

2. Duparchy, F. et al. Mechanical impact of dynamic phenomena in Francis turbines at off design conditions // J. Phys.: Conf. Ser. 813 012035, 2017.

3. Xavler, Esclaer, et al. Detection of cavitation in hydraulic turbines // Mechanical system and signal processing. Vol.20. 2006. 983-1007.

4. Завьялов, П.С. Численные исследования пульсационных характеристик в гидротурбинах [Текст] / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, С.М. Шишатский // «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье»: Сб. научн. трудов ХГПУ. – Харьков, 1997. – Ч.2. – С. 112-116.

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДІАМЕТРУ ДРОСЕЛЯ В КОРПУСІ ПОХИЛОГО ДИСКА НА РОБОТУ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

В сучасних сільськогосподарських машинах набули широкого застосування магістральні гідроприводи, в яких робоча рідина подається до гідродвигуна від гідромагістралі, що не входить до складу конкретного гідропривода. Це вимагає відповідного гідравлічного обладнання, пристосованого до роботи в даних умовах. В зв'язку з цим ряд підприємств України впроваджує у виробництво нові конструкції гідроагрегатів, які відповідають світовим тенденціям гідрофікації сільськогосподарських машин. До такого обладнання відносяться регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси типу PVC 1 виробництва ПрАТ «Гідросила АПМ» (м. Кропивницький).

Ефективна робота насоса PVC 1.63 можлива при забезпеченні нормальної роботи підшипникового вузла цапфи, що виключає можливість зупинок та гальмування при повороті похилого диска (люльки). Подача рідини до гідростатичного підшипника виконується впорскуванням рідини від поршнів блока циліндрів до змащувальних камер 1 і 2. Розрахункову схему подано на рис. 1.

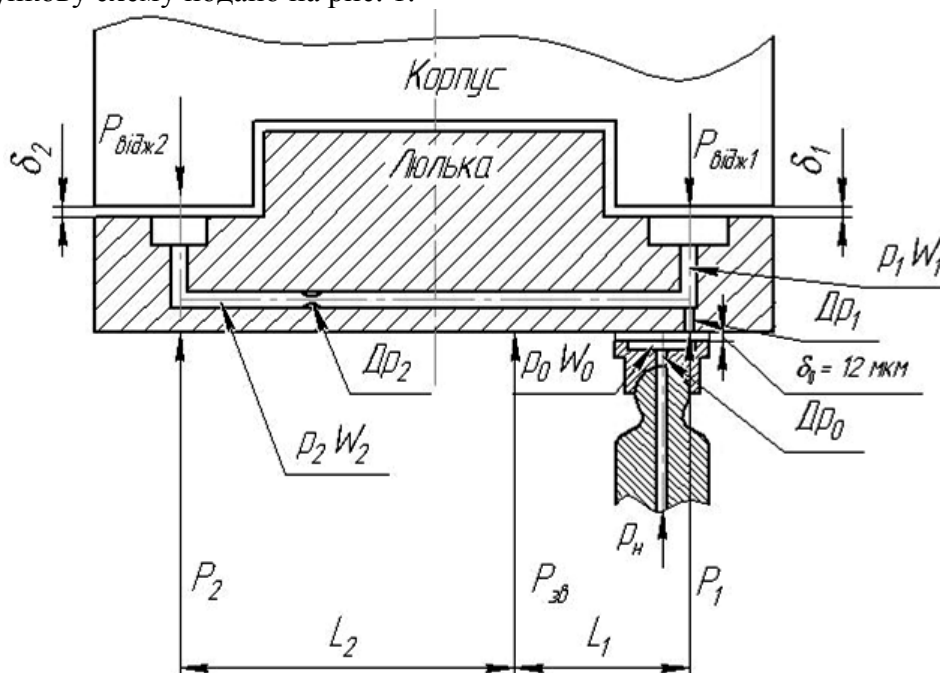


Рис.1 – Розрахункова схема гідростатичного підшипника похилого диска роторнопоршневого насоса типу PVC 1.63

Похилий диск перебуває під час роботи під дією значних за своєю величиною сил – сили P_1 , P_2 притискання цапф люльки до ложементу в корпусі, що створюється поршнями блоку циліндрів, а також сили, яку створює поршень системи управління нахилом люльки. Силова дія $P_{зв}$ на похилий диск визначається сумарною дією поршнів, які знаходяться під тиском. В зв'язку з тим, що при обертанні блока циліндрів точки прикладання сили $P_{зв}$ з боку окремих поршнів змінюють свої координати, також періодично змінює своє положення точка прикладання зведеної сили. Це може бути однією з причин коливання похилого диска. Зазначені сили при тискові, наближеному до номінального (25 МПа), створюють значну силу притискання цапф до поверхні ложементу, яка при відповідних умовах – відсутності рідинного тертя, може викликати зупинку похилого диска.

