

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТЕРТЯ СПОКОЮ ТА ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ НА ЗОЛОТНИКУ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

¹Вінницький національний технічний університет

У статті описано спосіб визначення експериментальним шляхом сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику клапана. На основі отриманих експериментальних даних знайдено значення сили тертя спокою та апроксимовану нелінійну залежність гідродинамічної сили, що залежить від величини відкриття золотника клапан та витрати робочої рідини через клапан.

ВСТУП

Розробки нових та удосконалення існуючих елементів гідроприводів часто супроводжуються проведенням наукових досліджень, що дозволяють вивчити особливості протікання робочих процесів та характеристики гідроприводу в результаті зміни його параметрів та режимів роботи. Зокрема, для проведення теоретичних досліджень, що включають моделювання робочих процесів у гідроприводі, необхідно керуватися залежностями, що описують особливості конструкції елементів гідроприводу. Значний досвід провідних вчених зі створення математичних моделей різноманітних гідроприводів широко представлений у класичній та сучасній фаховій літературі, що дозволяє виконувати математичний опис практично будь-яких робочих процесів у гідроприводах. Але іноді наявні математичні описи відображають протікання робочих процесів не з достатньою точністю, оскільки не можуть врахувати особливості того чи іншого конструктивного елемента, що зумовлює похибки у результатах математичного моделювання [1, 2]. Для створення та дослідження математичної моделі гідроприводу з оригінальними елементами можна застосувати власні математичні описи, отримані в результаті додаткових досліджень, в тому числі експериментальних [3].

Метою цієї наукової публікації є представлення способу визначення експериментальним шляхом сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника. Визначення цієї залежності дозволить дізнатися реальну величину сили тертя спокою та сформулювати власну формулу розрахунку величини гідродинамічної сили, яка буде враховувати особливості конструкції переливного клапана в умовах його експлуатації в конструкції гідророзподільника. Результати досліджень забезпечать підвищення точності та адекватності математичної моделі гідроприводу, до складу якого входить досліджуваний мультирежимний гідророзподільник.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

На кафедрі ТАМ (ВНТУ) розроблено нову конструкцію мультирежимного гідророзподільника (МГР), для гідроприводів мобільних робочих машин, що забезпечує мінімізацію втрат потужності у гідроприводі під час роботи у режимах розвантаження гідронасоса та витрати гідродвигуна [1,2].

Для визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили, що виникає на золотнику переливного клапана МГР, застосовувався дослідний зразок, фрагмент конструкції якого показаний на рис. 1.

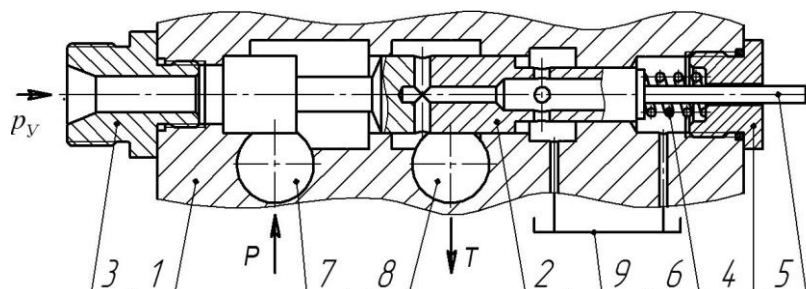


Рисунок 1 – Фрагмент конструкції переливного клапана МГР

До складу досліджуваного фрагмента конструкції переливного клапана МГР входять корпус переливного клапана 1, золотник переливного клапана 2, штуцер подачі робочої рідини 3, пробка з осьовим отвором 4, хвостовик 5, пружина 6, канал нагнітання 7, зливний канал 8 та бак 9.

Стенд для вимірювання сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана МГР представлений на рис. 2 [4,5].

