

СЕКЦІЯ 3 «РОБОЧИ ПРОЦЕСИ ТА СИСТЕМИ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ»

УДК 621.646.94

Андренко П.М., докт. техн. наук, професор,
Кулініч К.О., магістрант,
Національний технічний університет «ХПІ», andrenko1947@gmail.com
Свинаренко М.С., канд. техн. наук, доцент,
Харківський національний університет будівництва та архітектури, maksim@ua.fm

УДОСКОНАЛЕНИЙ ПРИСТРІЙ ГАСІННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ УДАРІВ

У доповіді розглядаються засоби захисту гідравлічних мереж та систем від гідравлічних ударів, які виникають внаслідок несанкціонованого відключення або позаштатного включення насосів напірних гідросистем, некоректного маневрування запірно-регулюючою арматурою, аварійного спрацьовування відсічних клапанів тощо. Наведена класифікація способів та засобів захисту від гідравлічних ударів [1]. Зазначено, що існуючі засоби захисту від гідравлічних ударів не завжди гарантують надійний захист, особливо при роботі гідравлічних мереж на гетерогенних робочих середовищах. Доведено, що на сьогодні перспективний засіб гасіння гідравлічних ударів повинен бути активним, прямої дії з транспортуванням рідини без її скиду, та застосуванням зворотного клапана та елементів збудованих з використанням гідро- аеродинамічних ефектів і які не містять рухомих частин.

Нами розроблено новий пристрій гасіння гідравлічних ударів, рис. 1, особливістю якого є використання ефектів інтерференції хвиль та вихрового [2].

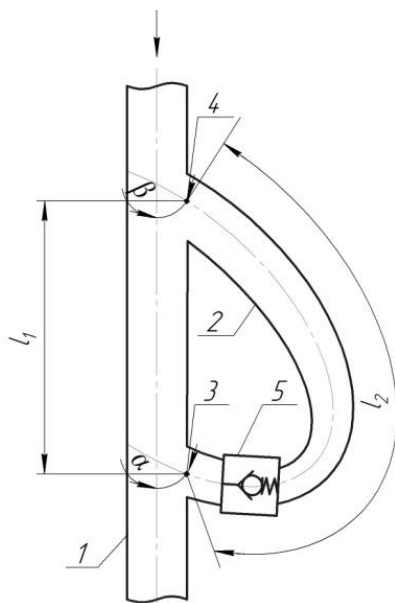


Рис. 1 – Пристрій гасіння гідравлічних ударів: 1 – прямолінійна ділянка труби постійного діаметра; 2 – байпасний канал постійного діаметра; 3, 4 – вхід і вихід байпасного каналу; 5 – зворотний клапан

У байпасному каналі 2 на відстані рівній 2...5 діаметрів від його входу 3 встановлено зворотний клапан 5. Кут α між віссю труби постійного діаметра і віссю байпасного каналу у місці входу становить 10...30°, а кут β в місці виходу 83...86°. Довжина байпасного каналу 2 – l дорівнює сумі довжин байпасного каналу від його входу 3 до його виходу 4 – l_2 та еквівалентній довжині байпасного каналу обумовленої місцевим опором

зворотного клапана – $l_{\text{эф}}$ і які в сумі становлять половину, або трохи більше, хвилі можливого гідравлічного удару – $l = l_2 + l_{\text{эф}} \geq 1/2 \lambda$. У зворотному клапані 5 встановлена пружина змінної жорсткості яка дозволяє пропорційно, залежно від підвищення тиску можливого гідравлічного удару його відкривати, змінюючи таким чином еквівалентну довжину байпасного каналу, це дозволяє підстроюватися до параметрів можливого гідравлічного удару. Він може бути вбудований у широку гаму промислового технологічного обладнання без його перероблення.

Оцінку технічного рівня пристрою для гасіння гідравлічних ударів проводили за запропонованим нами критерієм [3]:

$$K = \frac{l \eta \tilde{P} \tilde{C} k_{\text{ext}}}{g L_T C_v k_w D_f \bar{L}_{m \text{ дБА}}}. \quad (1)$$

де l – характерний розмір, діаметр умовного проходу;

$\tilde{P} \tilde{C}$ – імовірність безвідмовної роботи;

k_{ext} – критерій надмірного перевантаження

$$k_{\text{ext}} = \frac{P_{\text{max}}}{[n_\sigma] p_H}, \quad (2)$$

де p_{max} і p_H – відповідно максимальний і номінальний тиски;

$[n_\sigma]$ – коефіцієнт запасу міцності;

L_T – характеристичний габаритний розмір;

C_v – швидкісний показник;

k_w – коефіцієнт компактності (маса яка припадає на одиницю об'єму)

$$k_w = \frac{m}{w}, \text{ кг/м}^3, \quad (3)$$

де w – об'єм який займає гаситель, м³;

D_f – добротність гасителя

$$D_f = \frac{2 \pi f_0 E}{P_{\text{роз}}}, \quad (4)$$

Де f_0 – резонансна частота коливань;

E і $P_{\text{роз}}$ – відповідно енергія яка запасена коливальною системою і потужність яка розсіюється;

$\bar{L}_{m \text{ дБА}}$ – відносний рівень шуму;

$$\bar{L}_{m \text{ дБА}} = \frac{L_{m \text{ дБА}}}{L_{m0 \text{ дБА}}}, \quad (5)$$

де $L_{m \text{ дБА}}$ і $L_{m0 \text{ дБА}}$ – відповідно рівень шуму при роботі гасителя і базовий рівень шуму – рівень шуму у конструкторському бюро.

