

УДК 621.22

Ю. А. Буренніков, к. т. н., проф.;  
Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.;  
О. В. Петров, асп.

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСИСТЕМИ З LS-РЕГУЛЮВАННЯМ

У ВНТУ розроблено запобіжно-переливну секцію, що забезпечує роботу гідросистеми в трьох режимах: перепуску, регулювання та перевантаження. Основною перевагою розробленої запобіжно-переливної секції є те, що в режимі перепуску знижені непродуктивні втрати потужності в гідросистемі. За складеною математичною моделлю гідросистеми визначено вплив параметрів клапана на час перехідного процесу  $T_p$  та перерегулювання  $\sigma$  величини тиску  $P_H$ . На основі отриманих залежностей розроблено рекомендації щодо сполучення конструктивних параметрів під час конструювання переливного клапана для гідросистем з LS-регулюванням.

Більшість мобільних машин, що випускаються в Україні оснащені гідросистемами на базі нерегульованих шестеренних насосів та гідроозподільників дискретної дії. Такі гідросистеми дешеві та надійні, але за необхідності регулювання швидкості руху робочих органів у них виникають значні втрати потужності. Підвищити економічність роботи мобільних машин можна за рахунок впровадження гідросистем з LS-регулюванням. Такими гідросистемами оснащують свої машини провідні виробники мобільних машин в Європі, Північній Америці та Японії. В Україні випуск подібних гідросистем має бути розгорнутий найближчим часом і потребує розробки сучасних конструкцій гідроагрегатів для гідросистем з LS-регулюванням [1—4].

Одним із основних гідроагрегатів гідросистеми з LS-регулюванням є розподільник спеціальної конструкції, складовою частиною якого є запобіжно-переливна секція. На рис. 1 показана схема гідросистеми, в якій використовується розподільник із запобіжно-переливною секцією розробленою у ВНТУ. Схема включає насос 1, розподільник 2, гідроциліндр 3, запобіжно-переливну секцію 4. Запобіжно-переливна секція включає переливний клапан 5 з золотником 6, плунжером 7, пружинами 8 та 9, а також запобіжний клапан 10 з пружиною 11.

Секція забезпечує роботу гідросистеми в трьох режимах: режимі перепуску, режимі регулювання

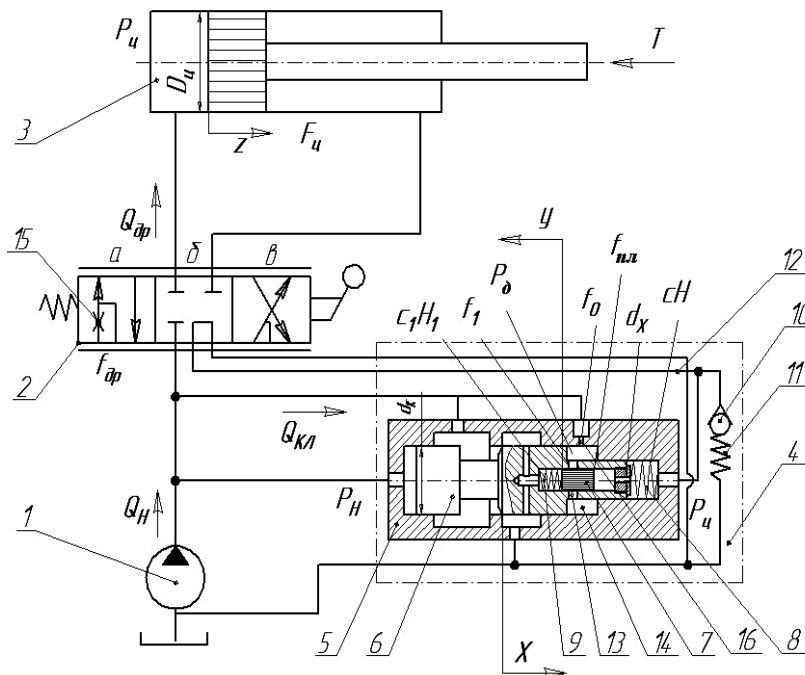


Рис. 1. Розрахункова схема гідросистеми

та режимі перевантаження. В режимі перепуску розподільник 2 знаходиться в позиції б, лінія управління 12 зв'язується з баком і надлишковий тиск  $P_{Ц}$  при цьому буде рівний нулю, а плунжер 7 під дією пружини 5 переміститься в крайнє праве положення і відкриває радіальні отвори 13, з'єднавши камеру 14 з баком. В камері 14 надлишковий тиск  $P_{д}$  також буде рівний атмосферному.

