

УДК 621.22

Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.; О. В. Петров, асп.**Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.; А. В. Петров, асп.****L. Kozlov, Cand. Sc. (Eng), Assist. Prof; O. Petrov, Post-Graduate****ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ В ГІДРОПРИВОДІ,
ЧУТЛИВОМУ ДО НАВАНТАЖЕННЯ****ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ В ГИДРОПРИВОДЕ,
ЧУВСТВИТЕЛЬНОМ К НАГРУЗКЕ****SELECTION OF FEEDBACK PARAMETERS IN THE LOAD-SENSING
HYDRAULIC DRIVE**

Розроблено нову схему запобіжно-переливної секції гідророзподільника для гідроприводу, чутливого до навантаження. Створено нелінійну математичну модель та структурну схему гідроприводу. Показано, що на динамічні та статичні характеристики гідроприводу, чутливого до навантаження, впливають конструктивні параметри переливного клапана, який реалізує зворотний зв'язок. Виявлено значення конструктивних параметрів переливного клапана, які у гідроприводі забезпечують мінімізацію величин похибки стабілізації, перерегулювання та часу регулювання.

Разработана новая схема предохранительно-переливной секции гидрораспределителя для гидропривода, чувствительного к нагрузке. Созданы нелинейная математическая модель и структурная схема гидропривода. Показано, что на динамические и статические характеристики гидропривода, чувствительного к нагрузке, влияют конструктивные параметры переливного клапана, который реализует обратную связь. Выявлено значение конструктивных параметров переливного клапана, которые в гидроприводе обеспечивают минимизацию величин погрешности стабилизации, перерегулирования и времени регулирования.

A new pressure relief section of the directional control hydraulic valve for the load-sensing (LS) hydraulic drive has been developed. A non-linear mathematical model of the hydraulic drive has been elaborated and a structural diagram has been built. It was determined that the design parameters of the pressure relief valve, realizing the feedback, influence dynamic and static characteristics of the LS hydraulic drive. Such values of the pressure relief valve parameters have been found which provide minimal values of stabilization error, regulation time and excessive control.

Вступ

В сучасних мобільних машинах знаходять все ширше застосування гідроприводи, чутливі до навантаження. Такі гідроприводи забезпечують підвищення економічності роботи машин та якості виконуваних робіт [1, 2, 3].

В гідроприводах, чутливих до навантаження, використовують гідророзподільники спеціальної конструкції, характеристики яких в значній мірі визначають характеристики гідроприводу в цілому. Однією з характеристик гідророзподільника для гідроприводів чутливих до навантаження є керувальний перепад тиску на золотнику переливного клапана. Величина керувального перепаду в гідророзподільнику типу PVG фірми Danfoss (Данія) становить до 2,0 МПа, що погіршує економічність роботи гідроприводу [4]. Зменшення величини керувального перепаду без застосування спеціальних компенсувальних заходів призводить до погіршення як статичних, так і динамічних характеристик гідроприводу [5].

В даній роботі авторами ставляться завдання розробки схеми та конструкції гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження, із зменшеною в порівнянні з аналогами величиною керувального перепаду на золотнику переливного клапана та вибір значень конструктивних параметрів переливного клапана, що реалізують зворотний зв'я-

зок за тиском у гідроприводі, для забезпечення значень статичних та динамічних характеристик в залежності від вимог, яких необхідно дотриматись при конструюванні.

Вступление

В современных мобильных машинах находят все более широкое применение гидроприводы, чувствительные к нагрузке. Такие гидроприводы обеспечивают повышение экономичности работы машин и качества выполняемых работ [1, 2, 3].

В гидроприводах, чувствительных к нагрузке, используют гидрораспределители специальной конструкции, характеристики которых в значительной степени определяют характеристики гидропривода в целом. Одной из характеристик гидрораспределителя для гидроприводов, чувствительных к нагрузке, является управляющий перепад давления на золотнике переливного клапана. Величина управляющего перепада в гидрораспределителе типа PVG фирмы Danfoss (Дания) составляет величину до 2,0 МПа, что ухудшает экономичность работы гидропривода [4]. Уменьшение величины управляющего перепада без применения специальных компенсирующих средств приводит к ухудшению как статических так и динамических характеристик гидропривода [5].

В данной работе авторами ставятся задачи разработки схемы и конструкции гидрораспределителя для гидроприводов, чувствительных к нагрузке, с уменьшенной по сравнению с аналогами величиной управляющего перепада на золотнике переливного клапана и выбора значений конструктивных параметров переливного клапана, реализующих обратную связь по давлению, для обеспечения значений статических и динамических характеристик в зависимости от требований, которые необходимо учесть при конструировании.

Introduction

Load-sensing hydraulic drives are widely used in modern mobile machines. Such hydraulic drives provide increased economic efficiency of the machine operation and higher quality of the work being performed [1, 2, 3].

In LS hydraulic drives directional control valves of a special design are used and their characteristics to a great extent determine the performance of the hydraulic drive as a whole. One of the characteristics of the directional control valve for LS hydraulic drives is control pressure difference on the spool of the pressure relief valve. The value of pressure difference in the directional control valve of PVG type, manufactured by Danfoss, is 2,0 MPa which reduces the efficiency of hydraulic drive operation [4]. Reduction of the control pressure difference without special compensating measures results in worsening of both static and dynamic characteristics of hydraulic drive [5].