Рух похилого диска визначається як зазначеними вище силами, так і силою пружини повернення люльки та реакцією з боку ложементу на притискання цапф люльки. Було виконано математичне моделювання роботи насоса PVC 1.63, в результаті якого вивчався вплив діаметра дроселя (на рис.1 позначено $D_{р2}$) на роботу гідростатичного підшипника. При цьому виявлено, що цапфа 1 похилого диска щільно прилягає до корпусу, тобто $\delta_1=0$. А величина відстані δ_2 між корпусом і цапфою 2 змінюється по мірі зміни діаметра дроселя. Нижче представлені графічні залежності δ_2 від діаметра дроселя в режимі реального часу. На рис.2,а показано результати розрахунків при діаметрі дроселя 0,8 мм, а на рис. 2,б – при 2,5 мм.

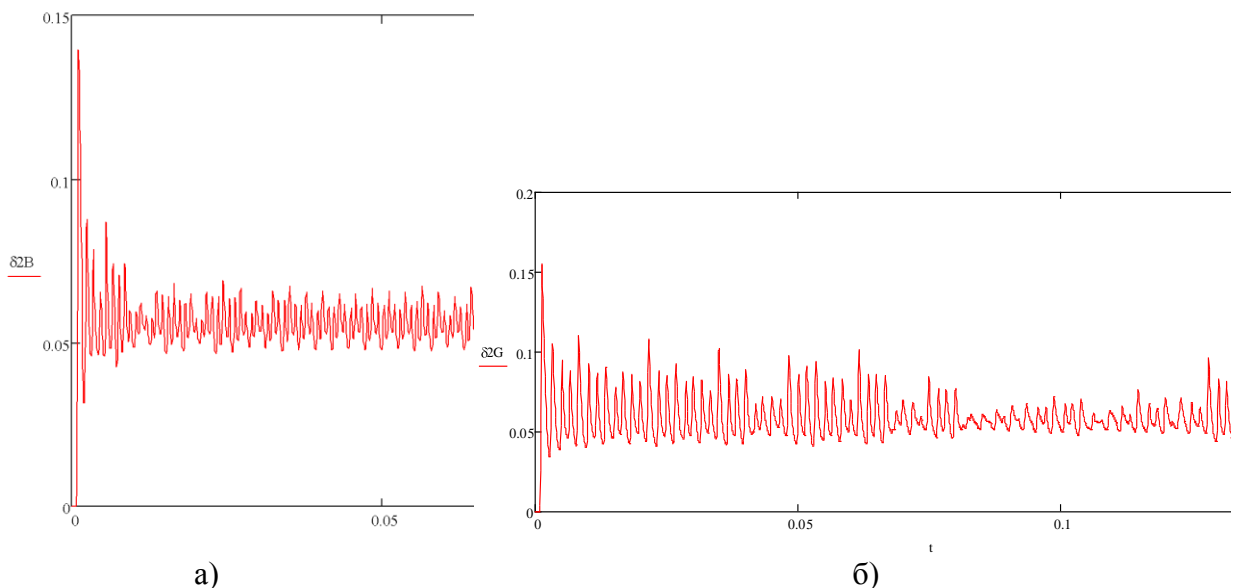


Рис. 2 – Осцилограма коливань зазору між цапфою 2 похилого диска і ложементом:

а) при діаметрі дроселя 0,8 мм

б) при діаметрі дроселя 2,5 мм

Як видно з рис.2, при діаметрі дроселя 0,8 мм коливання носять рівномірний характер, розмах коливань не перевищує 0,02 мм, а при діаметрі 2,5 мм амплітуда коливань змінюється нерівномірно, максимальний розмах до 0,07 мм. Такі коливання негативно впливають на стан похилого диска і на роботу насоса в цілому. Проведений аналіз силових дій на похилий диск [1] свідчить про наявність значних пульсацій зведеної сили $P_{зв}$ та момента на похилому диску, що може призводити до коливань похилого диска та викликати пульсації подачі та тиску на виході насоса. В зв'язку з цим існує необхідність забезпечити належний рівень якості гідростатичних опор, які мають виключити можливість механічних втрат та зношення цапф похилого диска. Існує необхідність по розробленню заходів, спрямованих на демпфірування коливань подачі робочої рідини та

тиску на виході насосів. За результатами досліджень більш доцільним є встановлення дроселя діаметром 0,8 мм.