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

$$P_{Н} \frac{\pi d_K^2}{4} = cH, \quad (1)$$

звідки тиск  $P_{Н}$  на виході насоса 1 буде визначатися за формулою

$$P_{Н} = \frac{4cH}{\pi d_K^2}. \quad (2)$$

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

В результаті переключення розподільника в позиції а або в в гідролінію 12 буде надходити рідина під тиском  $P_{Ц}$ , який залежить від величини навантаження  $T$ , при цьому плунжер 7 переміститься в крайнє ліве положення і перекриє радіальні отвори 13. Тиск  $P_{д}$  в камері 14 в поточному режимі буде дорівнювати тиску  $P_{Н}$  і рівняння сил, що діють на золотник 6 (без урахування сил тертя та гідродинамічної сили), буде мати вигляд

$$P_{Н} \frac{\pi d_K^2}{4} = P_{Н} \left( \frac{\pi d_K^2}{4} - \frac{\pi d_X^2}{4} \right) + P_{Ц} \frac{\pi d_X^2}{4} + cH, \quad (3)$$

звідки 
$$\Delta P_p = P_{Н} - P_{Ц} = \frac{4cH}{\pi d_X^2}, \quad (4)$$

де  $\Delta P_p$  — перепад тиску на робочому вікні розподільника 2. Вказаний перепад  $\Delta P_p$  в відомих аналогах становить (1,4...2,0) МПа (Danfoss). Таким чином золотник 6 буде підтримувати постійну величину перепаду тиску  $\Delta P_p$  на робочому вікні розподільника 2, що дасть змогу, змінюючи величину робочого вікна  $f_{др}$ , змінювати величину потоку  $Q_{др}$  до гідроциліндра, а різниця між  $Q_{Н} - Q_{др}$  буде від насоса зливатися в бак через робоче вікно переливного клапана 5.

В режимі перевантаження шток гідроциліндра зупиняється, тиск  $P_{Ц}$  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  $\Delta P_p = P_{Н} - P_{Ц}$ , який утримує клапан 5 в відкритому положенні і потік від насоса повністю надходить в бак.

Перевагою розробленої запобіжно-переливної секції перед аналогами є те, що подача робочої рідини від насоса в бак в режимі перепуску відбувається не під перепадом  $\Delta P_p$  (як у відомому аналізі [4]), а під тиском  $P_{Н} = (0,2...0,3)$  МПа, що знижує непродуктивні витрати потужності в гідросистемі.

За зміну роботи машини (наприклад екскаватора) виконуються тисячі переключень та змін режиму роботи виконавчих механізмів. Отож клапан постійно працює в динамічних режимах, що потребує на стадії проектування визначення його динамічних характеристик та підбору конструктивних параметрів клапана, що забезпечують мінімізацію часу перехідного процесу та величини перерегулювання системи.

За розрахунковою схемою гідросистеми складена математична модель з такими припущеннями: моделюється робота гідросистеми в режимі регулювання; параметри елементів гідросистеми зосереджені; не враховувались маси золотника переливного клапана та плунжера; перетік рідини між по-

рожниками клапана, розподільника, насоса та гідроциліндра не враховувались; гідродинамічна сила сухого тертя на золотнику клапана і плунжері не враховувались; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи постійні; режим роботи гідросистеми безкавітаційний; об'єм гідроліній 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 гідросистеми 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:

$$\begin{aligned} \frac{dP_H}{dt} &= \frac{Q_H}{\beta W_H} - \frac{\mu \pi d_K x \sin \alpha}{\beta W_H} \cdot \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}} - \frac{\mu f_{др}}{\beta W_H} \cdot \sqrt{\frac{2(P_H - P_{II})}{\rho}} - \frac{\mu f_0}{\beta W_H} \cdot \sqrt{\frac{2(P_H - P_d)}{\rho}}; \\ \frac{dP_{II}}{dt} &= \frac{\mu f_{др}}{\beta W_{II}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_H - P_{II})}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi D_{II}^2}{4\beta W_{II}}; \\ \frac{dP_d}{dt} &= \frac{\mu f_0}{\beta W_d} \cdot \sqrt{\frac{2(P_H - P_d)}{\rho}} - \frac{\mu f_1}{\beta W_d} \cdot \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}} + \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4\beta W_d} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dV_K}{dt} &= P_H \frac{\pi d_K^2}{m_K 4} - P_{II} \frac{\pi d_X^2}{m_K 4} - \frac{cH}{m_K} - P_d \frac{\pi(d_K^2 - d_X^2)}{4m_K} - \frac{bV_K}{m_K}; \\ \frac{dx}{dt} &= V_K; \quad \frac{dV}{dt} = P_{II} \cdot \frac{\pi D_{II}^2}{4m_{II}} - \frac{T}{m_{II}} - \frac{b_{II}}{m_{II}} \cdot \frac{dz}{dt}; \quad \frac{dz}{dt} = V; \\ \frac{dy}{dt} &= P_{II} \cdot \frac{f_{пл}}{b} - \frac{c_1 H_1}{b} - y \cdot \frac{c_1}{b}, \end{aligned} \tag{5}$$

