

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ ДЛЯ ГІДРОПРИВОДА БЛОЧНО-ПОРЦІЙНОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА, ЧУТЛИВОГО ДО НАВАНТАЖЕННЯ

## OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF STREAM DIVIDER FOR HYDRAULIC DRIVE OF BLOCK-PORTION OUT, IN THE LOAD SENSING

*Розроблено конструкцію золотникового розподільника потоку для гідропривода блочно-порційного відокремлювача, чутливого до навантаження. Описано робочі процеси в розподільнику потоку робочої рідини. Показано, що на динамічні характеристики гідропривода, чутливого до навантаження, впливають конструктивні параметри золотникового розподільника потоку, який реалізує зворотний зв'язок. Дано рекомендації з вибору конструктивних параметрів золотникового розподільника потоку.*

*Ключові слова: гідропривод, розподільник потоку, блочно-порційний відокремлювач, математична модель, витрата рідини, насос, гідромотор.*

### Вступ

Основними напрямками підвищення ефективності технологічного процесу в сільськогосподарському виробництві є створення, впровадження і високоефективне використання у господарствах енерго- та ресурсозберігаючих технологій, машин та агрегатів.

Впровадження енергоощадних гідроприводів для сільськогосподарського машинобудування пов'язане з реалізацією максимальної адаптації машини до умов роботи машин та агрегатів. Блочно-порційні відокремлювачі механізми консервованого корму працюють в досить різноманітних динамічних режимах, обумовлених частим прискоренням і різкою зміною зовнішнього навантаження.

Найбільші динамічні навантаження у гідросистемі і механічній підсистемі гідропривода блочно-порційного відокремлювача виникають при ускладненні процесу різання консервованого корму. Даний процес супроводжується неоднозначним характером навантаження на робочий орган (ножовий механізм) та гідропривод в цілому, тому використання нерегульованих шестеренних насосів та гідророзподільників дискретної дії призводить до значних втрат потужності. Підвищення економічності роботи блочно-порційного відокремлювача консервованого корму можливе за рахунок використання гідропривода, чутливого до навантаження.

### Аналіз останніх досліджень

Питанням проектування та розрахунку гідравлічних приводів, в тому числі і гідроагрегатів, присвячено достатньо велику кількість робіт вітчизняних та зарубіж-

них учених. В їх роботах розглянуті фундаментальні основи побудови гідравлічних апаратів, які базуються на їх повних математичних моделях та дозволяють отримати гідроагрегати із заданими статичними і динамічними властивостями. Стосовно розроблених гідроагрегатів незмінною залишається вимога підвищення їх характеристик, таких, як точність відпрацювання керованих сигналів та чутливості до них [1,9,10].

Аналіз розвитку сучасних зарубіжних сільськогосподарських машин виявив тенденцію подальшого поширення застосування об'ємного гідропривода робочих органів і виконавчих механізмів. Триває подальше удосконалення гідравлічних апаратів і інтегрованих електрогідравлічних облаштувань управління, розширюється асортимент клапанів, що приєднуються до гідродвигунів і оберігають гідросистеми від перевантажень та забезпечують гальмування виконавчих механізмів при русі і обертанні.

Широкого застосування знаходить електронна система пропорційного управління, особливо для вантажопідійомних машин і механізмів, у зв'язку з рядом таких переваг, як плавна зміна швидкості виконавчих механізмів, висока точність позиціонування робочих органів, поліпшена динамічна характеристика, захист від гідродара, зручність дистанційного керування з безпечної зони. Вітчизняні мобільні машини у більшості своїй не мають сучасного гідропривода, що забезпечує автоматичне регулювання швидкості руху і зусиль виконавчих механізмів або робочих органів, недостатньо оснащені засобами гідроавтоматики, електронного управління і технічної діагностики [8].

Перехід до гідроприводів, чутливих до навантаження, є стійкою тенденцією розвитку робочих мобільних машин, таких як сільськогосподарські трактори, комбайни, екскаватори, навантажувачі та інше. Такий привід значно спрощує автоматизацію промислових процесів та підвищує якість машин, дозволяє суттєво зменшити його вагу і габарити, надійно працює в будь-яких кліматичних умовах. Гідропривод, чутливий до навантаження, знайшов широке застосування в сучасних об'ємних гідроагрегатах, мехатронних системах технологічного обладнання, транспортних машинах, іншому гідрофікованому обладнанні, що випускається провідними виробниками мобільних машин в Європі, Північній Америці та Японії [2—7].

Сучасні конструкції розподільників з компенсаторами тиску у вигляді регульованих дроселів, вбудованих в пропорційні клапани, постійно відстежують тиск між регульованим дроселем і споживачем (гідромотором або гідроциліндром) і передають сигнал про зміну зовнішнього навантаження на регулятор насоса, що змінює у свою чергу подачу насоса в гідропривод з розімкненим потоком.

Такий гідропривод з системою LS (Load Sensing) забезпечує швидке і точне регулювання витрат робочої рідини практично незалежно від зовнішнього навантаження, зменшує витрати тиску, виділення тепла і демонструє значне енергозбереження на відміну від звичайних гідравлічних систем [3,5]. Тому, розробка та впровадження нових систем гідроприводів, які ефективно працюють в різних режимах роботи, є актуальною задачею.