The authors of the given work set the task of designing the directional control valve for LS hydraulic drive with the reduced (compared to the analogs) value of the control pressure difference on the spool of the pressure relief valve and of choosing such values of the design parameter's which will provide values of static and dynamic characteristics depending on requirements to be met on the stage of design.

Дослідження гідроприводу, чутливого до навантаження

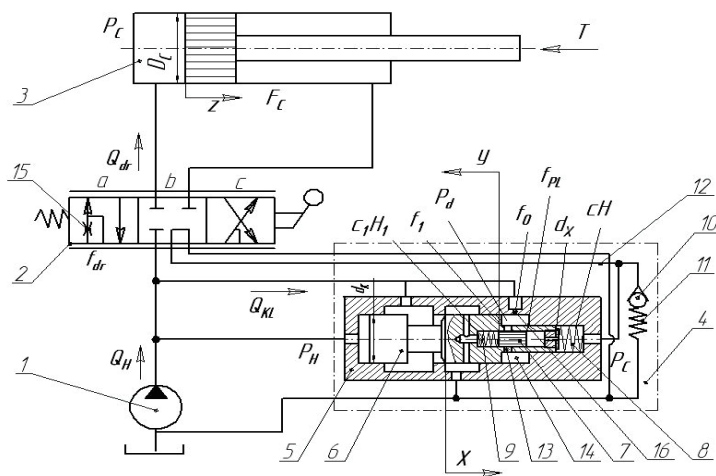


Рис.1. Розрахункова схема гідроприводу
 Рис. 1. Расчетная схема гидропривода
 Fig. 1. Basic circuit of the hydraulic drive

На рис. 1 показана схема гідроприводу, в якій використовується розподільник із запобіжно-переливною секцією, розробленою у ВНТУ.

Схема включає насос 1, розподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4, яка містить переливний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Оскільки переливний клапан 5 замикає схему гідроприводу, то його параметри входять до передаточної функції зворотного зв'язку за тиском і мають суттєвий вплив на показники якості роботи гідроприводу. Як показники якості роботи

гідроприводу в статті розглядаються похибка стабілізації величини потоку через гідророзподільник 2, час регулювання та величина перерегулювання за тиском в гідроприводі.

Секція забезпечує роботу гідроприводу в трьох режимах: режим перепуску, режим регулювання та режим перевантаження. В режимі перепуску розподільник 2 знаходиться в позиції *b*, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск P_C при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск P_d також буде дорівнювати атмосферному.

При цьому рівняння сил, що діють на золотник 6, без урахування сил тертя та гідродинамічної сили, буде мати вигляд

$$P_H \frac{\pi d_K^2}{4} = cH, \tag{1}$$

звідки тиск P_H на виході насоса 1 буде визначатися за формулою

$$P_H = \frac{4cH}{\pi d_K^2}. \tag{2}$$

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску P_H становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском P_H весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В разі переключення розподільника в позиції *a* або *c* в гідролінію 12 надходитиме рідина під тиском P_C , який залежить від величини навантаження *T*, при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення і перекриє радіальні отвори 13. Тиск P_d в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску P_H , і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд

$$P_H \frac{\pi d_K^2}{4} = P_H \left(\frac{\pi d_K^2}{4} - \frac{\pi d_X^2}{4} \right) + P_C \frac{\pi d_X^2}{4} + cH, \tag{3}$$

звідки
$$\Delta P_P = P_H - P_C = \frac{4cH}{\pi d_X^2}, \tag{4}$$

де ΔP_P – перепад тиску на робочому вікні розподільника 2, який одночасно розглядається як керувальний перепад на золотнику переливного клапана (перепад давления на рабочем окне распределителя 2, который одновременно рассматривается как управляющий перепад на золотнике переливного клапана; pressure difference on the work port of the directional control valve 2 which is also considered to be the pressure difference on the spool of the pressure relief valve).

Таким чином золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску ΔP_P на робочому вікні розподільника 2, що дасть змогу, змінюючи величину робочого вікна f_{dr} , змінювати величину потоку Q_{dr} до гідроциліндра, а різниця $Q_H - Q_{dr}$ буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі перевантаження шток гідроциліндра зупиняється, тиск P_C значно збільшується, відкривається клапан 10 і частина робочої рідини від циліндра 3 надходить в бак через розподільник 2, при цьому на його робочому вікні виникає перепад тиску $\Delta P_P = P_H - P_C$, який утримує клапан 5 у відкритому положенні, і потік від насоса повністю надходить у бак.

Перевагою розробленої запобіжно-переливної секції в порівнянні з аналогами є те, що подача робочої рідини від насоса в бак в режимі перепуску відбувається не під перепадом ΔP_P (як у відомому аналозі [4]), а під тиском $P_H = (0,2...0,3)$ МПа, а величина керуючого перепаду в режимі регулювання становить 0,7...0,8 МПа, що знижує непродуктивні витрати потужності в гідроприводі.

