

де  $\rho$  – щільність робочої рідини.

Звідси узагальнююча сила дорівнює:

$$F = m \frac{\rho \pi^2 \delta^2 D^4 L^2}{32} + kL + c\delta \frac{\pi D^2}{4} L.$$

Виведене рівняння пов'язує сили, що діють на поршень гідравлічного енергоакумулятора з геометричними параметрами гідросистеми та фізичними параметрами робочої рідини.

**Висновки.** Таким чином, запропонована гідроавтоматична система землерийної машини обладнана гідравлічним енергоакумулятором дозволяє акумулювати потенційну енергію опору ґрунту при його розробці та зменшувати витрати енергії на розробку ґрунту без застосування додаткових джерел енергії, які потребують періодичного поповнення ззовні.

### Список літератури

1. Горбатюк Є.В. Аналіз тенденцій розвитку розпушуючих агрегатів / Є.В. Горбатюк, Т.В. Шевченко // Техніка будівництва: науково-технічний журнал, – К.: КНУБА, 2008. – Вип. 21 – С. 5-10.
2. Toshov J. V. Questions modeling of dynamics of drilling tools on the bottom hole. / J. V. Toshov, M. K. Shukurov // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. Vienna. 1-2 (1) 2014, – pp. 116-122.
3. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник / [Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков] – К.: КНУБА, МОНУ, 2015. – 340с.
4. Навроцкий К.Л. / Теория и проектирование гидро- пневмоприводов / Учебник для студентов вузов по специальности “Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика”. – М.: Машиностроение. 1991. – 334 с.
5. Пелевін Л.Є. Підвищення надійності і довговічності приводів динамічних робочих органів будівельної техніки на основі стендових випробувань: Монографія / Л.Є. Пелевін – К.: Українська академія наук, “МП Леся”, 2008. – 196 с.
6. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть 2: учебн. для студ. высш. уч. зав. / А.А. Яблонский. – М.: Изд-во “Высшая школа”, 3-е исп. и доп., 1966. – 411 с.

621.22

**О.В. Петров, к.т.н., доц.,  
Л.Г. Козлов, д.т.н., проф.,  
М.В. Трофимчук, аспірант**

*Вінницький національний технічний університет*

### **ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА НА СТІЙКІСТЬ РОБОТИ LS-ГІДРОПРИВОДУ**

У мобільних робочих машинах різних типів та призначення широко застосовуються LS-гідроприводи, що, у порівнянні із гідроприводами постійної витрати, забезпечують зменшення втрат потужності у різних режимах роботи гідроприводу [1]. Розробка нових та

удосконалення існуючих схем LS-гідроприводів та відповідних гідроагрегатів до них потребують різноманітних досліджень [2]. Зокрема актуальним є питання забезпечення стійкості роботи гідроприводу, що може бути порушення в результаті зміни конструктивних параметрів гідроагрегатів, що вносяться для удосконалення характеристик гідроприводу [3].

Наприклад, під час аналізу конструкції переливного клапана гідророзподільника з LS-регулюванням (рис. 1), можуть бути рекомендовані такі сполучення параметрів клапана, що забезпечують необхідне значення величини зрівноважувального перепаду тиску  $\Delta p$ . Величина  $\Delta p$  залежить від сполучень значень параметрів переливного клапана, таких як діаметр золотника переливного клапана  $d_K$ , діаметр хвостовика золотника переливного клапана  $d_X$ , жорсткість пружини золотника переливного клапана  $c$ , кут нахилу кромки золотника переливного клапана  $\alpha$ , площа радіальних отворів хвостовика переливного клапана  $f_1$  та площа допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0$  [4]. Вибір сполучень параметрів переливного клапана можна здійснювати лише після того, як буде визначено діапазони їх значень, при яких робота гідроприводу є стійкою.