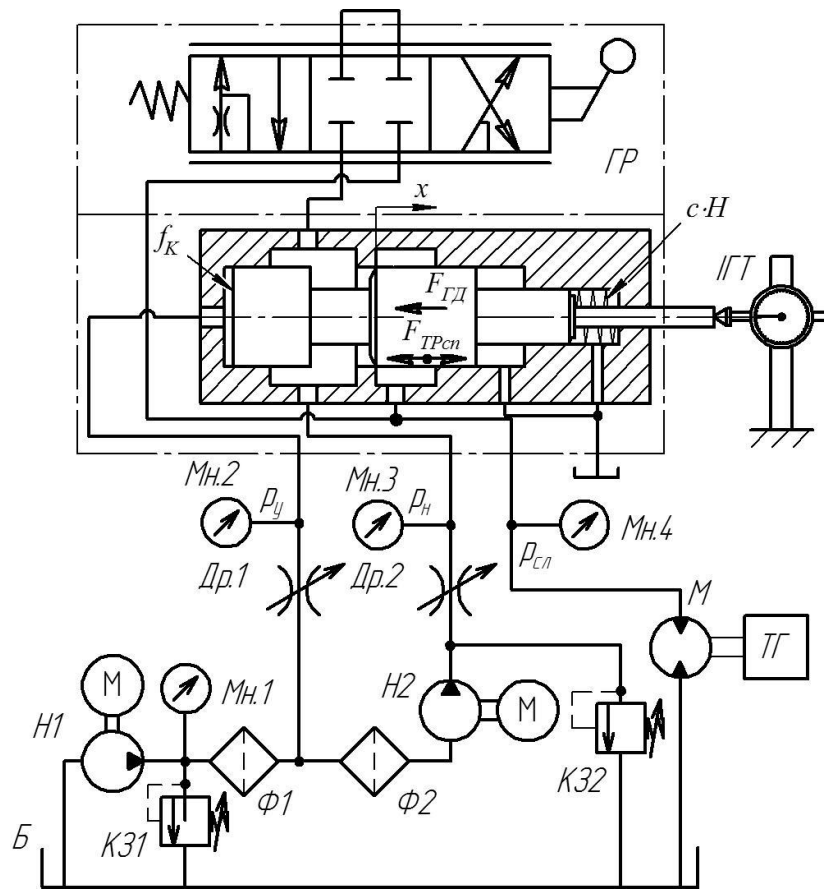


Рисунок 2 – Схема стенда для експериментального визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана МГР

Схема стенда включає такі основні складові: систему живлення, систему реєстрації та переливний клапан. До системи живлення стенда входять: гідронасос підживлення Н1 з робочим об'ємом $q = 100 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, напірні фільтри Ф1 та Ф2 (номінальна тонкість фільтрації до 25 мкм), запобіжний клапан К31, що обмежує значення максимального тиску в гідроприводі в аварійних режимах, основний гідронасос Н2 з робочим об'ємом $q = 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, запобіжний клапан К32 та регульовані дроселі Др.1 та Др.2, а також бак Б.

До системи реєстрації входять: манометри Мн1–Мн4, тахогенератор постійного струму ТГ, що сполучений із гідромотором М, та індикатор годинникового типу ІГТ. Досліджуваним об'єктом є золотник переливного клапана запобіжно-переливної секції МГР. Як робоча рідина використовувалось мастило індустриальне И-50А (густина 901 кг/м^3 , кінематична в'язкість при $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 47...55 сСт).

Під час проведення експерименту з визначення сили тертя спокою золотника переливного клапана подавався тиск p_y на лівий торець золотника переливного клапана, а інші камери переливного клапана були сполучені з баком. Індикатор годинникового типу реєстрував зрушення золотника, при цьому фіксувалася зміна величин тисків за допомогою манометрів. Сила тертя спокою визначалася за умовою рівноваги сил, що діють на золотник переливного клапана:

$$F_{Трсп} = p_y \cdot f_K - c \cdot H, \quad (1)$$

де p_y – тиск, що подається до торця золотника переливного клапана; f_K – площа торця золотника переливного клапана, $f_K = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; c – жорсткість пружини, що регулює положення золотника, $c = 1,3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; H – попереднє стиснення пружини, що регулює положення золотника, $H = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Дослід проводився 30 разів при температурі робочої рідини 24...56 °С з інтервалами часу між дослідями 30...180 с. Обробка результатів вимірювань та визначення величини тертя спокою золотника переливного клапана з певною похибкою та надійністю результату виконані за допомогою критерію Стьюдента [6].