де  $Q_H$  — величина витрат насосу 1,  $P_H$  — тиск в лінії нагнітання,  $P_{II}$  — тиск в циліндрі 3,  $P_d$  — тиск в камері 14,  $W_H$  — об'єм рідини в лінії нагнітання,  $W_{II}$  — об'єм рідини в поршневій камері циліндра 3,  $W_d$  — об'єм рідини в камері 14,  $D_{II}$  — діаметр поршня циліндра 3,  $d_K, d_X$  — діаметри золотника 6,  $m_{II}$  — маса поршня циліндра 3,  $m_K$  — маса золотника 6,  $V$  — швидкість переміщення поршня циліндра 3,  $V_K$  — швидкість переміщення золотника 6,  $f_0$  — площа дроселя золотника 6,  $f_{др}$  — площа робочого вікна розподільника,  $f_{пл}$  — площа плунжера 7,  $x$  — координата положення золотника 6,  $y$  — координата положення плунжера 7,  $z$  — координата положення поршня циліндра 3,  $b$  — коефіцієнт в'язкого демпфування золотника 6,  $b_{II}$  — коефіцієнт в'язкого демпфування штока циліндра 3,  $\beta$  — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідної суміші та гумометалевих рукавів,  $\alpha$  — величина кута нахилу робочої кромки золотника 6,  $\rho$  — густина робочої рідини,  $c$  — жорсткість пружини 8,  $\mu$  — коефіцієнт витрат;  $c_1$  — жорсткість пружини 9,  $H$  — попереднє стиснення пружини 8,  $H_1$  — попереднє стиснення пружини 9.

Обробку математичної моделі виконаємо за допомогою програмного забезпечення Mathcad 2001i. Для розв'язання ситеми нелінійних диференціальних рівнянь, що описують роботу запобіжно-переливного клапана, доцільно використати функцію Rkadapt із математичного пакета Mathcad 2001i. В Mathcad використаний найвживаніший алгоритм Рунге-Кутта четвертого порядку. Він забезпечує малу похибку для широкого класу нелінійних диференціальних рівнянь [5].

Рівняння математичної моделі розв'язується з такими початковими умовами:  $P_H(0) = 3 \cdot 10^5$  Па,  $P_{II}(0) = 3 \cdot 10^5$  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

зі значенням навантаження  $P = 70 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , — які моделювали ступінчасту зміну навантаження. При цьому знаходились залежності змінних стану  $P_H, P_{II}, z, x, V, V_K$  від чау, що дозволяє визначити такі динамічні характеристики як час регулювання та перерегулювання, а також оцінити стійкість гідросистеми. На рис. 2 представлена залежність границі стійкості гідросистеми від величини  $P$  та  $f_{др}$ , що характеризують режими роботи гідросистеми (рис. 2).

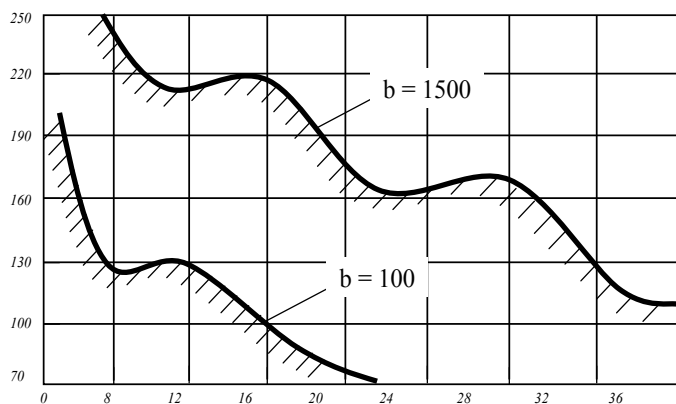


Рис. 2. Границя стійкості гідросистеми

Аналізуючи положення границі стійкості, можна зробити висновки, що найгіршими умовами роботи гідросистеми є такі, що виникають у разі максимального навантаження в гідросистемі (що проявляється як максимальне значення  $P$ ) та у разі роботи гідросистеми на максимальному потоці до гідроциліндра (що визначається максимальним значенням  $f_{др}$ ). Отож, дослідження впливу конструктивних параметрів переливного клапана на динамічні характеристики будемо виконувати з максимальними значеннями  $P$  та  $f_{др}$ , найгірших з

точки зору забезпечення стійкості.