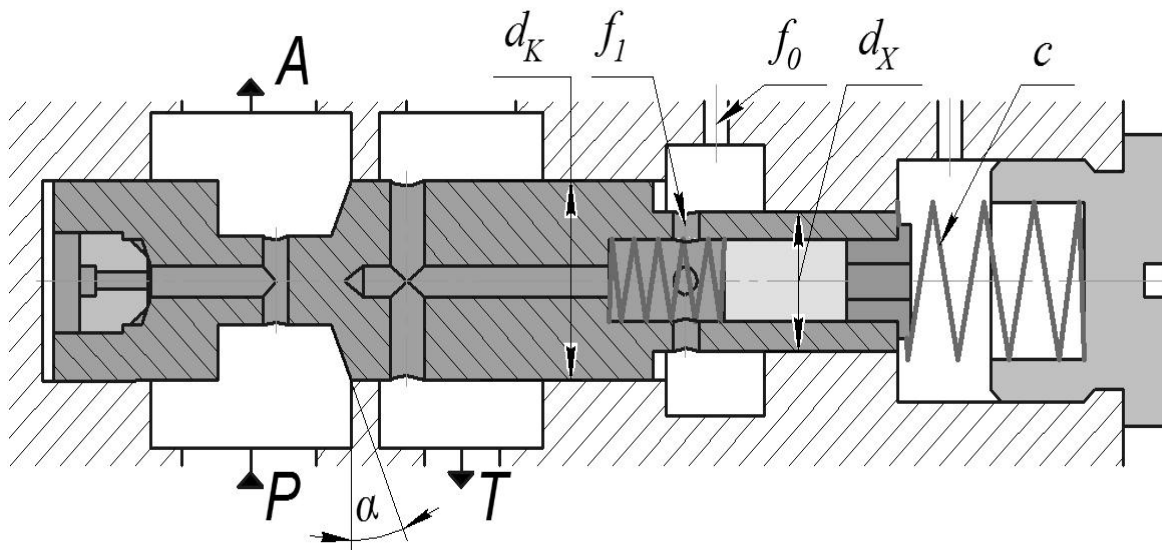


Рисунок 1 – Конструкція переливного клапана

Стійкість роботи гідроприводу залежить від параметрів його елементів та умов роботи. Стійкість може бути оцінена по виду перехідних процесів при різних сполученнях параметрів його елементів та аналізу отриманих результатів. Стійким можна вважати коливальний затухаючий перехідний процес, а нестійким – автоколивальний перехідний процес [5].

При аналізі стійкості перехідних процесів виявляються параметри, зміна яких значно впливає на характер протікання перехідних процесів у гідроприводі. Для визначення діапазону значень параметра, що впливає на стійкість роботи гідроприводу інші параметри беруться при певних фіксованих значеннях.

На основі розробленої математичної моделі LS-гідроприводу, до складу якого входить гідророзподільник із представленим переливним клапаном, проведено математичне моделювання перехідних процесів за допомогою програми MatLAB.

На рис. 2 представлено графік залежності стійкості роботи гідроприводу при зміні параметрів: діаметра золотника переливного клапана  $d_K$ , діаметра хвостовика переливного клапана  $d_X$  та жорсткості пружини, що регулює положення золотника переливного клапана  $c$ .

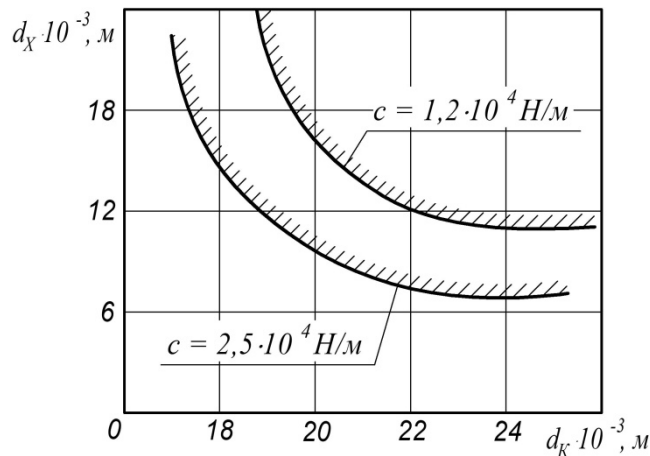


Рисунок 2 – Стійкість гідроприводу при зміні параметрів  $d_K$ ,  $d_X$  та  $c$

З рис. 2 видно, що область стійкості гідроприводу збільшується при збільшенні жорсткості пружини  $c$  переливного клапана, причому забезпечується зменшення діаметрів  $d_K$  та  $d_X$  переливного клапана, що дозволяє зменшити його габаритні розміри.

На рис. 3 представлено графік стійкості роботи гідроприводу при зміні параметрів: площі радіальних отворів хвостовика переливного клапана  $f_1$ , площі допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0$  та величини кута нахилу кромки золотника переливного клапана  $\alpha$ .