У таблиці 1 подані результати кожного вимірювання $(F_{TPcn})_i$, похибка окремого вимірювання $(\Delta F_{TPcn})_i$ та квадрат похибки окремого вимірювання $(\Delta F_{TPcn})_i^2$, величини тертя спокою золотника переливного клапана.

Таблиця 1 – Результати вимірювань та розрахунків з визначення сили тертя спокою

№	$(F_{TPcn})_i$, Н	№	$(F_{TPcn})_i$, Н	№	$(F_{TPcn})_i$, Н	№	$(F_{TPcn})_i$, Н	№	$(F_{TPcn})_i$, Н
	$(\Delta F_{TPcn})_i$		$(\Delta F_{TPcn})_i$		$(\Delta F_{TPcn})_i$		$(\Delta F_{TPcn})_i$		
	$(\Delta F_{TPcn})_i^2$		$(\Delta F_{TPcn})_i^2$		$(\Delta F_{TPcn})_i^2$		$(\Delta F_{TPcn})_i^2$		
1	13,4	7	15,32	13	16,06	19	16,55	25	17,5
	-3		-1,08		-0,34		0,15		1,1
	9		1,1664		0,1156		0,0225		1,21
2	14,18	8	15,46	14	16,15	20	16,59	26	17,54
	-2,22		-0,94		-0,25		0,19		1,14
	4,9284		0,8836		0,0625		0,0361		1,2996
3	14,42	9	15,62	15	16,24	21	16,68	27	17,89
	-1,98		-0,78		-0,16		0,28		1,49
	3,9204		0,6084		0,0256		0,0784		2,2201
4	14,64	10	15,81	16	16,38	22	16,89	28	18,17
	-1,76		-0,59		-0,02		0,49		1,77
	3,0976		0,3481		0,0004		0,2401		3,1329
5	14,86	11	15,88	17	16,45	23	17,15	29	18,32
	-1,54		-0,52		0,05		0,75		1,92
	2,3716		0,2704		0,0025		0,5625		3,6864
6	15,13	12	15,98	18	16,52	24	17,35	30	18,68
	-1,27		-0,42		0,12		0,95		2,28
	1,6129		0,1764		0,0144		0,9025		5,1984

Похибка окремого вимірювання визначалась як

$$(\Delta F_{TPcn})_i = F_{TPcp} - (F_{TPcn})_i, \quad (2)$$

де F_{TPcp} – середнє арифметичне значення всіх вимірювань,

$$F_{TPcp} = \Sigma(F_{TPcn})_i / 30 = 487,81 / 30 = 16,26 \text{ (Н)}.$$

Визначимо середньоквадратичну похибку середнього арифметичного

$$S = \sqrt{\frac{\Sigma(F_{TPcn})_i^2}{n \cdot (n-1)}} = \sqrt{\frac{47,1947}{30 \cdot 29}} = 0,2329.$$

Задаємо надійність на рівні 95 % ($p = 0,95$). Для виконаної кількості дослідів ($n_1 = 30$) та заданої надійності результату ($p = 0,95$) коефіцієнт Стьюдента дорівнює $t = 2,045$ [6].

Знайдемо довірчий інтервал (абсолютну похибку)

$$\Delta F_{TPcn} = S \cdot t = 0,2329 \cdot 2,045 = 0,47 \text{ (Н)}.$$

Відносна похибка результатів вимірювань становить:

$$\varepsilon = (\Delta F_{TPcn} / F_{TPcp}) \cdot 100 \% = (0,5 / 16,26) \cdot 100 \% = 3,1 \%$$

Таким чином, кінцевий результат визначення сили тертя спокою на золотнику переливного клапана МГР запишемо у вигляді: $F_{TPcn} = (16,28 \pm 0,47) \text{ Н}$, при $p = 0,95$.