Виконано дослідження впливу основних конструктивних параметрів переливного клапана на його динамічні характеристики. Діапазони змін конструктивних параметрів були такими: величина кута нахилу робочої кромки золотника  $\alpha = 45 \dots 90^\circ$ , величина демпфування золотника клапана  $b = 30 \dots 3000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ , величина діаметра золотника клапана  $d_K = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

На рисунках показано вплив параметрів клапана на час перехідного процесу  $T_p$  (рис. 3) та перерегулювання  $\sigma$  величини тиску  $P_H$  (рис. 4).

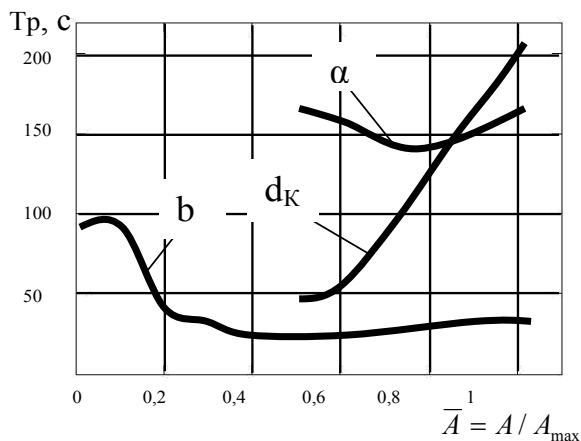


Рис. 3. Вплив параметрів клапана на час перехідного процесу в гідросистемі

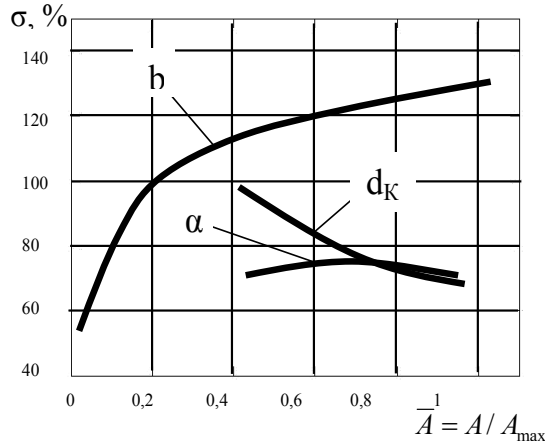


Рис. 4. Вплив параметрів клапана на перерегулювання в гідросистемі

гулювання  $\sigma$  величини тиску  $P_H$  (рис. 4). На рисунках 3 і 4 по осях абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів  $\bar{A} = A/A_{\text{max}}$ , де  $A$  — поточне значення параметрів,  $A_{\text{max}}$  — максимальне значення параметрів. Подані залежності дозволяють зробити висновки про вплив конструктивних параметрів клапана на його динамічні характеристики. Збільшення величини діаметра золотника клапана веде до збільшення часу перехідного процесу, та до зменшення перерегулювання у гідросистемі; збільшення коефіцієнта демпфування  $b$  золотника клапана до  $b = 0,3b_{\text{max}}$  різко збільшує величину перерегулювання, а далі інтенсивність впливу на величину  $\sigma$  помітно зменшується. З точки зору забезпечення мінімального часу регулювання слід рекомендувати  $b$  з діапазо-

ну  $(0, 2 \dots 1, 0) b_{\max}$ . Збільшення кута нахилу робочої кромки  $\alpha$  з  $0,5 \alpha_{\max}$  до  $0,8 \alpha_{\max}$  знижує час регулювання, а від  $\alpha = 0,8 \alpha_{\max}$  до  $\alpha = 1,0 \alpha_{\max}$  підвищує час регулювання, разом з тим вплив величини  $\alpha$  на перерегулювання – незначний.

Виходячи з аналізу отриманих залежностей можна рекомендувати під час конструювання переливного клапана для гідросистем з LS-регулюванням вибирати такі конструктивні параметри: величина кута нахилу робочої кромки золотника  $\alpha = 0,8 \alpha_{\max}$ , величина демпфування золотника клапана  $b = (0, 2 \dots 0, 4) b_{\max}$ , величина діаметра золотника клапана  $d_K = (0, 5 \dots 0, 6) d_{K\max}$ .

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Jonson. Load-sensing systems control speed accurately // Hydraulics & Pneumatics, March 1995, P. 33—36.
2. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. — Bosch Rexroth AG, 2001, RE 98071.
3. Drive and Control Systems for Commercial Vehicles. — Brueninhaus Hydromatic, 1998, RE 98075.
4. SB 12 LS — Wegeventile von Bosch: Katalog 198.
5. Кирьянов Д. В. Самоучитель Mathcad 2001. — СПб.: БХВ-Петербург, 2001. — 544 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 31.05.05  
Рекомендована до друку 20.09.05

**Буренніков Юрій Анатолійович** — професор; **Козлов Леонід Геннадійович** — доцент; **Петров Олександр Васильович** —аспірант.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет