

М.С. СВИНАРЕНКО, ХДТУБА, *П.М. АНДРЕНКО*, д-р техн. наук,
НТУ «ХП», г. Харьков

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРОАПАРАТІВ

Отримана повна математична модель стенда для випробувань гідроапаратів з гасителем пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, яка дозволяє визначити пульсації тиску робочої рідини на вході в гідроапарат, що, досліджується та підвищити точності визначення його характеристик.

The complete mathematical model of stenda is got for the tests of gidroaparativ with gasitelem of pulsations of pressure with the automatic tuning of parameters, which allows to define the pulsations of pressure of working liquid on an entrance in gidroapararat, that is explored and to promote exactness of determination of his descriptions

Вступ

Гідравлічні апарати знайшли широке застосування в сучасних мехатронних системах технологічного обладнання, транспортних машин й інших гідрофікованих пристроїв. В першу чергу це обумовлено тим, що об'ємні гідроагрегати (ГА), збудовані на їх базі, мають високу довговічність, надійно захищені від перевантажень, забезпечують ГА механічну жорсткість по відношенню до навантаження та високу позиційну точність реверсу. Такі ГА значно спрощують автоматизацію промислових процесів та підвищують якість машин, дозволяють значно зменшити їх вагу і габарити. Вони надійно працюють в любых кліматичних умовах [1]. Всі типи гідроапаратів, за виключенням логічних гідроклапанів та дроселюючих гідророзподільників, проходять контрольні випробування згідно з ДСТУ [2]. Ці випробування проводять на спеціальних стендах, при розробці і проектуванні яких необхідно забезпечити високу точність підтримування тиску чи витрати на вході в гідроапарат, комфортні умови роботи. Для зменшення пульсацій тиску робочої рідини в гідравлічній системі стенда, шуму та вібрації, нами пропонується встановлювати після об'ємного насоса гаситель пульсацій тиску (ГПТ) з автоматичним підстроюванням параметрів [3].

Аналіз публікацій

Питанням проектування та розрахунку об'ємних ГА, в тому числі і стендів для випробування гідроапаратів, присвячено достатньо велика кількість робіт таких учених, як: Т.М. Башта, В.П. Бочаров, М.С. Гаминін, С.О. Єрмаков, Г.Й. Зайончковський, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Б.Л. Коробочкин, В.А. Лещенко, З.Я. Лур'є, К.Л. Навроцький, В.М. Прокоф'єв, Д.М. Попов, О.М. Склярєвський, В.Б. Струтинський, З.Л. Фінкельштейн, Е.М. Хаймович, О.М. Яхно й інших. В їх роботах розглянуті фундаментальні основи побудови об'ємних ГА, які базуються на

їх повних математичних моделях та дозволяють отримати ГА з заданими статичними і динамічними властивостями. Інформація щодо побудови гідравлічних стендів для випробувань гідроапаратів з використанням ГПТ та їх математичних моделей в науково-технічній літературі відсутня. Таким чином, побудова математичної моделі такого стенду, яка є підґрунтям для підвищення точності визначення характеристик гідроапаратів, є актуальною науково-технічною задачею.

Мета та задачі досліджень

Метою даної статті є отримання повної математичної моделі гідравлічного стенда для випробувань гідроапаратів з використанням ГПТ, яка дозволить підвищити точність визначення характеристики $p = f(q)$ гідроапарата.

Стенд для випробувань гідроапаратів з ГПТ

При прийманні гідроапарати проходять контрольні випробування, одним з яких є отримання залежності зміни тиску налаштування від витрати – $p = f(q)$. Ці випробування проводять згідно ДСТУ на стенді, схема якого наведена на рис. 1 [2]. Перевірку зміни тиску проводять не менш ніж при п'яти значеннях налаштування гідроапарата, що випробується, які беруть з різним інтервалом в межах встановленого діапазону тиску.

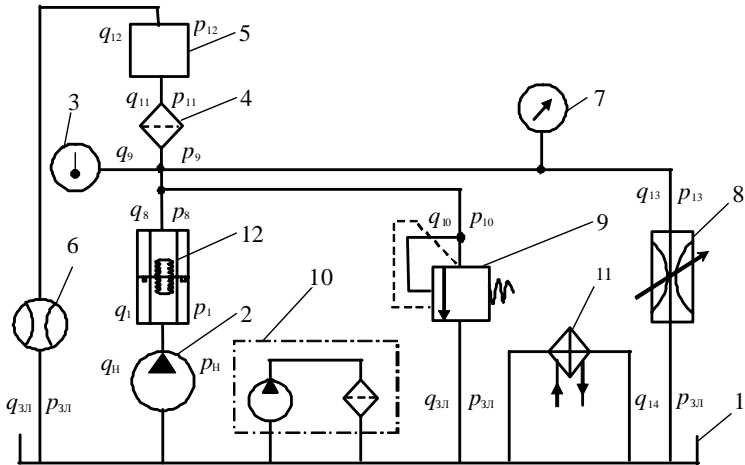


Рис. 1. Схема стенда для перевірки залежності зміни тиску налаштування від витрати: 1 – бак; 2 – насос; 3, 7 – манометри; 4 – фільтр; 5 – гідроапарат, що досліджується; 6 – витратомір; 8 – дросель; 9 – запобіжний клапан; 10 – фільтруючий пристрій; 11 – теплообмінник; 12 – ГПТ

Зазвичай, такі стенди містять теплообмінник, який підтримує температуру робочої рідини (РР) постійною. Стенд містить шестеренний насос НШ32М-4, технічні параметри якого наведені в [4], запобіжний клапан.