Під час проведення експерименту з визначення гідродинамічної сили до лівого торця золотника переливного клапана подавалася робоча рідина від гідронасоса Н1 під тиском p_y . Золотник переливного клапана зміщувався праворуч на величину x , а у напірну лінію P (відповідно до рис. 1) подавалася

робоча рідина з величиною витрати $0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ від гідронасоса Н2 під тиском p_H . Частина робочої рідини від гідронасоса Н2 надходила через робоче вікно переливного клапана і вимірювалася за допомогою гідромотора та тахогенератора. За допомогою дроселя Др1 змінювалася величина тиску p_U , що вимірювалася манометром Мн2. Дросель Др2 був відкритий на максимальну величину і тиск гідронасоса p_H фіксувався манометром Мн3. На лінії зливу Т встановлений манометр Мн4, що вимірював тиск $p_{СЛ}$. Індикатор годинникового типу (ІГТ) реєстрував переміщення x золотника переливного клапана. Гідродинамічна сила визначалася за умовою рівноваги сил, що діють на золотник,

$$F_{ГД} = p_U \cdot f_K - c \cdot (H + x) - F_{ТРен}. \quad (3)$$

Необхідна кількість експериментів з визначення гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана визначалося за формулою [6]

$$n_D = \frac{g^2 \cdot t_D^2}{p_B^2}, \quad (4)$$

де n_D – кількість експериментів; t_D – коефіцієнт ймовірності, $t_D = 2,364$ (відповідно до закону нормального розподілу); p_B – коефіцієнт точності, $p_B = 5\%$ – відносна похибка [6]; v_D – варіаційний коефіцієнт змінності, $v_D = 4\%$ (відповідно до закону нормального розподілу).

Отже

$$n_D = \frac{4^2 \cdot 2,364^2}{5^2} = 3,577 \approx 4.$$

Таким чином, дослід буде проведений 4 рази при температурі робочої рідини 24–56 °С з інтервалами часу між дослідями 60 с [7]. Для кожного зміщення x та відповідного вимірювання витрати через переливний клапан $Q_{КЛ}$ визначено величину гідродинамічної сили $F_{ГД}$ на золотнику переливного клапана. Результати вимірювань та розрахунків гідродинамічної сили наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати вимірювань та розрахунку гідродинамічної сили

Дослід 1						
$x \cdot 10^{-4}, \text{ м}$	0,28	0,8	1,29	1,75	2,57	3,27
$Q_{КЛ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,5	1,2	2,1	3,7	6,3	8,2
$F_{ГД}, \text{ Н}$	14,2	28,8	36,1	50,7	65,8	74,2
Дослід 2						
$x \cdot 10^{-4}, \text{ м}$	0,28	0,81	1,3	1,76	2,68	3,34
$Q_{КЛ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,48	1,15	2,09	3,65	6,27	8,15
$F_{ГД}, \text{ Н}$	15,3	29,1	36,2	51,1	66,2	74,6
Дослід 3						
$x \cdot 10^{-4}, \text{ м}$	0,29	0,86	1,37	1,89	2,76	3,39
$Q_{КЛ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,45	1,1	2,02	3,58	6,18	7,93
$F_{ГД}, \text{ Н}$	15,8	29,9	37,2	51,8	66,7	75,3
Дослід 4						
$x \cdot 10^{-4}, \text{ м}$	0,3	0,89	1,42	2,0	2,85	3,47
$Q_{КЛ} \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,42	1	1,96	3,5	6,1	7,8
$F_{ГД}, \text{ Н}$	16,1	30,4	37,8	52,4	67,14	75,8

На основі даних таблиці 2 можна провести апроксимацію для виявлення залежності гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана $F_{ГД} = f(x, Q_{КЛ})$, що значно підвищить точність математичної моделі.