За зміну роботи мобільної робочої машини (наприклад екскаватора) виконуються ти-

сячі переключень. Отож, клапан постійно працює в динамічних режимах, що потребує на стадії проектування визначення його динамічних характеристик та підбору конструктивних параметрів, що забезпечують необхідні динамічні характеристики клапана. До гідроприводів мобільних робочих машин також висуваються вимоги стабільності руху виконавчого механізму при зміні величини навантаження, що теж враховується у конструюванні гідроприводу для забезпечення певних статичних характеристик [5].

Для дослідження роботи гідроприводу та визначення його статичних і динамічних характеристик розроблено нелінійну математичну модель. Математична модель розроблена за таких припущень: моделюється робота гідроприводу в режимі регулювання; параметри елементів гідроприводу зосереджені; не враховувалась маса плунжера 7; перетік рідини між порожнинами клапана, розподільника, насоса та гідроциліндра не враховувався; гідродинамічні сили сухого тертя на золотнику клапана 6 і плунжері 7 не враховувались; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи постійні; режим роботи гідроприводу безкавітаційний; об'єм гідролінії за час перехідного процесу не змінюється; втрати тиску в гідролініях не враховувались; коефіцієнти податливості газорідної суміші та гумометалевих рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів зміни тиску.

Математична модель гідроприводу включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1, розподільником 2 та клапаном 5; між розподільником 2 та гідроциліндром 3; між дроселем 15 та радіальними отворами в золотнику 6, а також рівняння сил, що діють на золотник 6, поршень гідроциліндра 3 та плунжер 7. Рівняння математичної моделі, записані в формі Коші мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dP_H}{dt} &= \frac{Q_H}{\beta W_H} - \frac{\mu \pi d_K x \sin \alpha}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} - \frac{\mu f_{dr}}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2(P_H - P_C)}{\rho}} - \frac{\mu f_0}{\beta W_H} \sqrt{\frac{2(P_H - P_d)}{\rho}}, \\ \frac{dP_C}{dt} &= \frac{\mu f_{dr}}{\beta W_C} \sqrt{\frac{2(P_H - P_C)}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi D_C^2}{4\beta W_C}; \\ \frac{dP_d}{dt} &= \frac{\mu f_0}{\beta W_d} \sqrt{\frac{2(P_H - P_d)}{\rho}} - \frac{\mu f_1}{\beta W_d} \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}} + \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4\beta W_d} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dV_K}{dt} &= P_H \frac{\pi d_K^2}{m_K 4} - P_C \frac{\pi d_X^2}{m_K \cdot 4} - \frac{cH}{m_K} - P_d \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4m_K} - \frac{bV_K}{m_K}; \\ \frac{dx}{dt} &= V_K; \\ \frac{dV}{dt} &= P_C \frac{\pi D_C^2}{4m_C} - \frac{T}{m_C} - \frac{bc}{m_C} \cdot \frac{dz}{dt}; \\ \frac{dz}{dt} &= V; \\ \frac{dy}{dt} &= P_C \frac{f_{PL}}{b} - \frac{c_1 H_1}{b} - y \frac{c_1}{b}, \end{aligned} \quad (5)$$

де Q_H — величина витрати насосу 1 (величина расхода насоса 1; the flow rate value of the pump 1), P_H — тиск в лінії нагнітання (давление в линии нагнетания; pressure in the pumping line), P_C — тиск в циліндрі 3 (давление в цилиндре 3; pressure in the cylinder 3), P_d — тиск в камері 14 (давление в камере 14; pressure in the chamber 14), W_H — об'єм рідини в лінії нагнітання (объем жидкости в линии нагнетания; fluid volume in the pumping line), W_C — об'єм рідини в поршневій камері циліндра 3 (объем жидкости в поршневой камере цилиндра 3; fluid volume in the piston chamber of the cylinder 3), W_d — об'єм рідини в камері 14 (объем жидкости в камере 14; fluid volume in the chamber 14), D_C — діаметр поршня циліндра 3 (диаметр поршня цилиндра 3;

$$\begin{aligned}
 K'_C &= \frac{\mu f_{dr}}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (P_{H_0} - P_{C_0})^{-\frac{1}{2}}; & K'_K &= \frac{\pi d_K^2}{4c}; & K'_H &= \frac{\pi d_X^2}{4c}; \\
 K_d &= \frac{\pi}{4c} (d_K^2 - d_X^2); & K_K &= \frac{\pi d_K^2}{4}; \\
 K'_d &= \mu \pi d_K \sin \alpha \frac{x_0 \sqrt{2}}{2 \sqrt{\rho} P_{H_0}}; & K_X &= \mu \pi d_K \sin \alpha \sqrt{\frac{2 P_{H_0}}{\rho}}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Вхідною дією для гідроприводу є зовнішнє навантаження T , вихідною координатою – швидкість V поршня циліндра, яка стабілізується.