Розрахунки за критерієм (1) показали, що для розробленого гасителя він, як мінімум на 20 % більший ніж для існуючих, а отже його технічний рівень вище.

Список посилань

1. Андренко П.М. Перспективні засоби захисту гідравлічних мереж та систем від гідравлічних ударів / П.М. Андренко, К.О. Кулініч, В.В. Ендеко // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця 3–6 жовтня 2017 р. : матер. конфер. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С. 58.

2. Пристрій гасіння гідравлічних ударів в трубопроводі. Патент України на корисну модель, F16L 55/045, № 116104. / Єфімов О.В., Андренко П.М., Кулініч К.О., Лебедєв А.Ю.: // заявник і

патентовласник Єфімов О.В., Андренко П.М., Кулініч К.О., Лебедєв А.Ю. – № u201611304; заявл. 08.11.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9.

3. Андренко П.М. Новий критерій оцінки технічного рівня елементів систем гідроприводів // Андренко П.Н., Лебедєв А.Ю. / Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2018): матеріали тез доповідей VIII Міжнародної наук.-прак. конф. (10–12 трав. 2018 р., м. Чернігів). – Чернігів: ЧНТУ, Т.1, 2018.– С. 217–220.

УДК 62-82:631.3:621.659

Іванов М.І., канд. техн. наук, професор

Ковальова І.М., асистент

Вінницький національний аграрний університет, mosgv@ukr.net

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ АКСІАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА ТИПУ PVC

Сучасні тенденції росту рівня гідрофікації сільськогосподарських машин гостро ставлять питання підвищення енергоефективності та економічності гідравлічного обладнання. Найбільш ефективним на даний час є застосування LS-гідросистем, що дає можливість скорочувати кількість гідравлічного обладнання, а також економно використовувати енергетичні можливості самохідної машини.

Одним з основних елементів LS-гідросистеми є регульований аксіальний роторно-поршневий насос, подача якого в процесі роботи самохідної машини автоматично регулюється LS-регулятором у відповідності зі зміною витрати робочої рідини виконавчими гідродвигунами.

Сигнал LS-регулятора керує кутом нахилу похилого диска, а відповідно, і зміною подачі насоса. Умови роботи гідростатичних підшипників опор цапф похилого диска ускладнюються нерівномірністю сил, що діють на цапфи, в результаті чого спостерігається порушення умови рідинного тертя, що, в свою чергу, призводить до неточності кута повороту похилого диска.

Моделювання роботи механізму похилого диска дозволить встановити раціональні параметри системи гідростатичних опор. Розрахункову схему подано на рис. 1.

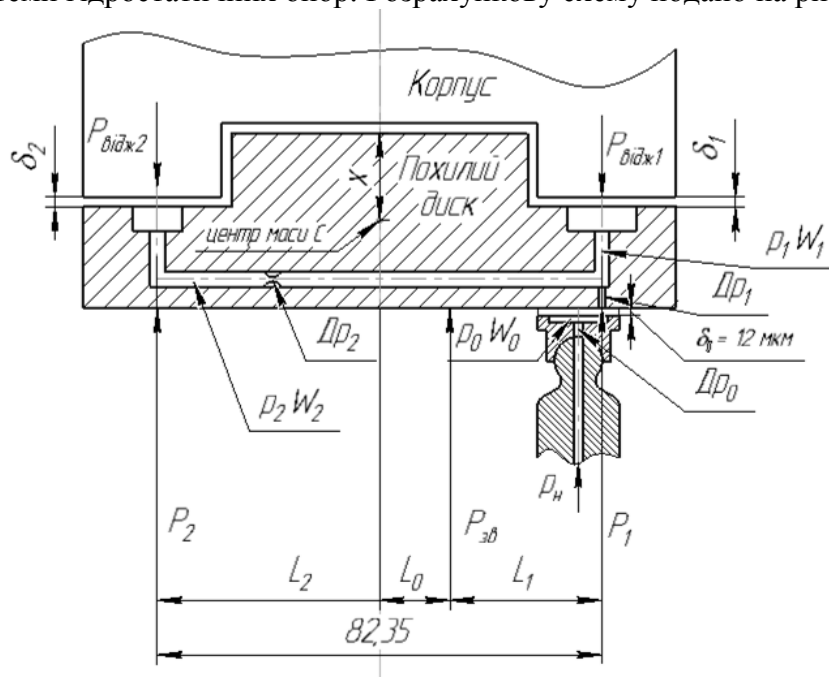


Рис.1 – Розрахункова схема гідростатичного підшипника похилого диска аксіального роторно-поршневого насоса типу PVC 1.63