КП 10/3 – [5] і дросель ДЛ -16/3 – [5]. Розміщення на виході з насосу 2 ГПТ 12 дозволяє зменшити пульсацію тиску в гідросистемі стенду, шум та вібрацію, покращити умови праці та підвищити точність визначення залежності $p = f(q)$ гідроапарата.

Математична модель стенда

Математична модель насоса

$$q_n(t) = q_{нт}(t)\eta_{об}, \tag{1}$$

де $q_{нт}(t)$ і $\eta_{об}$ – відповідно, теоретична подача і об’ємний ККД насоса.

Теоретична подача шестеренного насоса [6]

$$q_{нт}(t) = \omega_n \rho_{ш}^2 b_{ш} [tg^2 \alpha_e - tg^2 \alpha_k - (tg \alpha_k - \varphi(t))^2], \tag{2}$$

де
$$tg \alpha_e = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{\rho_{ш}}{r_r}\right)^2}}{\frac{\rho_{ш}}{r_r}}; \quad tg \alpha_k = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{\rho_{ш}}{s}\right)^2}}{\frac{\rho_{ш}}{s}}; \quad r_r = \frac{D_r}{2};$$

$D_r = m_{ш} z_{ш} + 2(m_{ш} + k_{ш} m_{ш})$; $s = m_{ш} z_{ш} + 2k_{ш} m_{ш}$; ω_n – кутова швидкість приводного валу насосу; $\rho_{ш}$ – радіус основної розгортки кола; $b_{ш}$ – ширина шестерні, м; $\varphi(t)$ – кут повороту валу насосу; $z_{ш}$ і $k_{ш}$ – відповідно, число зубців і коефіцієнт корегування шестерні; $m_{ш}$ – модуль шестерні.

Математична модель ГПТ (рис. 2), отримана нами, в зосереджених параметрах за Т і Г-подібними схемами в [7]. Вона складається:

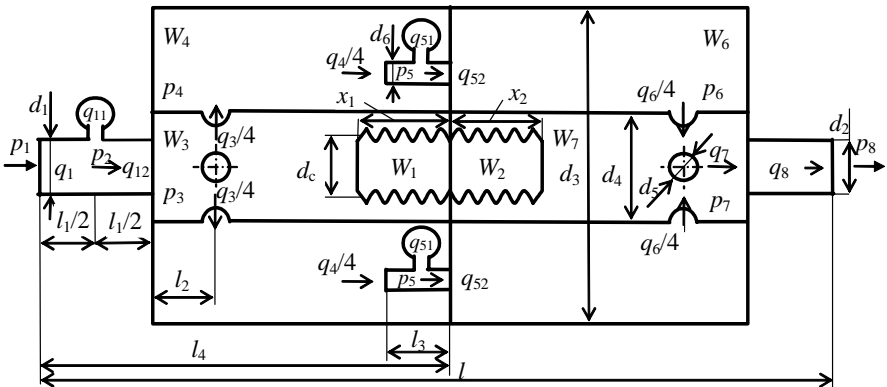


Рис. 2. Розрахункова схема ГПТ

– рівняння руху РР в каналі 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1}{L_1} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{11}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_{12}(t)], \\ \frac{d q_{12}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_1}{L_1} q_{12}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (3)$$

– рівняння тиску в камерах із змінним об’ємом 3

$$\frac{d p_3(t)}{d t} = [q_{12}(t) - q_3(t)] \frac{E}{W(t)_3}, \quad (4)$$

де $W(t)_3$ – об’єм камери;

– рівняння зміни об’єму камери 3

$$W(t)_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} (l_4 - l_1) - W(t)_1, \quad (5)$$

де $W(t)_1$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об’єм камери сільфона, який розраховують за залежністю

$$W(t)_1 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{\text{пр}3}(t)); \quad l_{\text{пр}3}(t) = \begin{cases} \frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t), & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t) < l_{\text{max}} \\ c_{C\Sigma} & \\ l_{\text{max}}, & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t) \geq l_{\text{max}} \\ c_{C\Sigma} & \end{cases};$$

– рівняння витрати через отвори з камери 3 в камеру 4

$$1/4 q_3(t) = \mu_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_3(t) - p_4(t))}; \quad (6)$$

– рівняння тиску в камері 4

$$\frac{d p_4(t)}{d t} = [q_3(t) - q_4(t)] \frac{E}{W_4}, \quad (7)$$

де W_4 – об’єм камери, $W_4 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1) - 4 \frac{\pi d_6^2}{4} l_3$;