Вхідною дією для гідравлічної частини системи є швидкість руху V поршня циліндра, а вихідною координатою – рушійна сила $P_H F_C$. Зі збільшенням зовнішнього навантаження T на гідроциліндрі, швидкість його поршня V зменшується, а тиск P_C – збільшується. Тиск P_C , що діє через золотник переливного клапана 6 із передаточною функцією

$$\frac{K_X}{T_K^2 S^2 + 2 \xi_{TK} T_K S + 1}, \tag{7}$$

формує відповідну величину тиску P_H . Тиск P_H замикає систему і разом з тиском P_C визначає величину потоку Q_{dr} , що надходить до гідроциліндра. Потік Q_{dr} визначає таку величину тиску P_C , за якою рушійна сила на гідроциліндрі буде відповідати збільшеному значенню зовнішнього навантаження T . Значення швидкості руху V поршня циліндра поновлюється.

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних та статичних характеристик у системі використано програмний пакет MATLAB, а саме, модуль Simulink [6].

Рівняння математичної моделі розв'язуються для початкових умов $P_H(0) = 3 \cdot 10^5$ Па, $P_C(0) = 0$ Па, $P_d(0) = 0$ Па, $z(0) = 0$ м, $x(0) = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, $y(0) = 0$ м, $V(0) = 0$ м/с, $V_K(0) = 0$ м/с і значенні тиску навантаження $P = 160 \cdot 10^5$ Па, які моделювали ступінчасту зміну навантаження. При цьому знаходились залежності змінних стану P_H , P_C , z , x , V , V_K від часу, що дозволяє визначити такі динамічні характеристики як час регулювання та перерегулювання.

Величина похибки стабілізації потоку у гідроприводі δ обчислюється за формулою

$$\delta = \frac{Q_{dr \max} - Q_{dr \min}}{Q_{dr \min}} \cdot 100\%, \tag{8}$$

де Q_{dr} – величина потоку до гідроциліндра, відповідно максимальне $Q_{dr \max}$ та мінімальне $Q_{dr \min}$ значення (величина потоку к гидроцилиндру, соответственно его максимальное $Q_{dr \max}$ и минимальное $Q_{dr \min}$ значения; the values of flow to the hydraulic cylinder, $Q_{dr \max}$ its maximum and $Q_{dr \min}$ minimum values correspondingly).

Оскільки переливний клапан замикає схему гідроприводу, то його параметри входять до передаточної функції зворотного зв'язку і мають визначений вплив на показники якості роботи гідроприводу. Як показники якості роботи гідроприводу в статті розглядаються похибка стабілізації величини потоку через гідророзподільник, час регулювання та величина перерегулювання по тиску в гідроприводі.

Аналізується можливість мінімізації похибки стабілізації, часу регулювання та величини перерегулювання за рахунок раціонального вибору значень конструктивних параметрів переливного клапана.

Розглянемо вплив основних параметрів переливного клапана – кута нахилу робочої кромки золотника α , величини демпфування золотника b , жорсткість пружини золотника переливного клапана c та величини діаметра золотника клапана d_K (рис. 3) на значення величин перерегулювання σ , часу регулювання T_p та похибки стабілізації δ у гідроприводі.

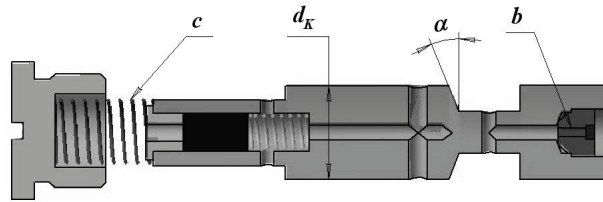


Рис. 3. Конструкція золотника переливного клапана запобіжно-переливної секції гідророзподільника
 Рис. 3. Конструкция золотника переливного клапана предохранительно-переливной секции гидрораспределителя
 Fig. 3. The design of the relief valve spool in the pressure relief section of the directional control valve

Діапазони змін конструктивних параметрів були такими: $\alpha = 30 \dots 90^\circ$, $b = 100 \dots 4000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, $c = 0,5 \dots 2,5 \text{ Н/м}$, $d_K = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

На рис. 4 показано вплив параметрів клапана на величину похибки стабілізації у гідроприводі, тобто на його статичну характеристику.

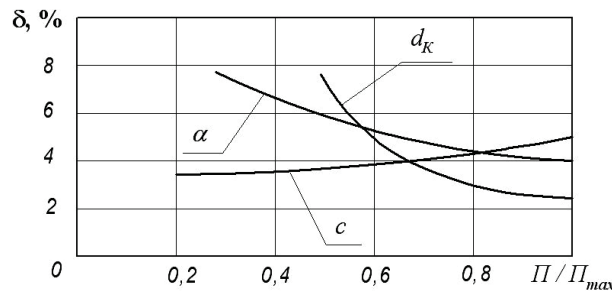


Рис. 4. Вплив параметрів переливного клапана на величину похибки стабілізації у гідроприводі
 Рис. 4. Влияние параметров переливного клапана на величину погрешности стабилизации в гидроприводе
 Fig. 4. The influence of the valve parameters on the hydraulic drive stabilization error

На рисунках 5 та 6 показано вплив параметрів клапана на динамічні характеристики гідроприводу.