Список посилань

1. Параметрическое возбуждение пульсаций при работе регулируемого аксиального роторнопоршневого насоса / Н.И. Иванов, А.Н. Переяславский, С.А. Шаргородский, И.М. Ковалёва, Р.А. Гречко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2017. – №2(56). – С. 70–76.

УДК 62-82:631.3:621.659

Іванов М.І., канд. тех. наук, професор
Гречко Р.О., аспірант

Вінницький національний аграрний університет, mosgv@ukr.net

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРОСТАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТИПУ ГСТ90

На сучасному етапі розвитку машинобудування найбільш прогресивним є застосування об'ємних гідроприводів на самохідних машинах. При їх застосуванні можливо досягти стійкої роботи агрегатів в широкому діапазоні числа оборотів, реалізувати безступінчасте регулювання швидкості, що дає можливість найбільш ефективно використовувати потужність двигуна. Широкого застосування на транспортних, дорожніх та сільськогосподарських машин знайшли гідростатичні трансмісії, в яких реалізовано принцип об'ємного регулювання подачі та швидкості. Типовими представниками таких гідроагрегатів є гідростатичні трансмісії, які випускаються ПрАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) [1, 2].

Свого часу підприємством було налагоджено випуск гідростатичних трансмісій за ліцензією Sauer-Sundstrand. На сьогодні технічні рішення, закладені у цю конструкцію, не в повній мірі відповідають сучасним тенденціям розвитку даного напрямку гідравлічного машинобудування. В зв'язку з цим виникає потреба пошуку нових конструктивних рішень, а також проведення досліджень в напрямку оптимізації даних рішень.

В конструктивному плані найбільша увага приділяється удосконаленню клапанної групи елементів гідротрансмісії. На ринку з'явилися конструкції, в яких в одному вузлі об'єднано запобіжний та зворотний клапани, а також замість використання запобіжного клапана прямої дії застосовуються клапани непрямої дії. До числа проблем, які виникають під час експлуатації ГСТ, також відноситься значне вироблення ложементів підшипників насосного агрегата.

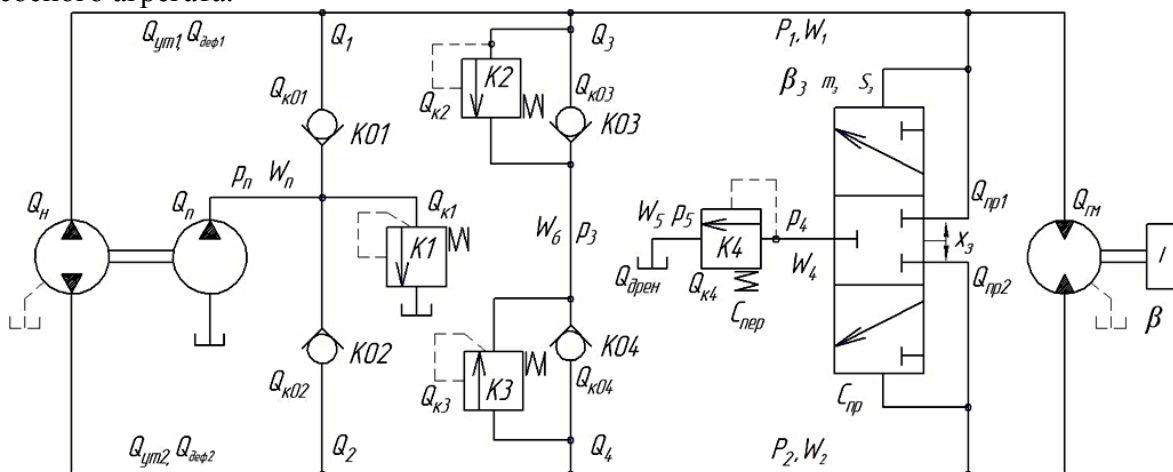


Рис. 1 – Принципіальна схема гідростатичної трансмісії

На початковому етапі досліджень проводиться дослідження роботи ГСТ шляхом математичного моделювання. Розроблена математична модель, яка відповідає