### Мета та постановка задачі

Одним з основних компонентів гідропривода блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів, чутливого до навантаження, є золотниковий розподільник потоку. Він служить для забезпечення енергоекономного режиму роботи, зменшення кількості структурних елементів, підтримання раціональних співвідношень параметрів режимів різання (подачі ножевого механізму і швидкості різання), тому актуальним є розв'язання таких задач:

- розроблення схеми золотникового розподільника потоку для гідропривода, чутливого до навантаження, призначеного для приведення в дію ножевого механізму;
- дослідження впливу основних параметрів золотникового розподільника потоку на характеристики гідропривода;
- оптимізація конструктивних параметрів золотникового розподільника потоку для забезпечення необхідного рівня його характеристик.

### Результати досліджень

У Вінницькому національному аграрному університеті розроблено нову схему чутливого до навантаження гідропривода блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів (рисунок 1) [11].

Гідравлічний привід блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів містить гідробак 1, запобіжний клапан 2, гідронасос 3, золотниковий розподільник потоку 4 з гідролінією керування 15, гідромотор 7, напірні гідролінії привода різального механізму 5, 6, чотирьохлінійний трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням 8, гідроциліндр 9, гідролінії зливу 10, фільтр 11, зворотний клапан 12, дроселі 13, 16 та пружину 14.

Гідропривод блочно-порційного вивантажувача консервованих кормів працює у таких режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та гідроциліндра.

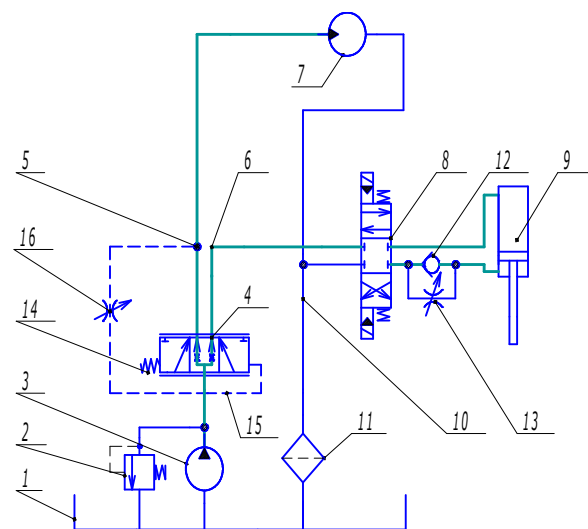


Рисунок 1 — Гідравлічна схема привода блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів

Основною особливістю даної гідравлічної схеми є те, що підведення рідини під тиском до гідромотора 7 та гідроциліндра 9 відбувається за допомогою золотникового розподільника потоку 4, причому в одній з підторцевих порожнин золотника 17 (рисунок 2) встановлено пружину 14, а іншу підторцеву порожнину з'єднано з напірною гідролінією 5, яка з'єднує вихід ділильника із гідромотором 7, причому збільшення тиску у даній порожнині збільшує відкриття дросельного вікна, яке з'єднує гідромотор із насосом.

Працює золотниковий розподільник потоку наступним чином.

При виключеному насосі 3 золотник розподільника потоку 4 знаходиться в крайньому правому положенні, при цьому між кромками корпусу і золотника 17 утворюється дроселюючі щілини 18 та 19 (рисунок 2), що забезпечує мінімально необхідну площу протікання робочої рідини.

При включенні насоса робоча рідина подається одночасно до гідромотора 7 та гідроциліндра 9 через чотирьохлінійний трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням 8 і гідролінії напору 5, 6. Тиск у гідролінії 5 зростає та по лінії керування 15 цей тиск пе-