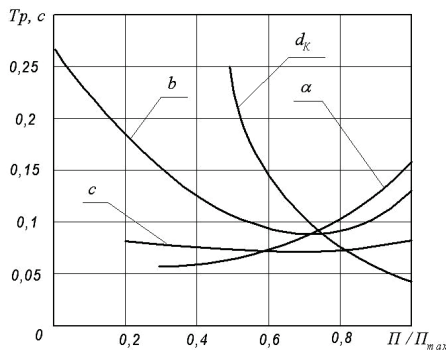


Рис. 5. Вплив параметрів переливного клапана на час регулювання у гідроприводі
 Рис. 5. Влияние параметров переливного клапана на время регулирования в гидроприводе
 Fig. 5. The influence of the valve parameters on the regulation time in the hydraulic drive

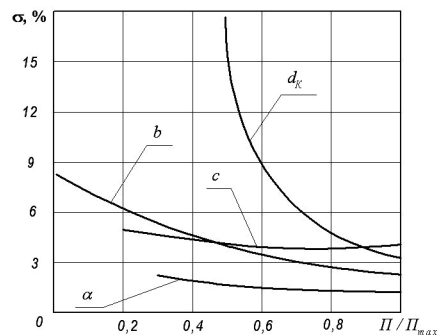


Рис. 6. Вплив параметрів переливного клапана на перерегулювання у гідроприводі
 Рис. 6. Влияние параметров переливного клапана на перерегулирование в гидроприводе
 Fig. 6. The influence of the valve parameters on the excessive correction in the hydraulic drive

Исследование гидропривода, чувствительного к нагрузке

На рис. 1 представлена схема гидропривода, в которой используется распределитель с предохранительно-переливной секцией, разработанной в ВНТУ.

Схема включает насос 1, распределитель 2, гидроцилиндр 3, предохранительно-переливную секцию 4, которая содержит переливной клапан 5 с золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 и 9, а также предохранительный клапан 10 с пружиной 11.

Поскольку переливной клапан 5 замыкает схему гидропривода, то его параметры входят в передаточную функцию обратной связи по давлению и имеют определенное влияние на показатели качества работы гидропривода. Как показатели качества работы гидропривода в статье рассматриваются погрешность стабилизации величины потока через гидрораспределитель 2, время ре-

гулювання і величина перерегулювання по давленню в гидроприводе.

Секція забезпечує роботу гидропривода в трьох режимах: режим пропускання, режим регулювання і режимі перегрузки. В режимі пропускання розподільник 2 знаходиться в позиції *b*, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишкове тиск P_C при цьому буде дорівнювати нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриє радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишкове тиск P_d буде дорівнювати атмосферному.

При цьому урівнює сили, які діють на золотник 6, без урахування сил тертя і гідродинамічної сили буде мати вигляд (1), звідки тиск P_H на виході насоса 1 буде визначатися за формулою (2)

Сила пружини 8 вибирається такою, що величина тиску P_H становить (0,2...0,3) МПа. Під тиском P_H весь потік від насоса 1 буде надходити в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

При переключенні розподільника в позиції *a* або *c* в гідролінію 12 буде надходити рідина під тиском P_C , який залежить від величини навантаження *T*, при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення і перекриє радіальні отвори 13. Тиск P_d в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску P_H , і рівняння сил, які діють на золотник 6 (без урахування сил тертя і гідродинамічної сили) буде мати вигляд (3), звідки (4).

Таким чином, золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску ΔP_p на робочому вікні розподільника 2, що дає можливість, змінюючи величину робочого вікна f_{dr} , змінювати величину потоку Q_{dr} к гидроциліндру, а різниця між $Q_H - Q_{dr}$ буде від насоса стікати в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі перегрузки шток гидроциліндра зупиняється, тиск P_C значно збільшується, відкривається клапан 10 і частина робочої рідини від циліндра 3 надходить в бак через розподільник 2, при цьому на його робочому вікні виникає перепад тиску $\Delta P_p = P_H - P_C$, який утримує клапан 5 в відкритому положенні, і потік від насоса повністю надходить в бак.

Перевагою розробленої захисно-переливної секції порівняно з аналогами є те, що подача робочої рідини від насоса в бак в режимі пропускання відбувається не під перепадом ΔP_p (як в відомому аналозі [4]), а під тиском $P_H = (0,2...0,3)$ МПа, а величина керуючого перепаду в режимі регулювання становить 0,7...0,8 МПа, що зменшує непродуктивні втрати потужності в гидроприводе.

За зміну роботи мобільної робочої машини (наприклад, екскаватора) виконуються тисячі переключень. Таким чином, клапан постійно працює в динамічних режимах, що вимагає на стадії проектування визначення його динамічних характеристик і підбору конструктивних параметрів, які забезпечують необхідні динамічні характеристики клапана. К гидроприводам мобільних робочих машин також ставляться вимоги стабільності руху виконавчого механізму при зміні величини навантаження, що також враховується при конструюванні гидропривода для забезпечення певних статичних характеристик [5].

Для дослідження роботи гидропривода і визначення його статичних і динамічних характеристик розроблена нелінійна математична модель. Математична модель розроблена при таких допущеннях: моделюється робота гидропривода в режимі регулювання; параметри елементів гидропривода — концентровані; не враховувалась маса плунжера 7; протікання рідини між порожнинами клапана, розподільника, насоса і гидроциліндра не враховувалось; гідродинамічна сила сухого тертя на золотнику клапана 6 і плунжера 7 не враховувалась; коефіцієнти потоку через дросельні і золотникові елементи постійні; режим роботи гидропривода безкавітаційний; об'єм гідроліній за час переходного процесу не змінюється; втрати тиску в гідролініях не враховувались; коефіцієнти протікання газорідної суміші і металлорезинових рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів зміни тиску.

Математична модель гидропривода включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1, розподільником 2 і клапаном 5; між розподільником 2 і гидроциліндром 3; між дроселем 15 і радіальним отвором в золотнику 6, а також рівняння сил, які діють на золотник 6, поршень гидроциліндра 3 і плунжер 7. Рівняння математичної моделі, записані в формі Коши, мають вигляд (5).

Математична модель гидропривода для випадку роботи в режимі регулювання лінеаризована розкладом в ряд Тейлора. По лінеаризованій моделі створена структурна схема

гидропривода, которая представлена на рис. 2.

Для линеаризации дифференциальных уравнений модели и построения структурной схемы использованы обозначения (6).

Входным действием для гидропривода является внешняя нагрузка T , выходной координатой — стабилизируемая скорость V поршня цилиндра.

Система имеет отрицательную обратную связь с передаточной функцией $W_r(S)$, которая определяется свойствами ее гидравлической части и реализуется золотником переливного клапана 6.

Входным действием для гидравлической части системы является скорость движения V поршня цилиндра, а исходной координатой — движущая сила $P_H F_C$. При увеличении внешней нагрузки T на гидроцилиндре, скорость его поршня V уменьшается, а давление P_C — увеличивается. Давление P_C , которое действует через золотник переливного клапана 6 с передаточной функцией (7), формирует соответствующую величину давления P_H . Давление P_H замыкает систему, и вместе с давлением P_C они определяют величину потока Q_{dr} , который поступает к гидроцилиндру. Поток Q_{dr} определяет такую величину давления P_C , при которой движущая сила на гидроцилиндре будет отвечать увеличенному значению внешней нагрузки T . Значение скорости движения V поршня цилиндра возобновляется.

Для расчетов и математического моделирования процессов, исследования динамических и статических характеристик в системе использован программный пакет MATLAB, а именно, модуль Simulink [6].

Уравнения математической модели решаются при начальных условиях $P_H(0) = 3 \cdot 10^5$ Па; $P_C(0) = 0$ Па; $P_d(0) = 0$ Па; $z(0) = 0$ м; $x(0) = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м; $y(0) = 0$ м; $V(0) = 0$ м/с; $V_K(0) = 0$ м/с и значении нагрузки $P = 160 \cdot 10^5$ Па, которые моделировали ступенчатое изменение нагрузки. При этом находились зависимости значений переменных P_H , P_C , z , x , V , V_K от времени, что позволяет определить такие динамические характеристики, как перерегулирование и время регулирования.

Величина погрешности стабилизации потока в гидроприводе вычисляется по формуле (8).

Поскольку переливной клапан замыкает схему гидропривода, то его параметры входят в передаточную функцию обратной связи и имеют определенное влияние на показатели качества работы гидропривода. Как показатели качества работы гидропривода в статье рассматриваются погрешность стабилизации величины потока через гидрораспределитель, время регулирования и величина перерегулирования по давлению в гидроприводе.

Анализируется возможность минимизации погрешности стабилизации, времени регулирования и величины перерегулирования за счет рационального выбора значений конструктивных параметров переливного клапана.

Рассмотрим влияние основных параметров переливного клапана — угла наклона рабочей кромки золотника α , величины демпфирования золотника b , жесткости пружины золотника переливного клапана c и величины диаметра золотника клапана d_K (рис. 3) на значение величин перерегулирования σ , времени регулирования T_p и погрешности стабилизации δ в гидроприводе.

Диапазоны изменений конструктивных параметров были такими: $\alpha = 30 \dots 90^\circ$, $b = 100 \dots 4000$ Н·с/м, $c = 0,5 \dots 2,5$ Н/м, $d_K = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ м.

На рис. 4 показано влияние параметров клапана на величину погрешности стабилизации в гидроприводе, то есть на его статическую характеристику.

На рисунках 5 и 6 представлено влияние параметров клапана на динамические характеристики гидропривода.

LS Hydraulic Drive Investigation

Fig. 1 shows the hydraulic drive circuit where directional control valve with the pressure relief section, designed in VNTU, is used.

The circuit comprises pump 1, directional control valve 2, hydraulic cylinder 3, pressure relief section 4 with pressure relief valve 5 having spool plunger 7, springs 8 and 9 as well as safety valve 10 with spring 11.