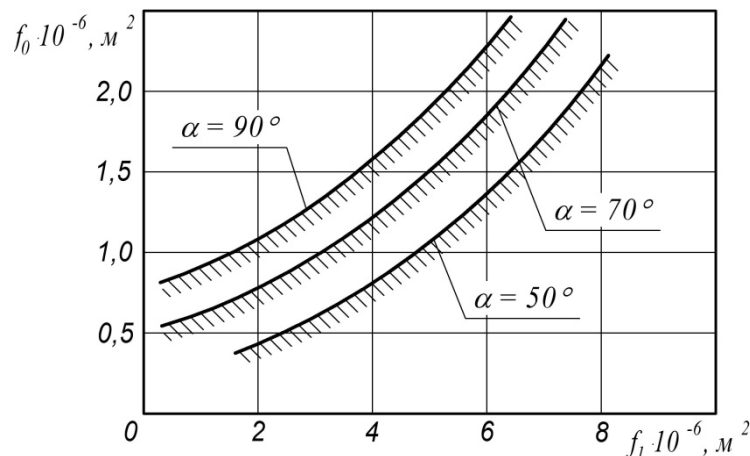


Рисунок 3 – Стійкість гідроприводу при зміні параметрів  $f_1$ ,  $f_0$  та  $\alpha$

З рис. 3 видно, що область стійкості гідроприводу збільшується при збільшенні кута нахилу кромки золотника переливного клапана  $\alpha$ , причому між площею радіальних отворів хвостовика переливного клапана  $f_1$  та площею допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0$  забезпечується співвідношення  $f_1 / f_0 \approx 4:1$ .

Отже, в результаті вивчення перехідних процесів у LS-гідроприводі з гідророзподільником, до складу якого входить переливний клапан, визначено, що використання конструктивних параметрів переливного клапана у діапазонах – діаметр золотника переливного клапана  $d_K = (12...24) \cdot 10^{-3}$  м, діаметр хвостовика золотника переливного клапана  $d_X = (6...16) \cdot 10^{-3}$  м, жорсткість пружини золотника переливного клапана  $c = (1,2...2,5) \cdot 10^4$  Н/м, кут нахилу кромки золотника переливного клапана  $\alpha = 50^\circ \dots 90^\circ$ , площа радіальних отворів хвостовика переливного клапана  $f_1 = (1...7) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, та площа допоміжного дроселя переливного клапана  $f_0 = (0,4...1,6) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> – може забезпечити стійкість роботи гідроприводу.

## Список літератури

1. Бондарь В.А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В.А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця: ВДАУ, 2003. – №4 (30). – С.19-25.
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович – Вінниця, 2000 р. – 320 с.
3. Лозінський Д.О. Дослідження стійкості роботи пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоками / Д.О. Лозінський, С.В. Репінський, О.В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – №3(37). – С.87-90.
4. Петров О.В. Формування величини зрівноважувального перепаду тиску в гідроприводі, чутливому до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника / О.В. Петров, Л.Г. Козлов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – №2.– С.179-184.
5. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.

УДК 630\*377.4

**О. С. Мачуга, к. ф.-м. н, доц.,  
Ю. О. Дацюк, магістр**

*Національний лісотехнічний університет України*

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ ТА ПОЗДОВЖНЬОЇ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ МАШИНАМИ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН НА УХИЛІ**

Експлуатація мобільних машин та механізмів, які рухаються пересіченою місцевістю, пов'язується із небезпекою втрати такими об'єктами поперечної та поздовжньої стійкості. Така небезпека посилюється у випадку наявності локальних стохастичних заглибин чи перешкод на поверхні руху, які спричиняються до раптових непередбачених змін положення машини відносно горизонтальної площини. Цей фактор у значній мірі обмежує вибір швидкісних режимів, завдаючи певних обмежень на продуктивність зазначених машин.

Вказані вище небезпеки стосуються мобільної техніки, яка експлуатується на необроблених ґрунтових поверхнях. Це – лісозаготівельні [1], сільськогосподарські [2], дорожньо - будівельні [3] машини, а також машини спеціального призначення [4]. Особливо ретельно слід досліджувати допустимі експлуатаційні режими машин, призначених для перевезення рідинних сумішей, розміщених у великогабаритних ємностях: автоцистерни, бетоновози, обприскувачі для хімічного захисту рослин та внесення рідких добрив тощо. Додаткові небезпеки, пов'язані із втратою поперечної та поздовжньої стійкості, виникають унаслідок гідродинамічних ефектів, які виявляються можливістю переміщення рідинних мас всередині резервуара під час наїзду машини чи самохідного механізму на випадкову перешкоду. Такі гідродинамічні ефекти підсилюються у випадку, коли резервуар не повністю заповнений рідиною, що посилює рухливість рідини відносно центру мас машини в цілому. Вказаний ефект є характерним для обприскувачів та пожежних самохідних механізмів.