

УДК 621.22

## КОПІЯ

Л.Г. Козлов, канд. техн. наук,  
 О.Л. Гайдамак, канд. техн. наук,  
 О.В. Петров,  
 В.В. Брейнер,  
 Р.А. Музика

Вінницький національний технічний університет

## ВПЛИВ ВЕЛИЧИН КЕРУЮЧИХ ПЕРЕПАДІВ ТИСКУ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА, ЧУТЛИВОГО ДО НАВАНТАЖЕННЯ

*Современная сельскохозяйственная техника нуждается в эффективном гидроприводе, который не может базироваться на традиционных схемных решениях. Эффективность сельскохозяйственной машины можно значительно повысить за счет внедрения гидропривода, чувствительного к нагрузке. Одним из основных параметров такого гидропривода является величина управляющего перепада давления, которая действует на регулирующие элементы гидропривода и значительно влияет на его динамические характеристики. Разработаны рекомендации относительно выбора величин управляющих перепадов в гидроприводе, чувствительном к нагрузке.*

*A modern agricultural technique needs effective hydraulic drive, that can not be based on the traditional scheme decisions. Efficiency of agricultural machine can be considerably promoted due to introduction of hydraulic drive sensible to loading. One of basic parameters of such hydraulic drive is the size of managing overfall, that operates on the regulative elements of hydraulic drive and considerably pours in on his dynamic descriptions. Developed recommendations, in relation to the choice of sizes of managing overfalls in hydraulic drive sensible to loading.*

### Вступ

В даний час мобільна сільськогосподарська техніка, яка випускається в Україні, все ще базується на застарілому гідроприводі постійного потоку, який потребує значних затрат на експлуатацію. Гідропривод постійного потоку вже давно не відповідає сучасним вимогам по якості, продуктивності, надійності та безпеці роботи [1].

Вимоги, які висуваються до мобільної сільськогосподарської техніки, стають все більш жорсткими. Сучасні трактори, комбайні, кормозбиральні та інші машини характеризуються високою енергonoасиченістю, універсальністю, значною кількістю гідрокомунікацій, гідродвигунів, необхідністю широкого суміщення робочих операцій при забезпеченні регулювання стабільних швидкостей робочих органів [2, 3].

Провідні фірми Європи, США та Японії постійно вдосконалюють схеми гідроприводів сільськогосподарських машин з метою реалізації суміщення робочих операцій при покращенні енергетичних показників в цілому. Так поступово впроваджуються і на вітчизняний ринок гідроприводи, чутливі до навантаження. Дослідження, виробництво та впровадження таких гідроприводів є актуальним та необхідним для розвитку аграрного сектору України [4].

### Постановка завдання

Гідропривод, чутливий до навантаження, забезпечує подачу до кожного споживача регульованих і незалежних від навантаження потоків. В основі принципу

роботи гідропривода LS лежить підтримка постійного перепаду тиску на регулюючих кромках гідророзподільників. Вказані перепади тиску керують роботою регулятора насоса та регулятора потоку, які входять до гідропривода, чутливого до навантаження. Зменшення величини керуючих перепадів підвищує гідравлічний ККД гідропривода, але впливає на зміну динамічних характеристик. Вибір величини керуючих перепадів в гідроприводі, чутливому до навантаження при забезпеченні необхідних вимог до динамічних характеристик є актуальною задачею [5].

### Результати дослідження

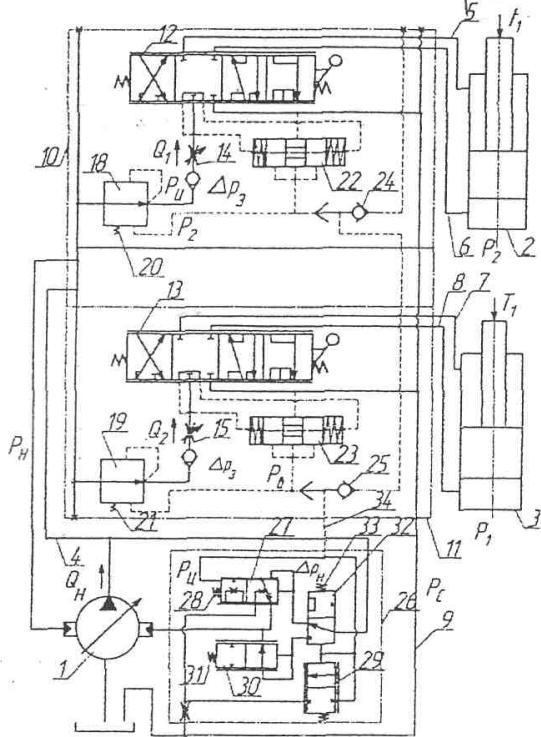
На рис. 1 показано схему гідропривода, чутливого до навантаження [6]. Гідропривод містить регульований насос 1 змінного робочого об'єму, гідроциліндри 2 і 3, гідролінію нагнітання 4, робочі лінії 5, 6, 7, 8, лінію зливу 9, а також дві робочі секції 10 і 11. Гідророзподільник містить розподільні золотники 12 і 13, регульовані дроселі 14, 15, золотники регуляторів потоку 18, 19 з пружинами 20, 21, а також логічні клапани 22, 23, 24, 25.