As the relief valve closes the hydraulic drive circuit, its parameters are included into the feedback transfer function and they have definite influence on the quality of the hydraulic drive operation. The stabilization error of flow through the directional control valve, the pressure regulation time and excessive correction value in the hydraulic drive are considered to be quality indicators of the hydraulic drive operation.

The section provides hydraulic drive operation in three modes: bypass mode, regulation mode and overload mode. In the bypass mode directional control valve 6 is in the position *b*; control line 12 is connected with the tank and excessive pressure P_C is equal to zero; plunger 7 under the action of the spring 6 will move to the right end position and open radial openings 13 connecting chamber 14 with the tank. In chamber 14 excessive pressure P_d will be equal to the atmospheric pressure.

In this case the equation of forces acting on spool 6 (friction and hydrodynamic forces are neglected) will have the following form (1), whereupon pump output pressure P_H will be defined by the formula (2).

The force of spring 8 is chosen so that the value of pressure P_H will be (0.2...0.3) MPa. Under the pressure P_H the total flow of pump 1 will pass to the tank through the work port of the pressure relief valve 5.

After switching of the directional control valve into the positions *a* or *c* fluid will be supplied to the hydraulic line 12 under the pressure P_C , that depends on the load T value, and plunger 7 will move to the left end position, overlapping radial openings 13. Pressure P_d in chamber 14 will be equal to pressure P_H in the current mode and the equation of forces acting on spool 6 (without taking into account friction forces and hydrodynamic force) will have the form of (3), whereupon (4).

In this way spool 6 will maintain constant pressure difference value ΔP_P on the work port of the directional control valve 2 which makes it possible to change the value of flow Q_{dr} to the hydraulic cylinder changing the size of work port f_{dr} . The difference of $Q_H - Q_{dr}$ will be delivered from the pump to the tank through the work port of the pressure relief valve 5.

In the overload mode the rod of the hydraulic cylinder stops, pressure P_C increases considerably, valve 10 opens and part of the working fluid from cylinder 3 flows to the tank through the directional control valve 2. On its work port pressure difference $\Delta P_P = P_H - P_C$ emerges, which keeps valve 5 in the open position and the whole pumping flow is delivered to the tank.

The advantage of the designed pressure relief section over the analogs is that working fluid from the pump is delivered to the tank not under pressure difference ΔP_P (as in the analog [4]) but under pressure $P_H = (0.2...0.3)$ MPa and the value of the control pressure difference in the regulations mode is 0.7...0.8 MPa, which reduces non-productive power losses in the hydraulic drive.

During one shift of a mobile working machine operation (e. g. of an excavator) thousands of switchings are performed. So the valve is constantly working in dynamic modes which requires defining its dynamic characteristics and selecting the design parameters, which provide the necessary dynamic characteristics of the valve. One of the requirements to the hydraulic drives of the mobile machines is also the stability of the actuator motion under changing load. This requirement is also taken into account at the design stage of the hydraulic drive in order to provide necessary static characteristics (5).

In order to investigate the hydraulic drive operation and to determine its static and dynamic characteristics a non-linear mathematical model has been developed. The mathematical model has been developed under such assumptions: the hydraulic drive operation in the regulation mode is simulated; parameters of hydraulic drive elements are concentrated; mass of plunger 7 is neglected; the fluid flow between the chambers of the valve, directional control valve, pump and hydraulic cylinder is neglected; coefficients of flow through the throttling and spool elements are constant; hydraulic drive operates in a non-cavitation mode; the hydraulic line 1 volume at the time of transient process remains unchanged; pressure losses in the hydraulic lines are neglected; the compliance coefficients of gas-liquid mixture and of rubber-metal hoses were taken into account as the average values for the considered ranges of pressure change.

The mathematical model of the hydraulic drive includes flow continuity equations for the hydraulic lines between pump 1, directional control valve 2 and valve 5; between directional control valve 2 and hydraulic cylinder 3; between orifice 15 and radial openings in spool 6 and the equation of forces acting on spool 6, the piston of hydraulic cylinder and plunger 7. The mathematical model equations were written in Koshy form (5).

The mathematical model of the hydraulic drive for the case of its operation in the regulation mode is linearized by decomposition into Taylor series. According to the linearized model structural diagram of the hydraulic drive (Fig. 2) has been constructed.

For linearization of the model differential equations and structural diagram construction designations (6) are applied.

External load T is the input action for the hydraulic drive, the stabilized speed V of the cylinder piston is the output coordinate. The system has a negative feedback with transfer function $W_r(S)$, determined by the properties of its hydraulic part and realized by the spool of pressure relief valve 6.

Speed V of the cylinder piston is the input action for the hydraulic part of the system and motive force $P_H F_C$ is the output coordinate. When the hydraulic cylinder external load T increases, speed V of its piston decreases and pressure P_C increases. Pressure P_C acting through the spool of valve 6 with transfer function (7) forms the corresponding value of pressure P_H . Pressure P_H closes the system and together with pressure P_C determines the value of flow Q_{dr} supplied to the hydraulic cylinder. Flow Q_{dr} determines such value of pressure P_C that the motive force on the hydraulic cylinder corresponds to the increased value of the external load T . Value of speed V of the cylinder piston motion is renewed.