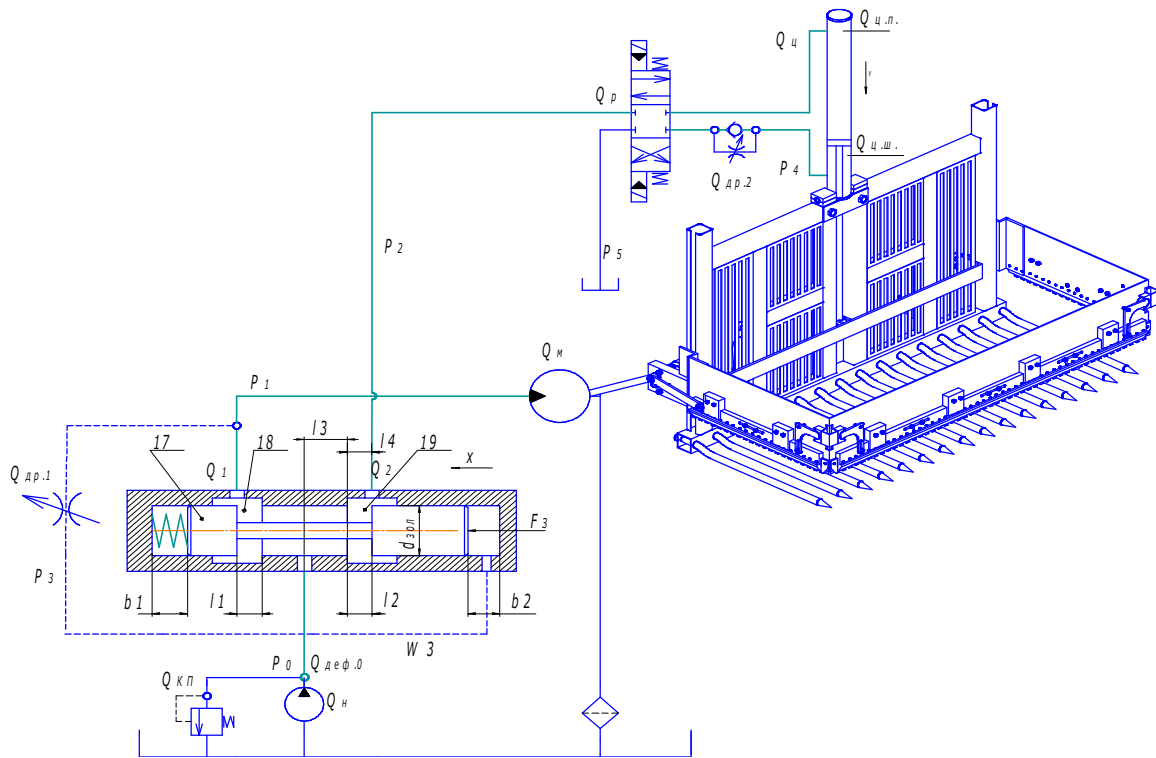


Рисунок 2 — Розрахункова схема гідравлічного привода блочно-порційного відокремлювача кормів

редається до правої торцевої порожнини золотника 17.

Під дією тиску золотник 17 займає положення, при якому потік робочої рідини до гідромотору 7 забезпечує швидкість різання матеріалу, узгоджену з подачею П-подібної рамки гідроциліндром 9. Рідина зі штокової порожнини гідроциліндра 9 через розподільник 8 і фільтр 11 зливається до баку.

При подачі рідини тиск у гідролінії напору 5 зростає при збільшенні навантаження і відповідно зростає тиск під правим торцем золотника 17, що призводить до його переміщення лівоhex. В результаті цього кількість рідини, що подається до порожнини гідромотора 7, збільшується і процес різання інтенсифікується, а кількість рідини, що подається у поршневу порожнину гідроциліндра 9, зменшується, що зменшує подачу П-подібної рамки в кормовий масив. Саме цим реалізується умова зменшення швидкості подачі при ускладненні процесу різання.

При переміщенні чотирьохлінійного трипозиційного розподільника з електрогідравлічним керуванням 8 у положення підйому гідроциліндра 9 (на схемах розподільник встановлено у нейтральне положення) гідромотор 7 працює у холостому режимі. У результаті цього тиск падає, золотник 17 пересувається у крайнє праве положення під дією пружини 14, і відбувається перебіг основного потоку робочої рідини до штокової порожнини гідроциліндра 9, забезпечуючи максимальну швидкість підйому П-подібної рамки. При цьому незначна ви-

трата рідини, що надходить на вхід гідромотора 7, забезпечує його обертання в уповільненому режимі.

Відповідно до розрахункової схеми (рисунок 2) гідропривода, в якій використовується золотниковий розподільник потоку 4, складено математичну модель, що описує робочі процеси у гідроприводі [12]. Математична модель гідропривода блочно-порційного відокремлювача включає рівняння нерозривності потоків, а також рівняння сил, що діють на керуючі елементи привода.

Для розрахунків та математичного моделювання процесів, дослідження динамічних характеристик системи використано програмний продукт MathCad.

На початковому етапі дослідження розробленого гідропривода проведено моделювання роботи в двох вказаних режимах при наступних значеннях його параметрів:  $Q_n = 2,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $a = 0,1 \text{ мм}$ ;  $l_1 = 0,6 \text{ мм}$ ;  $l_2 = 0,2 \text{ мм}$ ;  $\mu = 0,62$ ;  $p_0 = 10,0 \text{ МПа}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $K = 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$ ;  $d_{\text{зол}} = 25 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $m = 20 \text{ кг}$ ;  $\beta = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}$ ;  $D_n = 63 \text{ мм}$ ;  $W_1 = W_2 = W_4 = 100 \text{ см}^3$ ;  $W_3 = 25 \text{ см}^3$ ;  $b_1 = 0,1 \text{ мм}$ ;  $b_2 = 0,2 \text{ мм}$ ;  $m_{\text{зол}} = 0,2 \text{ кг}$ .

У результаті математичного моделювання робочих процесів в гідроприводі з золотниковим розподільником потоку та побудови графіків залежностей визначено вплив на динамічні характеристики гідропривода таких конструктивних параметрів:  $d_{\text{зол}}$  — діаметр золотника розподільника потоку,  $C_{\text{пр}}$  — жорсткість пружини золотника розподільника потоку,  $a$  — довжина,  $f_{\text{др}}$  — площа дроту керування,  $W_3$  — об'єм порожнини лінії керу-

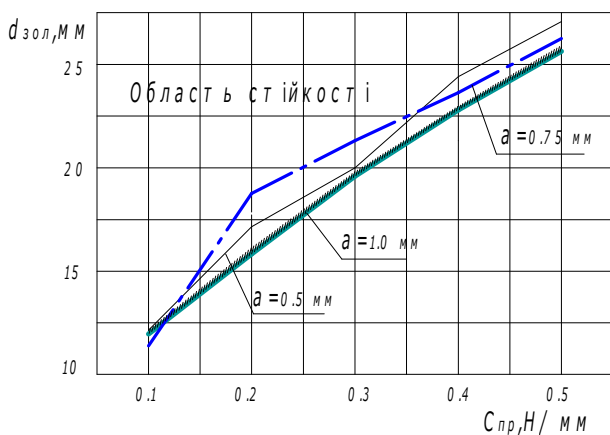
вання,  $l_1, l_2$  — початкове відкриття робочого вікна розподільника,  $b_1, b_2$  — відстань до упорів, які обмежують переміщення золотника.