Апроксимацію функції $F_{ГД} = f(x, Q_{КЛ})$ виконано у програмі MATLAB за допомогою функції `interp2(X1,X2,Y,Z1,Z2)`, яка забезпечує реалізацію двовірної табличної інтерполяції для функції $Y = Y(X, Z)$ на масиві значень X та Z [8]. Значення аргументу для вихідних таблиць змінювалися монотонно та задавалися в спеціальному форматі функції `meshgrid` [8]. В результаті інтерполяції функції $F_{ГД} = f(x, Q_{КЛ})$ отримано поверхню розподілу експериментальних даних, що показана на рис. 3.

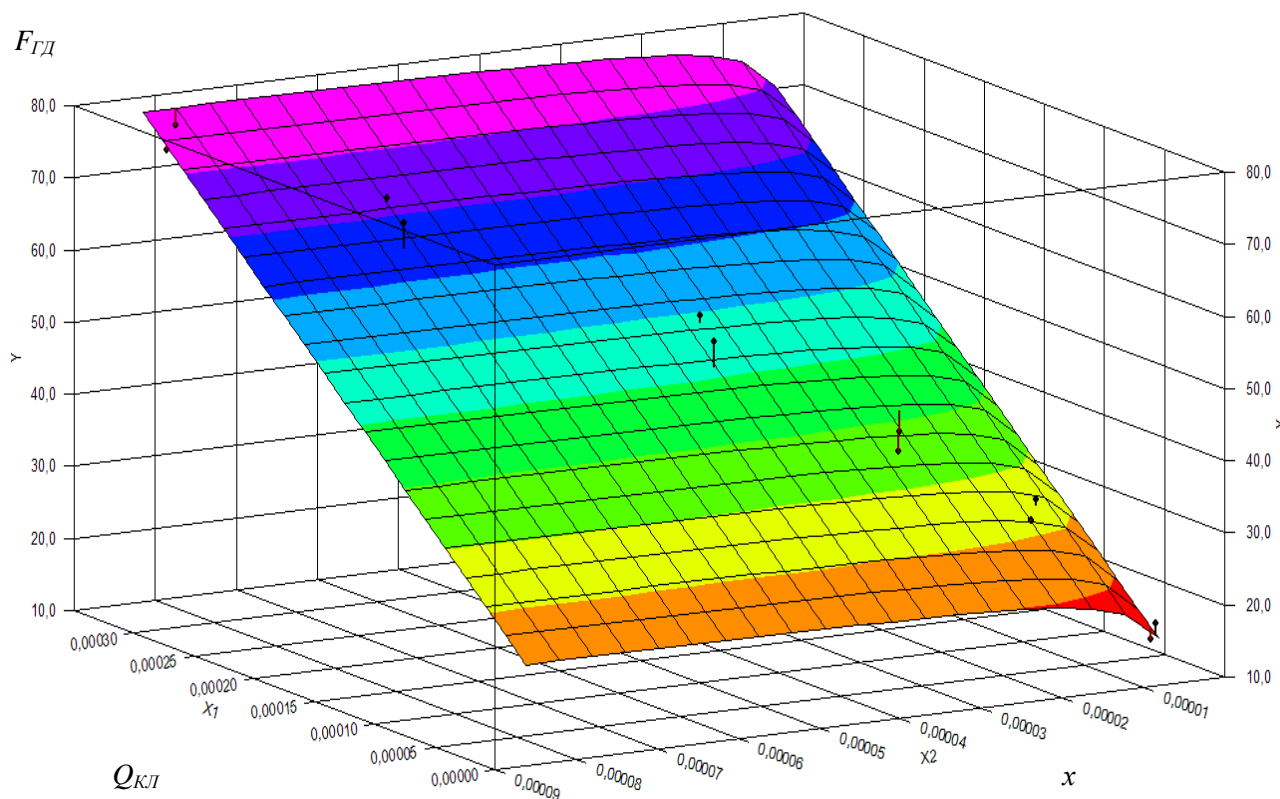


Рисунок 3 – Поверхня функції $F_{ГД} = f(x, Q_{КЛ})$

В результаті апроксимації функції $F_{ГД} = f(x, Q_{КЛ})$ отримано формулу розрахунку гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана:

$$F_{ГД} = 17 + 17,7 \cdot 10^4 \cdot Q_{КЛ} - \frac{3,1 \cdot 10^{-5}}{x}. \quad (5)$$

Експериментально отримані значення $F_{ГД}$ за величиною відносної похибки відрізняються до 6,2 % від значень $F_{ГД}$, отриманих за допомогою апроксимованої залежності (5).

ВИСНОВКИ

В результаті проведених експериментальних досліджень визначено, що у мультирежимному гідророзподільнику сила тертя спокою золотника переливного клапана становить $F_{Трсп} = (16,28 \pm 0,47)$ Н при надійності 95 %, а значення гідродинамічної сили $F_{ГД}$ на золотнику переливного клапана залежить від відкриття золотника x та витрати робочої рідини $Q_{КЛ}$ через переливний клапан. В результаті апроксимації експериментальних даних визначено формулу (5) для розрахунку гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана МГР. Отримані результати можуть бути використані для розробки нелінійної математичної моделі гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г., Петров О. В. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультурежимного гідророзподільника // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – №2(36). – С.77-80.
2. Буренніков Ю. А. Мультурежимний LS-гідропривод на базі пропорційного гідророзподільника : монографія / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 152 с.
3. Експериментальне визначення залежності витрати рідини через робоче вікно розподільного золотника гідророзподільника / О. В. Петров, Н. С. Семічаснова, О. С. Сусметов, Д. В. Чеповой // Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнародний збірник наукових праць ДНТУ. – 2014. – № 2(48). – С. 45–49.
4. Metrological characteristic of the test rig with automatic registering of the proportionally-controlled hydraulic drive / Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, D. O. Lozinsky, O. V. Petrov and ect. // Buletinul institutului politehnic din iasi. – 2009. – Tomul LV (LIX), fasc. 1. – P. 125–130.
5. Козлов Л. Г. Експериментальний стенд для дослідження характеристик клапанно-золотникового розподільника з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л. Г. Козлов, Д. О. Лозінський // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2009. – № 1.– С. 28–33.
6. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976 – 280 с.
7. Статников И. Н. Методика аппроксимации результатов вычислительного эксперимента в задачах исследования динамики механических систем / И. Н. Статников, Г. И. Фирсов // Необратимые процессы в природе и технике. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – С. 201–203.
8. Дьяконов В. П. Математические пакеты расширения MATLAB / В. П. Дьяконов, В. М. Круглов. – СПб. : Питер, 2001. – 268 с.

REFERENCES

1. Kozlov L. H., Petrov O. V. Enerhooshchadnyi hidropriyvod, chutlyvyi do navantazhennia, na bazi multyrezhyimnogo hidrorozpodilnyka // Promyslova hidravlika i pnevmatyka. – 2012. – №2(36). – С.77-80.
2. Multyrezhyimnyi LS-hidropriyvod na bazi proportsiinoho hidrorozpodilnyka : monohrafiia / Yu. A. Buriennikov, L. H. Kozlov, O. V. Petrov. – Vinnytsia : VNTU, 2012. – 152 p.
3. Petrov O. V., Semichasnova N. S., Susmietov O. S., Chepovoi D. V. Eksperymentalne vyznachennia zalezhnosti vytraty ridyny cherez roboche vikno rozpodilnoho zolotnyka hidrorozpodilnyka // Prohresyvni tekhnolohii i systemy mashynobuduvannia : mizhnarodnyi zbirnyk naukovykh prats DNTU. – 2014. – №2(48). – P.45-49.
4. Burennikov Yu. A. Metrological characteristic of the test rig with automatic registering of the proportionally-controlled hydraulic drive / Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, D. O. Lozinsky, O. V. Petrov and ect. // Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LV (LIX), fasc. 1, 2009. – P.125-130.
5. Kozlov L. H. Eksperymentalnyi stend dlia doslidzhennia kharakterystyk klapanno-zolotnykovoho rozpodilnyka z proportsiinym elektrohivdravlichnym upravlinniam / L. H. Kozlov, D. O. Lozinsky // Visnyk Sumskoho derzhavnoho universytetu. Serii tekhnichni nauky. – 2009.– №1.– P. 28–33.
6. Adler Yu. P. Planirovaniye eksperymenta pry poyske optymalnykh ruslovyi / Yu. P. Adler, E. V. Markova, Yu.V. Hranovskiyi. – M: Nauka, 1976 – 280 p.
7. Statnykov Y. N. Metodyka approksymatsyy rezultatov vychyslytelnoho eksperymenta v zadachakh issledovaniya dynamyky mekhanycheskykh system / Y. N. Statnykov, H. Y. Fyrsov // Neobratymye protsessy v pryrode y tekhnike. – M. : MHTU ym. N.E.Baumana, 2005. – P. 201-203.
8. Diakonov V. P. Matematycheskiye pakety rasshyreniya MATLAB / V. P. Diakonov, V.M. Kruhlov. – SPb.: Pyter, 2001. – 268 p.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТЕРТЯ СПОКОЮ
ТА ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ НА ЗОЛОТНИКУ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА
МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

¹Вінницький національний технічний університет

Об'єкт дослідження – робочі процеси у переливному клапані мультирежимного гідророзподільника.

Мета роботи – Експериментальне визначення та апроксимація експериментальних даних для отримання залежностей, які з високою точністю описують робочі процеси у переливному клапані мультирежимного гідророзподільника.

Визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника необхідне для підвищення точності його математичної моделі. Застосування відомих формул для розрахунку цих величин не завжди може дати точні значення, оскільки вони виведені для загального випадку і не враховують особливостей конструкції та умов робочого процесу. У роботі поставлено та виконано завдання розробки експериментального стенду та алгоритму визначення величини сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана, визначено кількість дослідів, достатніх для узагальнення результатів експериментів, представлено результати проведених експериментів та виконано апроксимацію отриманих експериментальних даних. В результаті проведених експериментальних досліджень визначено, що в мультирежимному гідророзподільнику сила тертя спокою золотника переливного клапана становить $F_{Tpcn} = (16,28 \pm 0,47)$ Н при надійності 95 %, а значення гідродинамічної сили $F_{ГД}$ на золотнику переливного клапана залежить від відкриття золотника x та витрати робочої рідини $Q_{кл}$ через переливний клапан. Отримані значення величини сили тертя спокою та залежність гідродинамічної сили з високою точністю описують робочі процеси у переливному клапані мультирежимного гідророзподільника, що забезпечить високу адекватність його математичної моделі.

Ключові слова: гідропривод; гідророзподільник; переливний клапан; золотник; сила тертя; гідродинамічна сила; експериментальний стенд; апроксимація експериментальних даних.

Петров Олександр Васильович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: petrovov@ukr.net

Козлов Леонід Геннадійович, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: osna2030@gmail.com

Семічаснова Наталія Степанівна, старший викладач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, e-mail: semichasnova@yandex.ua

Солецький Дмитро Анатолійович, студент факультету машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: rosegrove@ukr.net

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE FRICTIONAL FORCE AND HYDRODYNAMIC FORCE ON THE SPOOL OF RELIEF VALVE OF THE MULTIMOD DIRECTIONAL CONTROL VALVE

¹Vinnitsia National Technical University

Target of the research – workflows in the relief valve of the multimode directional control valve.

Aim of the research – experimental determination and approximation of experimental data for dependencies that accurately describe the work processes in the relief valve of the multimode directional control valve.

