

Список літератури

1. Єременко Р.О. Сучасна методика проектування авіаційних гідросистем / Р. О. Єременко // Промислова гідравліка і пневматика : XIX Міжнародна наук.-техн. конф. АС ППІ, 25 – 28 вересня 2018 р. : матеріали конференції – Львів : 2018. – С.96–97.
2. J. Søndergaard, "Optimization using surrogate models," Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Kgs. Lyngby, 2003, p.9–10.

УДК 621.22

Є.В. Горбатюк, к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури

РОЗРОБКА ГІДРОАВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ, ЯКА ОБЛАДНАНА ГІДРАВЛІЧНИМ ЕНЕРГОАКУМУЛЯТОРОМ

Вступ. Гідравлічний привод одержав широке застосування на підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх і меліоративних машинах. Цьому сприяють переваги приводів такого типу, основними з яких є плавність і рівномірність руху робочих органів, можливість забезпечення великих передатних відношень, можливість безступеневого регулювання швидкостей у широкому діапазоні, легкість стандартизації та уніфікації основних елементів, невелика вага та малі габарити устаткування, простота запобіжних пристроїв і їхня висока надійність, легкість керування і регулювання, самозмащення устаткування.

Гідравлічний привод застосовують у багатьох машинах для привода робочого обладнання, колісного або гусеничного рушія, виносних опор і рульового керування.

Аналіз публікацій. В землерийних машинах для накопичення енергії робочої рідини в гідроавтоматичних системах застосовують гідроаккумулятори, які накопичують енергію шляхом деформування пружних елементів. В гідроаккумуляторі сила ваги, пружна сила або сила стисненого газу визначають величину гідравлічного тиску, оскільки всі сили знаходяться в рівновазі [1 – 4].

Недоліком даних технічних рішень є невисока продуктивність розробки ґрунту та гідравлічні удари через те, що енергоаккумулятор гідравлічної схеми має одну робочу камеру та не має рухомого поршня між робочими камерами.

Мета і постановка задачі. Метою роботи є розробка моделі роботи гідроавтоматичної системи землерийної машини обладнаної гідравлічним енергоаккумулятором для запобігання гідравлічних ударів та зменшення витрат енергії при руйнуванні ґрунту робочими органами.

Поставлена задача вирішується шляхом введення в конструкцію гідравлічного енергоаккумулятора, що дозволяє здійснити рекуперацію енергії стисненої робочої рідини та запобігає гідравлічним ударам.

Розробка гідроавтоматичної системи землерийної машини, яка обладнана гідравлічним енергоаккумулятором.

Рух виконавчих органів землерийних машин, особливо при руйнуванні ґрунту, піддається багатьом робочим навантаженням. Ці робочі навантаження можна звести до однієї узагальнюючої сили F , яка впливає на гідроавтоматичну систему землерийної машини [5].

При встановленні гідравлічного енергоаккумулятора в систему, узагальнююча сила починає взаємодіяти з поршнем енергоаккумулятора та впливати на його рух у гідравлічній схемі.

Рух механічної системи в енергоакумуляторі гідравлічної схеми можна описати за диференціальним рівнянням Лагранжа другого роду.

Система в енергоакумуляторі має одну ступінь свободи так як її положення визначається одним параметром. Таким параметром служить переміщення центра ваги поршня x (рис. 1).

Так як система, яка розглядається має одну ступінь свободи, то ми будемо мати для неї одно рівняння Лагранжа другого роду [6]:

$$F = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x} + \frac{\partial E_p}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}}, \quad (1)$$

де x – переміщення поршня; E_k – кінетична енергія системи; E_p – потенційна енергія системи; Φ – дисипативна енергія системи.