Математична модель гідропривода блочно-порційного відокремлювача [12] є системою диференціальних рівнянь високого порядку. Відомо, що в процесі роботи таких гідроприводів можлива втрата стану стійкості рівноваги, в результаті чого виникають нестійкі режими роботи.

Визначення умов стійкості роботи гідропривода блочно-порційного відокремлювача необхідно для забезпечення його працездатності у динамічних режимах роботи. З цією метою визначається область стійкості роботи даного гідропривода у площині значень його параметрів — діаметра  $d_{зол}$  золотника розподільника потоку та жорсткості  $C_{пр}$  його пружини, які найбільшою мірою визначають його конструктивні та функціональні характеристики.

Межа стійкості поділяє площину параметрів на область стійкості та нестійкості гідропривода, чутливого до навантаження. Далі на рисунках межу стійкості показано суцільною лінією із штриховкою. Штриховка при цьому обернена у бік області стійкості.

На рисунку 3 показано області стійкості, визначені в площині параметрів “діаметр золотника розподільника потоку”  $d_{зол}$ ; коефіцієнт жорсткості пружини  $C_{пр}$  при різних значеннях довжини кромки  $a$ .



**Рисунок 3** — Вплив значень жорсткості пружини  $C_{пр}$  на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження

Слід відзначити, що конструктивні елементи золотникового розподільника потоку мають неоднозначний вплив на характеристики гідросистеми блочно-порційного вивантажувача. Так, зменшення величини діаметра золотника  $d_{зол}$  позитивно впливає на динамічні характеристики, при цьому помітно розширює область стійкості, полегшуючи задачу розробників подібного гідропривода при виборі габаритів гідроапаратури та її маси.

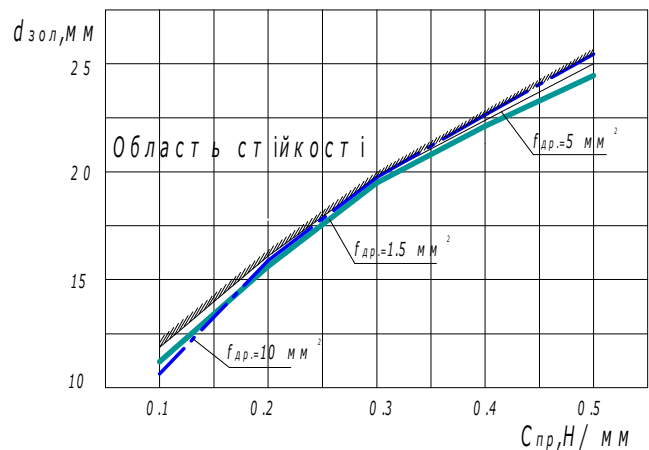
Збільшення величини жорсткості пружини  $C_{пр}$  суттєво впливає на динамічні характеристики даного гідропривода, зменшуючи область стійкості.

Таким чином, для забезпечення стійкості роботи золотникового розподільника потоку при використанні пружини із підвищеною жорсткістю необхідно збільшувати діаметр золотника, що може призвести до небажаного збільшення габаритів розподільника потоку.

На рисунку 3 показано отримані межі стійкості, розраховані при різних значеннях довжини робочих кромки золотника розподільника потоку  $a = 0,5, 0,75, 1,0$  мм. Найбільшого збільшення області стійкості у даному випадку досягнуто при довжині кромки  $a = 1,0$  мм.

Межі області стійкості, розраховані при різних значеннях площі прохідного перетину дроселя 16 (рисунок 1), встановленого на вході правої підторцевої порожнини розподільника потоку, показано на рисунку 4.

Значення площі прохідного перетину дроселя дещо збільшує область стійкості через зсув межі стійкості у бік менших значень діаметрів золотника. Звичайно, це призводить до зменшення коливальності процесу регулювання, але зменшує швидкодію золотникового розподільника потоку. Тому в даному випадку доцільно рекомендувати значення площі поперечного перетину дроселя, яке дорівнює  $f_{др} = 1,0$  мм<sup>2</sup>.



**Рисунок 4** — Вплив площі дроселя на процес стійкості гідропривода, чутливого до навантаження

Впродовж дослідження впливу параметрів гідропривода, чутливого до навантаження, на стійкість його роботи виявлено суттєвий вплив на розташування межі стійкості значень початкових відкриттів робочих вікон золотника розподільника, крізь які робоча рідина потрапляє до гідромотора 7 та розподільника 8 гідроциліндра 9 (рисунок 1).

На рисунку 5 показано межі стійкості даного гідропривода, які розраховувались при різних значеннях початкового відкриття  $l_1$  лівого робочого вікна (позиція 18 на рисунку 2). Величина відкриття  $l_1$  змінювалась від 2 мм до 6 мм.

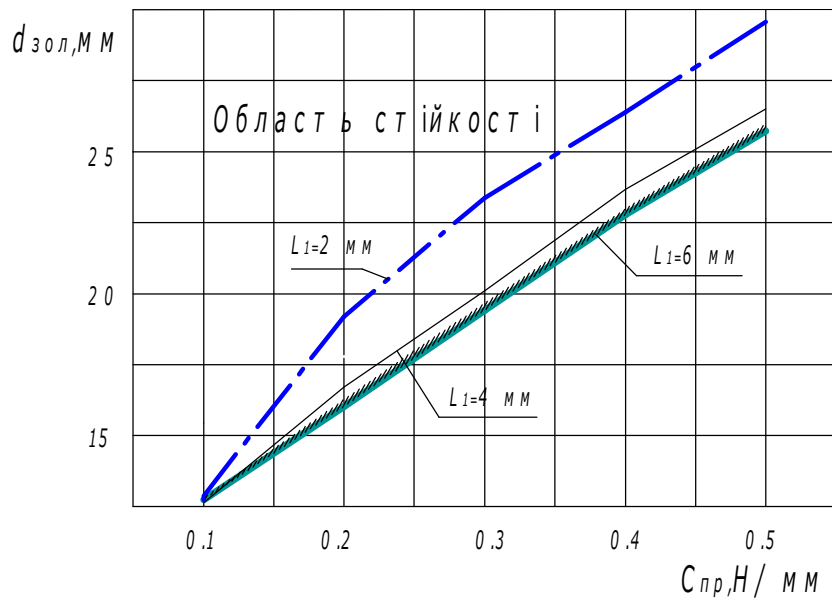


Рисунок 5 — Вплив величини початкового відкриття робочого вікна  $l_1$  золотникового розподільника потоку на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження

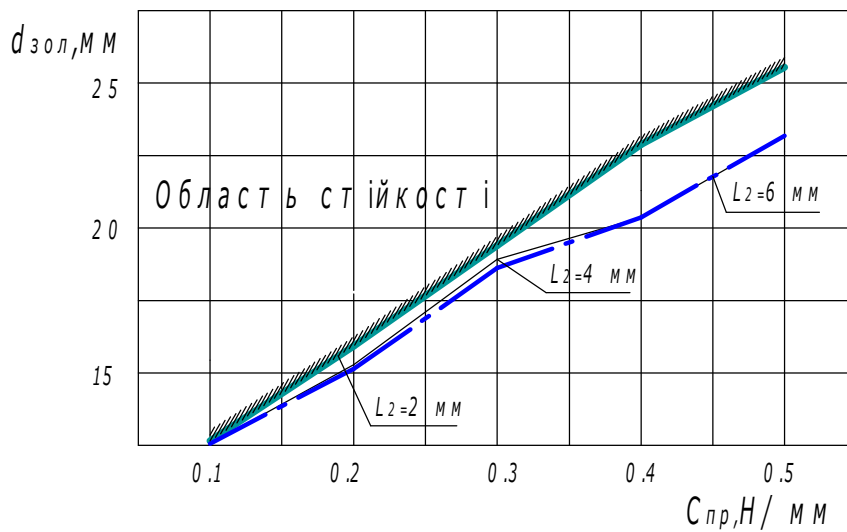


Рисунок 6 — Вплив початкового відкриття робочого вікна  $l_2$  золотникового розподільника потоку на процес стійкості гідропривода, чутливого до навантаження

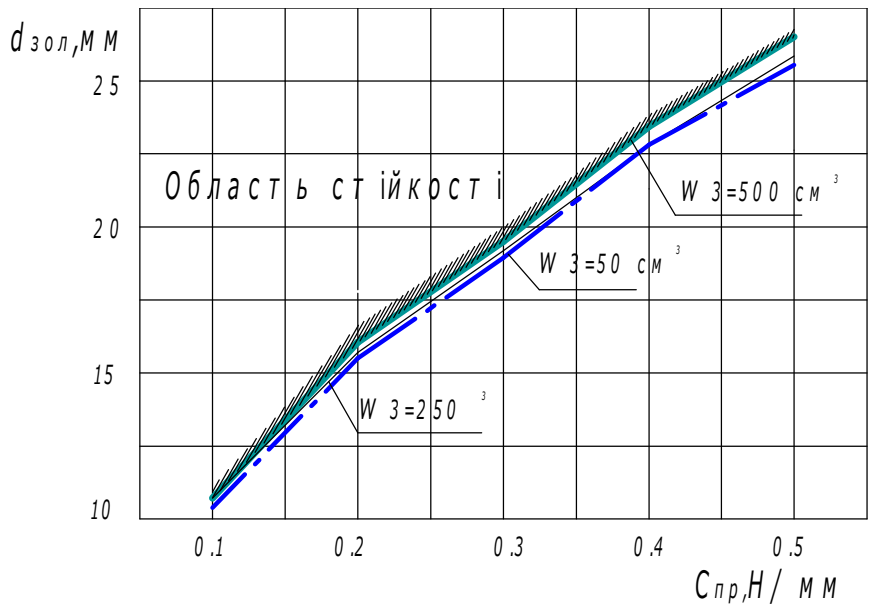


Рисунок 7 — Вплив об'єму порожнини лінії керування на процес стійкості гідропривода, чутливого до навантаження

