупностей параметрів оптимізації, що призвели до перевищення значень показників критерію оптимізації: $\sigma > 30\%$, $Tp > 0,5$ с і $A > 15\%$.

Пошук найкращих показників зводиться до того, що по першому значенні кроку критерію і відповідно до ранжування відшукуються сукупності, що потрапили в інтервал. Після вибору сукупностей по першому за рангом критерію проходить відбір сукупностей по другому за рангом критерію, і так далі по третьому критерію. У результаті можна отримати одну чи декілька сукупностей параметрів, що можуть вважатися оптимальними. Найкращою визнано сукупність № 42 (табл. 1).

Отже, в результаті оптимізації отримані параметри переливного клапана гідро розподільника: діаметр золотника переливного клапана $d_k = 20 \cdot 10^{-3}$ м, діаметр хвостовика золотника переливного клапана $d_x = 11 \cdot 10^{-3}$ м та площа допоміжного дроселя переливного клапана $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-3}$ м². Така сукупність конструктивних параметрів гідророзподільника у розробленому LS-гідроприводі в режимі регулювання витрати гідродвигуна забезпечують величину зрівноважувального перепаду тиску $\Delta p = 0,74$ МПа при значеннях величини перерегулювання за тиском $\sigma = 13,6\%$, часу перехідного процесу $Tp = 0,21$ с та величини похибки

стабілізації витрати гідродвигуна $A = 10,75\%$, в режимі розвантаження гідронасоса злив робочої рідини під тиском $pH = 0,31$ МПа при $Tr = 0,15$, в режимі захисту від перевантаження $\Delta p = 0,82$ МПа при значеннях $\sigma = 19,3\%$ та $Tr = 0,39$ с.

Висновки. На основі запропонованого критерію, що враховує динамічні та статичні характеристики гідроприводу в режимах регулювання витрати гідродвигуна, розвантаження гідронасоса та захисту від перевантаження, методом

«ЛП-пошуку» знайдено оптимальне сполучення параметрів $d_k = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $d_x = 11 \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м², за якого в режимі регулювання витрати гідродвигуна у гідроприводі забезпечується величина врівноважуючого перепаду тиску $\Delta p = (0,7...0,8)$ МПа при $Tr = 0,26$ с, $\sigma = 13,6\%$, $A = 10,7\%$, в режимі розвантаження гідронасоса $pH = (0,3...0,4)$ МПа при $Tr = 0,15$ с, в режимі захисту від перевантаження $\Delta p = (0,8...0,9)$ МПа, $Tr = 0,39$ та $\sigma = 19,3\%$.

Список літератури:

1. Бондарь В.А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике. Вибрации в технике и технологиях. Вінниця: ВДАУ, 2003. №4 (30). С. 19–25.
2. Козлов Л.Г., Петров О.В. Энергоощадный гидропривод, чувливый до навантаження, на базі мультирежимного гідро розподільника. Промислова гідраліка і пневматика. Вінниця: ВНАУ, 2012. № 2 (36). С. 77–80.
3. Петров О.В., Козлов Л.Г. Формування величини зрівноважувального перепаду тиску в гідроприводі, чутливому до навантаження, на базі мультирежимного гідро розподільника. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2012. № 2. С. 179–184.
4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва: Наука, 1981. 111 с.
5. Буренников Ю.А., Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Оптимізація системи управління гідророзподільником з електрогідралічним регулюванням. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2005. № 6. С. 225–229.
6. Козлов Л.Г., Крещенецький Л.В., Петров О.В. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження мобільних робочих машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. № 36. 2007. С. 74–76.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА «ЛП-ПОИСКА» ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ДЛЯ LS-ГИДРОПРИВОДОВ

В статтє рассмотрено использование метода «ЛП-поиска» для оптимизации параметров переливного клапана гидрораспределителя для LS-гидроприводов. Задача оптимизации состоит в определении такой совокупности параметров переливного клапана, которая позволит обеспечить необходимые динамические и статические характеристики гидрораспределителя, а также уменьшение потерь мощности на основе оптимальной величины уравновешивающего перепада давления в разных режимах работы гидрораспределителя.

Ключевые слова: LS-гидропривод, переливной клапан, гидрораспределитель, оптимизация, потери мощности, характеристики гидрораспределителя.

USING THE «LP-SEARCH» METHOD FOR OPTIMIZING PARAMETERS OF THE RELIEF VALVE OF THE DIRECTIONAL CONTROL VALVE FOR THE LOAD-SENSING HYDRAULIC DRIVES

The scientific article is developed to use of the «LP-search» method for optimizing the parameters of the relief valve of the directional control valve for load-sensing hydraulic drives. The task of optimization consists in determining such a set of parameters of the relief valve that will provide the necessary dynamic and static characteristics of the hydraulic drive, as well as reducing power losses based on the optimal value of the balancing differential pressure in different operating modes of the hydraulic drive.

Key words: load-sensing hydraulic drive, relief valve, directional control valve, optimizing, power losses, characteristics of the hydraulic drive.