Насос 1 обладнано автоматичним регулятором 26, який включає керуючий золотник 27 з пружиною 28 і запобіжний золотник 29, золотник холостого ходу 30 з пружиною 31 і перемикач режимів 32 з пружиною 33. Гідропривод містить також гідролінію управління 34 та нагнітальну секцію 35.

На рис. 1  $\Delta p_{kz}$  — керуючий перепад тиску на золотнику регулятора насоса 26, а  $\Delta p_{kz}$  — керуючий перепад тиску на золотнику регулятора 18 або 19.

**СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ТЕХНОЛОГІЯ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА**

# КОПІЯ



$$A_2 \sqrt{p_H - p_p} = \mu_3 \cdot f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} + \\ + \beta_1 W_p \frac{dp_p}{dt} + k_{pp}(p_p - p_u), \quad (1)$$

$$\mu_3 \cdot f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} = \\ = \mu_3 \cdot f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} + \beta_1 W_0 \frac{dp_0}{dt},$$

$$k_{pp} \cdot (p_p - p_g) + \mu_3 \cdot f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} = \\ = \frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_C}} + \beta_1 W_g \frac{dp_g}{dt},$$

$$\frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_C}} = F_u v_u + \\ + \beta_1 W_u \frac{dp_u}{dt} + \mu_g \cdot f_0(e) \sqrt{\frac{2p_u}{2}},$$

$$F_p v_u = \mu_g \cdot f_n \sqrt{\frac{2p_n}{2}} + \beta_3 W_n \frac{dp_n}{dt},$$

$$\mu_3 f_4(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_u)}{\rho}} = \\ = \mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_K)}{\rho}} + \beta_2 W_u \frac{dp_u}{dt} + F_4 \omega_1 l,$$

$$\mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_K)}{\rho}} = \\ = \mu_g f_K \sqrt{\frac{2p_K}{\rho}} + \beta_2 W_K \frac{dp_K}{dt},$$

де  $p_H$  — тиск в гідролінії нагнітання;  $p_u$  — тиск в гідроциліндрі 6;  $p_0$  — тиск на вході зворотного клапана робочої секції 8;  $p_g$  — тиск на виході зворотного клапана робочої секції 8;  $p_p$  — тиск на вході регулятора потоку;  $p_K$  — тиск у переливній секції 7;  $p_u$  — тиск в гідролінії управління;  $T_y$  — сила сухого тертя в гідроциліндрі 6;  $T_3$  — сила сухого тертя в регуляторі потоку;  $b_p, b_3$  — коефіцієнти в'язкого демпфування;  $R_y$  — гідродинамічна сила на золотнику регулятора потоку;  $N$  — навантаження на гідроциліндр 6;  $\rho$  — густина робочої рідини;  $\beta_1$  — коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів;  $f_3, f_5, f_0, f_K$  — площа робочого вікна відповідно золотника регулятора потоку, зворотного клапана, запобіжного клапана, переливного клапана;  $\mu_3, \mu_g, \mu_p$  — коефіцієнти динамічної в'язкості [5].

Математична модель (1) включає рівняння сил, які діють на шток гідроциліндра 6 та золотники 9, 14, 16 (рис. 2); рівняння моментів, які діють на планшайбу 3, а також рівняння нерозривності потоків, складені для гідроліній між насосом 1, переливною секцією 7 і регулятором 2; між дроселем 13 і золотником 9; між робочими вікнами регулятора потоку і переливного клапана; між золотником 9 і дроселем 10; між дроселем 11, гідроциліндром 6 і регулятором 2; між гідроциліндром 6 і дроселем 12; між золотником 14, сервоциліндром 4 і дроселем 17; між дроселем 15 і дроселем 1.

Для розрахунків процесів та дослідження динамічних характеристик у гідроприводі за системою диференціальних рівнянь (1) використано програмний пакет MATLAB, а саме, модуль Simulink [7].

Величини керуючих перепадів тиску, а також їх співвідношення мають значний вплив на динамічні характеристики гідропривода.

На рис. 3 показано вплив на стійкість величин  $\Delta p_3$  і  $\Delta p_K$ . Зменшення різниці між  $\Delta p_3$  і  $\Delta p_K$  більше ніж 0,6 МПа, у розглянутому діапазоні змінювання керуючих перепадів призводить до нестійкої роботи гідропривода. З точки зору забезпечення стійкості гідропривода, слід рекомендувати збільшення різниці між  $\Delta p_3$  і  $\Delta p_K$ .