For computations and mathematical modeling of the processes and investigation of the system static and dynamic characteristics Simulink module of the MATLAB programming package has been used [6].

Mathematical model equations are solved under initial conditions $P_H(0) = 3 \cdot 10^5$ Pa, $P_C(0) = 0$ Pa, $P_d(0) = 0$ Pa, $z(0) = 0$ m, $x(0) = 0.1 \cdot 10^{-3}$ m, $y(0) = 0$ m, $V(0) = 0$ m/sec, $V_K(0) = 0$ m/sec with the value of load $P = 160 \cdot 10^5$ Pa which simulated step change of the load. The dependences of state variables P_H , P_C , z , x , V , V_K versus time were found, which makes it possible to determine such dynamic characteristics as regulation time and excessive correction value.

The error of flow stabilization δ in the hydraulic drive is calculated by the formula (8).

The possibility to minimize the stabilization error, regulation time and excessive correction value by means of choosing optimal values of the pressure relief valve design parameters is analyzed.

Now we shall consider the influence of the relief valve main parameters — slope angle α of the spool edge, value b of the spool damping, spring rate c of the relief valve spool and the value d_K of the valve spool diameter (Fig. 3) — on the values of excessive correction σ , regulation time T_p and stabilization error δ of the hydraulic drive.

The ranges of the design parameters changes were the following: $\alpha = 30 \dots 90^\circ$, $b = 100 \dots 4000$ H·sec/m, $c = 0.5 \dots 2.5$ H/m, $d_K = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ m.

Figure 4 shows the influence of the valve parameters on the hydraulic drive stabilization error, i. e. on its static performance.

Figures 5 and 6 show the influence of the valve parameters on the hydraulic drive dynamic characteristics.

Висновки

1. Розроблена схема запобіжно-переливної секції гідророзподільника, що забезпечує роботу гідроприводу з величиною керувального перепаду $\Delta P_p = 0,7 \dots 0,8$ МПа, краща ніж в аналозі PVG фірми Danfoss (Данія).

2. Мінімізація величин похибки стабілізації δ , часу регулювання T_p та перерегулювання σ забезпечується, якщо значення конструктивних параметрів переливного клапана запобіжно-переливної секції гідророзподільника, що реалізують зворотний зв'язок, за тиском у гідроприводі, знаходяться в таких межах: $\alpha = 60 \dots 80^\circ$; $c = (1,5 \dots 2) \cdot 10^4$ Н/м; $b = 2000 \dots 3500$ Н·с/м; $d_K = (14 \dots 18) \cdot 10^{-3}$ м.

Выводы

1. Разработана схема предохранительно-переливной секции гидрораспределителя, обеспечивающая работу гидропривода при величине управляющего перепада $\Delta P_p = 0,7 \dots 0,8$ МПа, лучше, чем в аналоге PVG фирмы Danfoss (Дания).

2. Минимизация величин погрешности стабилизации δ , времени регулирования T_p и перерегулирования σ обеспечиваются при сочетании таких значений конструктивных параметров переливного клапана предохранительно-переливной секции гидрораспределителя, которые реализуют обратную связь по давлению в гидроприводе: $\alpha = 60 \dots 80^\circ$; $c = (1,5 \dots 2) \cdot 10^4$ Н/м; $b = 2000 \dots 3500$ Н·с/м; $d_K = (14 \dots 18) \cdot 10^{-3}$ м.

Conclusions

1. The developed circuit of the pressure relief section of the directional control valve provides the hydraulic drive operation with the value of control pressure difference $\Delta P_p = 0.7 \dots 0.8$ MPa which is better than in the analog PVG of Danfoss (Denmark).

2. The minimal values of stabilization error δ , regulation time T_p and excessive correction σ are provided under the following combination of design parameters of the pressure relief valve of the directional control hydraulic valve: $\alpha = 60 \dots 80^\circ$, $c = (1.5 \dots 2) \cdot 10^4$ N/m, $b = 2000 \dots 3500$ Н·sec/m, $d_k = (14 \dots 18) \cdot 10^{-3}$ m.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

REFERENCES

1. Jonson G. Load-sensing systems control speed accurately // *Hydraulics & Pneumatics*. — MARCH 1995. — P. 33—36.
2. SB 12 LS — Wegeventile von Bosch: Katalog, 198 p.
3. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters // Bosch Rexroth AG. — 2001. — RE 98071.
4. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51. A1.02. Danfoss 11/91.
5. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Вінниця, 2000. — 20 с.
6. Козлов Л. Г., Петров О. В. Використання САЕ/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.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 17.05.05
Рекомендована до друку 22.11.05

Козлов Леонід Геннадійович — доцент, **Петров Олександр Васильович** — аспірант.
Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет

Козлов Леонид Геннадьевич — доцент, **Петров Александр Васильевич** — аспирант.

Кафедра технологии и автоматизации машиностроения, Винницкий национальный технический университет

Leonid Kozlov — Assistant Professor, **Olexandr Petrov** — Post-Graduate Student.

The Chair of Machine-Building Technology and Automation, Vinnytsia National Technical University