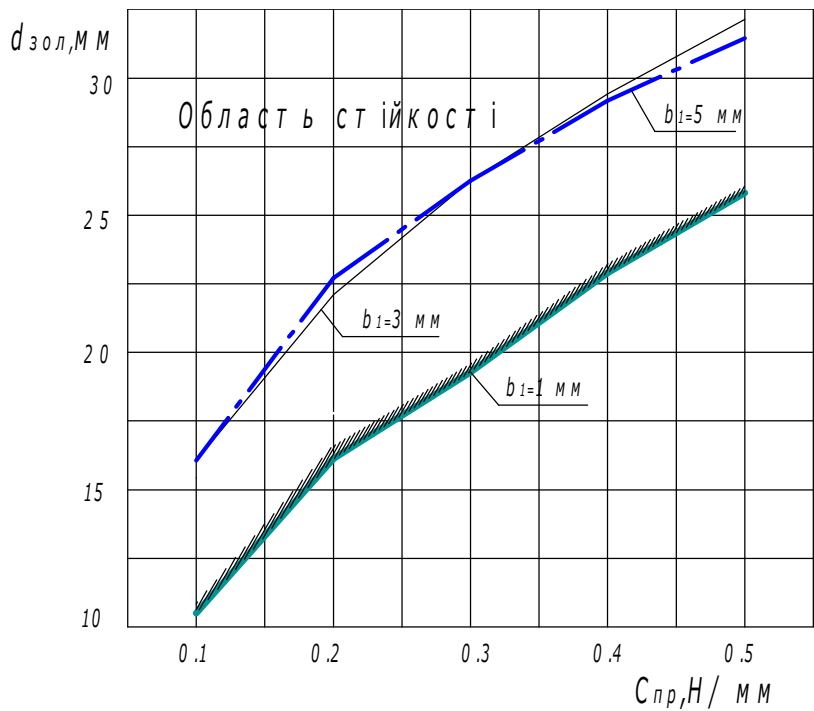


Рисунок 8 — Вплив відстані до упора  $b_1$  на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження

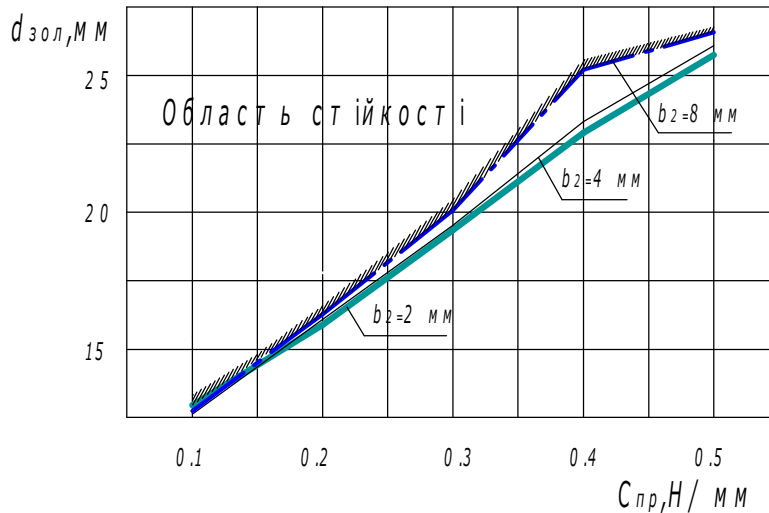


Рисунок 9 — Вплив відстані до упора  $b_2$  на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження

Найменші для даного випадку розміри області стійкості отримано при  $l_1=2$  мм. При цьому межу стійкості зсунуто у бік більших значень діаметра золотника розподільника. Збільшення початкового відкриття даного робочого вікна до значення  $l_1=4$  мм призводить до значного зменшення ( $\approx 20\%$ ) критичного значення діаметра золотника, при якому виникає нестійкий режим роботи.

Подальше збільшення величини початкового відкриття даного робочого вікна до значення  $l_1=6$  мм переміщує межу стійкості також у бік менших значень діаметра золотника, але ефект збільшення області стійкості в даному випадку значно менший.

Менше впливає на положення межі стійкості гідропривода, чутливого до навантаження (рисунок 6), початкове відкриття правого робочого вікна золотникового

розподільника потоку (позиція 19 на рисунку 2). Лише при значній жорсткості пружини (до  $0,5$  Н/мм) збільшення початкового відкриття даного робочого вікна до величини  $l_2=6$  мм помітно зменшує критичне значення діаметра золотника ( $\approx 10\%$ ), яке відповідає межі стійкості.

На рисунку 7 показано межі стійкості гідропривода, чутливого до навантаження, розраховані при значеннях об'єму  $W_3$  порожнини лінії керування, які змінюються в межах від  $50$  до  $500$   $см^3$ . Зменшення об'єму порожнини лінії керування до  $50$   $см^3$  позитивно впливає на підвищення стійкості гідропривода, чутливого до навантаження, а також поліпшує якість процесу керування, підвищуючи його швидкодію та зменшуючи коливальність.

Водночас слід зазначити, що збільшення об'єму порожнини лінії керування відносно несуттєво зменшує об-

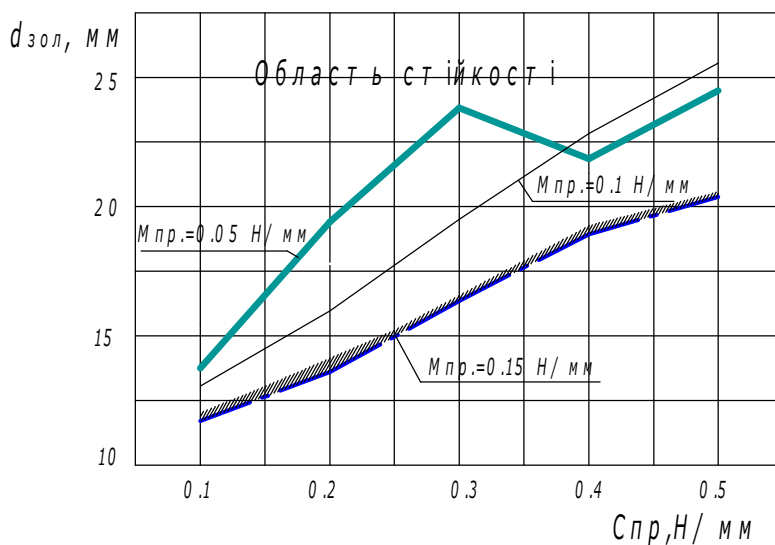


Рисунок 10 — Вплив моменту навантаження на гідромоторі на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження



ласть стійкості, але при цьому значно зростають коливальність та час регулювання, що призводить до виникнення режимів роботи гідропривода, неприйнятних з точки зору відповідності технічним умовам роботи сільськогосподарських машин.