На рис. 4 показано вплив різниці в настройці керуючих перепадів тиску  $\Delta p_3$  і  $\Delta p_H$  на час регулювання  $T_p$ . При постійних значеннях  $\Delta p_H$  для гідропривода з регульованим насосом зменшення  $\Delta p_3$  призводить до збільшення часу регулювання. При постійних значеннях  $\Delta p_3$  збільшення  $\Delta p_H$  також зумовлює збільшення часу регулювання  $T_p$ . Це означає, що збільшення різниці  $\Delta p_H - \Delta p_3$  має негативний вплив на час  $T_p$ .

На рис. 5 показано вплив величини керуючого перепаду  $\Delta p_3$  на час регулювання  $T_p$  в гідроприводі при сталому значенні різниці між  $\Delta p_H$  і  $\Delta p_3$ , рівному 0,5 МПа. Залежність має явно виражений мінімум в діапазоні  $\Delta p_3 = 0,8 - 1,0$  МПа.

засланцелярією

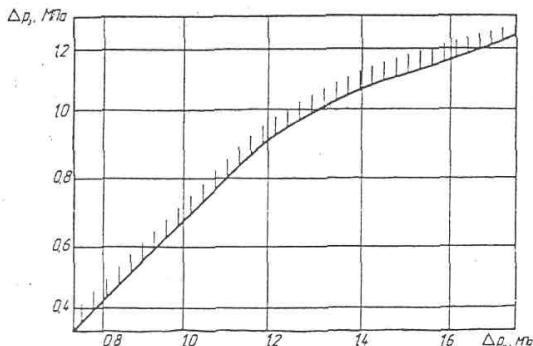


Рис. 3. Вплив величин керуючих перепадів на стійкість гідропривода.

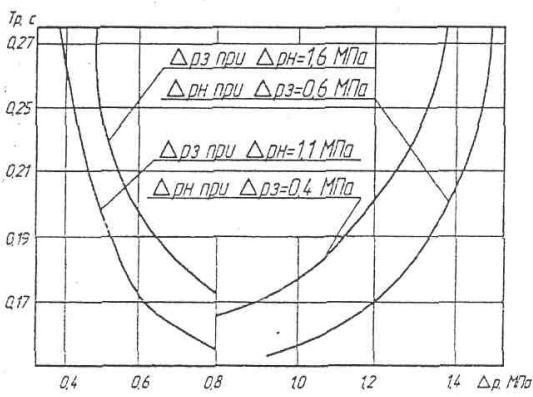


Рис. 4. Вплив різниці в настройці керуючих перепадів  $\Delta p_3$  і  $\Delta p_H$  на час регулювання.

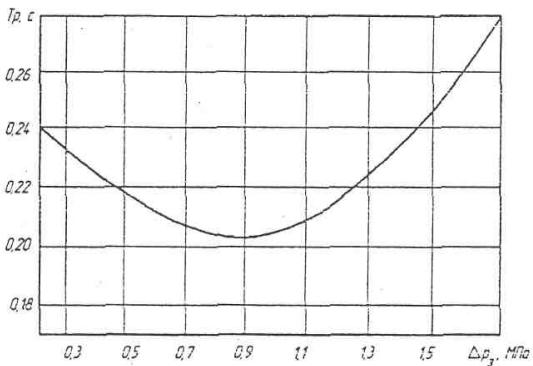


Рис. 5. Вплив величини  $\Delta p_3$  при постійній різниці  $\Delta p_H - \Delta p_3 = 0,5 \text{ MPa}$  на час регулювання  $T_p$ .

#### Висновки

1. Різниця між величинами керуючих перепадів тиску  $\Delta p_H$  і  $\Delta p_3$  в гідроприводі, чутливому до навантаження, суттєво впливає на стійкість його роботи та час регулювання.

2. Стійка робота гідропривода та мінімізація часу регулювання досягається при таких значеннях керуючих перепадів:  $\Delta p_H = 1,4\text{--}1,6 \text{ MPa}$ ,  $\Delta p_3 = 0,8\text{--}1,0 \text{ MPa}$ .

#### Література

1. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. — Bosch Rexroth AG, 2001, RE 98071.
2. SB 12 LS — Wegeventile von Bosch: Katalog. — 198 p.
3. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 11/91.
4. Козлов Л.Г., Петров О.В. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливому до навантаження // Вісник ВПП. — 2006. — № 3. — С. 31—42.
5. Влияние величины управляющего перепада в регуляторе потока на характеристики гидросистемы, чувствительной к нагрузке / Л.Г. Козлов, Ю.А. Буреников, А.В. Бойко и др. — Винница: Винниц.политехн. ин-т, 1992. — 18 с.
6. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Дис... канд. техн. наук. — Вінниця, 2000.
7. Козлов Л.Г., Петров О.В. Використання САЕ/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратурі нового покоління // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. — 2005. — № 2. — С. 101—105.