Determination of the static friction force and the hydrodynamic forces on the spool of the relief valve of the multimode directional control valve is necessary to improve the accuracy of its mathematical model. The use of well-known formulas for the calculation of these quantities may not always give exact values, because they are derived for the general case and did not take into account the peculiarities of the structure and conditions of the working process. The work delivered and performed the task of designing an experimental stand, and the algorithm for determining the force of static friction and hydrodynamic forces on the spool of the relief valve, determined the number of experiments, sufficient to summarize the results of the experiments, the results of the experiments conducted and performed the approximation of the experimental data. As a result of experimental studies found that in the multimode directional control the value of the static friction force is $F_{T_{Pcn}} = (16,28 \pm 0,47)$ N with 95% reliability, and value of the hydrodynamic forces $F_{ГД}$ on the spool of the relief valve depends on the valve's opening x and the working fluid flow through the overflow valve $Q_{КЛ}$. The values obtained for the force of static friction and the dependence of the hydrodynamic forces accurately describe the work processes in the relief valve of the multimode directional control valve that will provide high value for its mathematical model.

Key words: hydraulic drive; directional control valve; relief valve; spool; frictional force; hydrodynamic force; test rig; experimental data approximation.

Petrov Oleksandr, Cand. Sc. (Eng.), Ass. Professor, Ass. Professor of the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University, e-mail: petrovov@ukr.net

Kozlov Leonid, Dr. Sc. (Eng.), Professor of the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University, e-mail: osna2030@gmail

Semichastnova Natalia, Senior Lecturer of the Chair of Machine-building technology and Automation, Vinnitsia National Technical University, e-mail: semichasnova@yandex.ua

Soletskiy Dmytro, student of the Faculty of Machine-Building and Transport, Vinnitsia National Technical University, e-mail: rosegrove@ukr.net

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ СИЛЫ ТРЕНИЯ ПОКОЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ НА ЗОЛОТНИКЕ ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

¹Винницкий национальный технический университет

Объект исследования – рабочие процессы в переливном клапане мультирежимного гидрораспределителя.

Цель работы – экспериментальное определение и аппроксимация экспериментальных данных для получения зависимостей, которые с высокой точностью описывают рабочие процессы в переливном клапане мультирежимного гидрораспределителя.

Определение силы трения покоя и гидродинамической силы на золотнике переливного клапана мультирежимного гидрораспределителя необходимо для повышения точности его математической модели. Применение известных формул для расчета этих величин не всегда может дать точные значения, поскольку они выведены для общего случая и не учитывают особенностей конструкции и условий рабочего процесса. В работе поставлены и выполнены задачи разработки экспериментального стенда и алгоритма определения величины силы трения покоя и гидродинамической силы на золотнике переливного клапана, определено количество опытов, достаточных для обобщения результатов экспериментов, представлены результаты проведенных экспериментов и выполнены аппроксимации полученных экспериментальных данных. В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что в мультирежимном гидрораспределителе сила трения покоя золотника переливного клапана составляет $F_{Тр\text{пн}} = (16,28 \pm 0,47)$ Н при надежности 95 %, а значение гидродинамической силы $F_{ГД}$ на золотнике переливного клапана зависит от открытия золотника x и расхода рабочей жидкости $Q_{КЛ}$ через переливной клапан. Полученные значения величины силы трения покоя и зависимость гидродинамической силы с высокой точностью описывают рабочие процессы в переливном клапане мультирежимного гидрораспределителя, что обеспечит высокую адекватность его математической модели.

Ключевые слова: гидропривод, гидрораспределитель, переливной клапан, золотник, сила трения, гидродинамическая сила, экспериментальный стенд, аппроксимация экспериментальных данных.

Петров Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: petrovov@ukr.net

Козлов Леонид Геннадиевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технологий и автоматизации машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: osna2030@gmail.com

Семичаснова Наталья Степановна, старший преподаватель кафедры технологий и автоматизации машиностроения, Винницкий национальный технический университет, e-mail: semichasnova@yandex.ua

Солецкий Дмитрий Анатольевич, студент факультета машиностроения и транспорта, Винницкий национальный технический университет, e-mail: rosegrove@ukr.net