Істотний вплив на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження, мають відстані  $b_1$  та  $b_2$  до упорів, які обмежують переміщення золотника розподільника. На рисунку 8 показано межі стійкості гідропривода, чутливого до навантаження, при змінній відстані  $b_1$  до упору, який обмежує рух золотника при його переміщенні ліворуч, в границях від 1 до 5 мм.

Навантаження на валу гідромотора також відчувається на роботі гідропривода, чутливого до навантаження. Як свідчать зображені на рисунку 10 розраховані межі стійкості, збільшення моменту навантаження на валу гідромотора від 0,05 до 0,15 Н/мм суттєво змінює область стійкості, зменшуючи критичні значення діаметра золотника при жорсткості пружини  $C_{пр} = 0,1$  Н/мм практично вдвічі, що позитивно впливає на умови роботи даного гідропривода під навантаженням.

В результаті математичного моделювання було обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри золотникового розподільника потоку, який дозволяє відслідковувати і реагувати на зміну величини навантаження на гідромоторі, шляхом зміни витрат робочої рідини через дроселюючі щілини.

### Висновки

На основі аналізу 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.

В результаті моделювання нелінійної математичної моделі гідропривода, чутливого до навантаження, та застосування чисельного методу розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь, визначено умови стійкості роботи гідропривода.

Визначено, що найбільший вплив на стійкість гідропривода блочно-порційного відокремлювача мають діаметр золотника  $d_{зол}$ , жорсткість пружини  $C_{пр}$ , площа  $f_{др}$  дроселя керування, початкове відкриття робочих вікон  $l_1$  і  $l_2$ , а також настройка упорів, які обмежують хід золотника.

### Література

1. Ratushna, N. Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції / N. Ratushna, I. Mahmudov, A. Kokhno, MOTROL 2007. — № 9А, 119-123.
2. Jonson, G. Load-sensing systems control speed accurately / G. Jonson // *Hydraulik & Pneumatics*. — MARCH 1995. — P. 33-36.
3. SB 12LS — Wegeventile von Bosch: Katalog, 198 p.
4. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters // Bosch Rexroth AG. — 2001 RE 98071.

5. Бондарь, В.А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В.А. Бондарь // *Вибрации в технике и технологиях*. — 2003. — №4 (30). — С.1—25.

6. Козлов, Л. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження, мобільних робочих машин / Л. Козлов, Л. Крещенський,

Петров, О. // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. — 2007 — №36. — С. 74—76.

7. Вплив величин керуючих перепадів на динамічні характеристики гідропривода, чутливого до навантаження / [Л.Козлов, О. Гайдамак, О. Петров, В.Брейнер]. // *Промислова гідравліка і пневматика*. — 2008 — №2(20). — С.69—72.

8. Козлов, Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS — регулюванням: дис...канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович. — Вінниця, 2000 р. — 320 с.

9. Сахно, Ю.А. Влияние переменной нагрузки на синхронность привода с делителем потока / Ю.А. Сахно // *Гидропривод и гидропнеumo-автоматика*. — К.: 1981, Вып.17. — С.83—86.

10. Хохлов, В.А. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова и др.. — М.: Машиностроение, 1971. — 431 с.

11. Декларацийний патент України на корисну модель № 80958 У, МПК E02F 9/22 / Гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів / Іванов М.І., Переяславський О.М., Руткевич В.С., Зінєв М.В., Шарий А.І.; заявник та патентовласник Вінницький національний агрн. університет. — № у 2013 00965; заявл.28.01.13; опубл. 10.06.2013, Бюл. №21.

12. Иванов, Н. Математическая модель гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов/ Н. Иванов, С. Шаргородский, В. Руткевич // *MOTROL 2013*. — Vol.15. — No 5. — 83—91.

### References

1. Ratushna, N. Metodychni pidkhody do stvorennia novoi silskokhospodarskoi tekhniki u vidpovidnosti z vymohamy rynku naukoiemnoi produktsii / N.Ratushna, I. Mahmudov, A.Kokhno, MOTROL 2007. — № 9А. — 119-123.
2. Jonson, G. Load-sensing systems control speed accurately / G. Jonson // *Hydraulik & Pneumatics*. — MARCH 1995. — P. 33-36.
3. SB 12LS — Wegeventile von Bosch: Katalog, 198 p.
4. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters // Bosch Rexroth AG. — 2001 RE 98071.
5. Bondar, V.A. Sustema Load-Sensing v selskokhoziaistbennoi tekhnike / V. A. Bondar // *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiiakh*. — 2003/ — №4 (30). — S.19—25
6. Kozlov, L. Optimizatsiia konstruktyvnykh parametriv hidrorozpodilnyka dlia hidropryvodiv, chutlyvykh do



navantazhennia, mobilnykh robochikh mashin / L. Kozlov, L. Kreshchenskyi, O. Petrov. // Visnyk Kharkivskoho natsionalno avtomobilno-dorozhnoho universytetu. — 2007 — №36. — S.74-76.

7. Vplyv velychyn keruiuchykh perepadiv na dynamichni kharakterystyky hidropivodu, chutlyvoho do navantazhennia / [L. Kozlov, O. Haidamak, O. Petrov, B. Breiner] // Promyslova hidravlika i pnevmatyka. — 2008 — №2(20), S. 69—72.