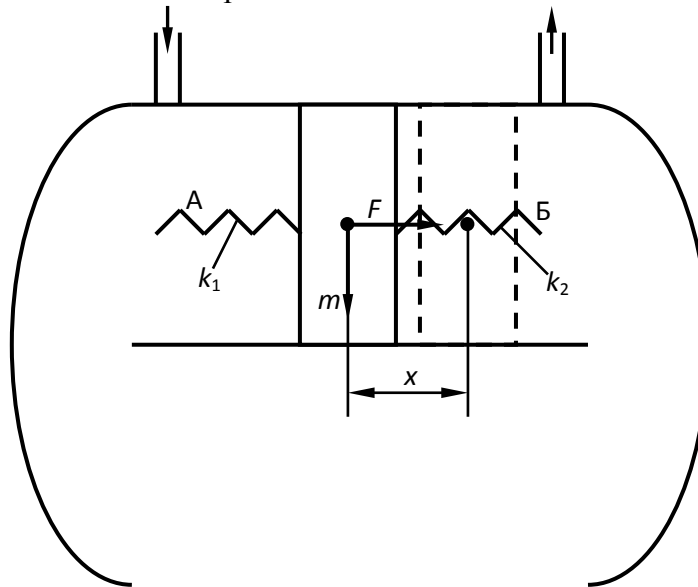


Рисунок 1 – Схема гідравлічного енергоакумулятора гідравлічної системи землерийної машини

Обчислимо узагальнюючу силу F , яка відповідає узагальнюючій координаті x . Для цього надаємо можливе переміщення системі, яке відповідає зміні координати x на досі малу величину δx .

Кінетична енергія системи складається з кінетичної енергії поршня (кінетична енергія робочої рідини дорівнює нулю). Шток рухається плоскопаралельно, тому:

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2,$$

де m – маса поршня; \dot{x} – швидкість центра ваги поршня. Знаходимо похідні кінетичної енергії системи:

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} &= m \dot{x}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right) &= m \ddot{x}; \quad \frac{\partial E_k}{\partial x} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де \ddot{x} – прискорення центра ваги поршня.

Потенційна енергія системи дорівнює:

$$E_p = \frac{1}{2}k(x_i - x_0)^2,$$

де k – коефіцієнт жорсткості пружин; x_0 – початкове положення центра ваги поршня; x_i – кінцеве положення центра ваги поршня.

Коефіцієнт жорсткості пружин складається з двох коефіцієнтів:

$$k = k_1 + k_2,$$

де k_1, k_2 – жорсткості відповідно пружин А та Б (рис. 1).

Похідна кінетичної енергії дорівнює:

$$\frac{\partial E_p}{\partial x} = k(x_i - x_0). \quad (3)$$

Дисипативна енергія системи залежить від опору робочої рідини на стиснення:

$$\Phi = \frac{1}{2}c(\dot{x}_i - \dot{x}_0)^2,$$

де c – коефіцієнт стиснення (демпфування) рідини; \dot{x}_0 – початкова швидкість переміщення робочої рідини; \dot{x}_i – кінцева швидкість переміщення робочої рідини.

Знайдемо похідну дисипативної енергії системи:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} = c(\dot{x}_i - \dot{x}_0). \quad (4)$$

Підставляючи рівняння (2), (3) та (4) у рівняння Лагранжа другого роду (1) знаходимо узагальнюючу силу:

$$F = m\ddot{x} - 0 + k(x_i - x_0) + c(\dot{x}_i - \dot{x}_0). \quad (5)$$

Приведемо рівняння (5) до геометричних параметрів гідросистеми.

Довжина переміщення поршня:

$$L = (x_i - x_0).$$

Швидкість переміщення поршня:

$$V = \delta \frac{\pi D^2}{4} L,$$

де δ – коефіцієнт зменшення об'єму робочої рідини, який залежить від робочого тиску в системі; D – діаметр поршня.

Прискорення переміщення поршня згідно рівняння Бернуллі:

$$\ddot{x} = \frac{\rho V^2}{2} = \frac{\rho \pi^2 \delta^2 D^4 L^2}{32},$$

де ρ – 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 гідравтоматична 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