8. Kozlov, L.H. Vdoskonalennia system keruvannia hidropivodiv z LS-rehuliuivanniam: dys...kand. tekhn. nauk: 05.02.03 / Kozlov Leonid Hennadiiovych. — Vinnyzia, 2000 — 320 s.

9. Sakhno, Y.A. Vliianie peremennoi nagruzki na sinchronost pivoda s delitelem potoka / Y.A. Sakhno // Hidropivod i hidropnevmatika. — K. 1981. Vyp.17. — S.83—86/

10. Khokhlov, V.A. Elektrohivavlicheskie slediashchie sistemy/ V.A. Khokhlov, V.N. Prokofiev, N.A. Borysova i dr.. — M.: Mashinnostroenie, 1971. — 431 s.

11. Deklaratsiinyi patent Ukrainy na korysnu model № 80958 U, MPK E02F 9/22 /Hidravlichnyi pryvod blochno-porziinogo vidokremlivacha konservovanykh kormiv / Ivanov M.I., Pereiaslavskyi O.M., Rutkevych V.S., Zinev M.V., Sharyi A.I.; zaiavnyk ta patentovlasnyk Vinnytskyi natsionalnyi ahraryni universytet — № u 2013 00965; zaiavl..28.01.13; opubl. 10.06.2013, Bial. № 21.

12. Ivanov, N. Matematicheskaia model hidropivoda blochno-portsionoho otdelitelia konservovanykh kormov / N. Ivanov, S. Sharhorodskyi, V. Rutkevych // M0TROL 2013. — Vol.15. — No 5. — 83—91.

Надійшла 11 квітня 2013 року

УДК 631.363:621.86.068:62-82

**ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА ДЛЯ ГИДРОПРИВОДА БЛОЧНО-ПОРЦИОННОГО ОТДЕЛИТЕЛЯ, ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО К НАГРУЗКЕ**

**Н.И. Иванов, В.С. Руткевич**

Разработана конструкция золотникового распределителя потока для гидропривода блочно-порционного делителя, чувствительного к нагрузке. Описаны рабочие процессы в распределителе потока рабочей жидкости. Показано, что на динамические характеристики гидропривода, чувствительного к нагрузке, влияют конструктивные параметры золотникового распределителя потока, который реализует обратную связь. Даны рекомендации по выбору конструктивных параметров золотникового распределителя потока.

*Ключевые слова:* гидропривод, делитель потока, блочно-порционный отделитель, математическая модель, расход жидкости, насос, гидромотор.

UDC 631.363:621.86.068:62-82

**OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF STREAM DIVIDER FOR HYDRAULIC DRIVE OF BLOCK-PORION OUT, IN THE LOAD — SENSING**

**M.I. Ivanov, V.S. Rutkevych**

The design flow for stream divider actuator, pressure-sensitive block-batch separator. We describe the workflows in the fluid flow distributor. It is shown that the stream divider characteristics of hydraulic drives, sensitive design parameters affect the load spool dilylnyka flow that implements feedback. The recommendations on the choice of design parameters stream divider flow.

*Key words:* hydraulic drive, stream divider, block-portion out loading, mathematical model, flow rate, pump, hydraulic motor.



## **ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ ГЕННАДІЙ ЙОСИПОВИЧ**

**(до 70-річчя з дня народження)**

Народився 27 грудня 1943 року в місті Тбілісі. З 1944 року живе у м. Києві. 1961 року закінчив київську середню школу № 147.

З вересня 1961 року працював мотористом на учбовому аеродромі Київського інституту цивільної авіації, поєднуючи роботу з навчанням на заочному факультеті інституту. З 1962 року – студент стаціонару Київського інституту інженерів цивільної авіації (КІЦА).

У 1967 році після закінчення з відзнакою механічного факультету Київського інституту інженерів цивільної авіації, працював в науково-дослідній лабораторії інституту на кафедрі гідравліки, гідравлічних і пневматичних пристроїв літальних апаратів на посадах інженера, старшого інженера, старшого наукового співробітника.

У 1974 році Г.Н. Зайончковський захистив кандидатську дисертацію під керівництвом професора Т.М. Башти. З 1978 по 1992 рік – завідувач галузевої науково-дослідної лабораторії при кафедрі гідрогазових систем повітряних суден КІЦА. У 1981 році йому присвоєно вчене звання старшого наукового співробітника. З березня 1992 року для завершення роботи над докторською дисертацією, Г.Н. Зайончковського переведено на посаду старшого наукового співробітника кафедри. З 1993 по 1995 він є провідним науковим співробітником кафедри.

У 1993 році захистив докторську дисертацію з питань контролю і діагностики систем авіаційного гідроприводу. З 1996 року Г.Н. Зайончковський обіймає посаду професора кафедри гідрогазових систем повітряних суден. У 2001 році йому присвоєно вчене звання професора. З липня 2003 року – завідувач кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету.

Г.Н. Зайончковський є Президентом Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики з 2001 р. Основний напрям наукової діяльності – надійність і діагностика систем авіаційного гідроприводу. Підготував 4-х кандидатів наук. Автор понад 140 наукових та науково-методичних праць, серед яких 11 монографій і навчальних посібників.

**Редакція журналу “Гідравліка і пневматика” щиро вітає  
Геннадія Йосиповича Зайончковського з ювілеєм і бажає здо-  
ров'я і творчої наснаги в його науковій діяльності**