– рівняння нерозривності

$$q_5(t) = 1/4 q_4(t); \quad (8)$$

– рівняння руху РР в каналі 5

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_5(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_5}{L_5} q_5(t), \\ \frac{d p_5(t)}{d t} &= \frac{1}{C_5} q_{51}(t) = \frac{1}{C_5} [q_5(t) - q_{52}(t)], \\ \frac{d q_{52}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5} [p_5(t) - p_6(t)] - \frac{R_5}{L_5} q_{52}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (9)$$

– рівняння тиску в камері 6

$$\frac{d p_6(t)}{d t} = [4 q_{52}(t) - q_6(t)] \frac{E}{W_6}, \quad (10)$$

де W_6 – об'єм камери, $W_6 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1)$;

– рівняння витрати через отвори у внутрішніх камерах

$$1/4 q_6(t) = \mu_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_6(t) - p_7(t))}; \quad (11)$$

– рівняння тиску в камерах з змінним об'ємом 7

$$\frac{d p_7(t)}{d t} = [q_6(t) - q_7(t)] \frac{E}{W(t)_7}, \quad (12)$$

де $W(t)_7$ – об'єм камери 7;

– рівняння зміни об'єму камери 7

$$W(t)_7 = \frac{\pi d_7^2}{4} l - W(t)_2, \quad (13)$$

де $W(t)_2$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об'єм камери сильфона

$$W(t)_2 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{p7}(t)); \quad l_{p7}(t) = \begin{cases} \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) < l_{\max} \\ c_{C\Sigma} & \\ \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) \geq l_{\max} \\ l_{\max} & \end{cases}; \quad c_{C\Sigma}$$

– рівняння руху РР в вихідному каналі 8

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_7(t)}{d t} &= \frac{1}{L_8} [p_7(t) - p_8(t)] - \frac{R_8}{L_8} q_7(t), \\ \frac{d p_8(t)}{d t} &= \frac{1}{C_8} q_{81}(t) = \frac{1}{C_8} [q_7(t) - q_8(t)] \end{aligned} \right\}; \quad (14)$$

Рівняння (1) – (14) доповнювали обмеженнями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \quad l_{\text{max}} \leq n_c(t_c - 2\delta_c),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; d_c – діаметр сільфона; l_c – довжина сільфона; $l_{\text{p3}}(t)$, $l_{\text{p7}}(t)$ і l_{max} – відповідно, переміщення сільфона під дією тиску p_3 , тиску p_7 і максимальне; $c_{c\Sigma}$ – жорсткість сільфона по тиску; t_c – шаг гофривки сільфона; δ_c і n_c – відповідно, товщина стінки і кількість робочих гофрів сільфона. Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сільфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною або двох сільфонів $c_{c\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

В рівняннях (3) – (14) величини $L_8 = \rho l_8/A_8$ і $L_{1(5)} = \rho l_{1(5)}/2A_{1(5)}$ – відіграють роль індуктивного опору 8-го і 1 (5)-го каналів; величини $R_8 = 8v_t \rho l_8 / A_8 r_8^2$ і $R_{1(5)} = 8v_t \rho l_{1(5)} / 2A_{1(5)} r_{1(5)}^2$ – роль активного опору 8-го і 1 (5) каналів; величина $C_i = A_i l_i / E$ – роль ємкості i -го каналу. Крім того, позначено: r_i – радіус перетину i -го каналу; μ_o і A_o – відповідно, коефіцієнт витрати і площа отвору; ρ – густина РР; v_t – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; A_i і r_o – відповідно, площа і радіус каналу (трубопроводу); E – приведений модуль пружності РР, який розраховували з урахуванням вмісту повітря та товщини стінки трубопроводу (каналу) за залежностями, наведеними в роботі [8]. Зауважимо, що в випадку, коли амплітуда пульсацій тиску РР перевищує 10% від його середнього значення, для розрахунку густини РР треба використовувати залежність, наведену в [9], яка враховує зміну тиску в часі та газоміст РР.

Математична модель запобіжного клапана (рис. 3). При її складанні витратою витоків РР нехтували. Математична модель клапана складається:

– рівняння руху основного клапана

$$m_{\text{кл}} \frac{d^2 h_{\text{кл}}(t)}{dt^2} = A_{\text{кл}} [p_{10}(t) - p_{\text{к}}(t)] - P_{\text{гд кл}}(t) - P_{\text{пр кл}}(t) - P_{\text{тр кл}}(t) - P_{\text{р пр кл}}(t), \quad (15)$$

де $m_{\text{кл}}$ – приведена до запірно-регулюючого елементу (ЗРЕ) основного клапана маса всіх рухомих частин, кг, яка визначається за залежністю

$$m_{\text{кл}} = m_{\text{зре}} + \frac{1}{3} m_{\text{пр}}, \quad (16)$$

де $m_{\text{зре}}$ – маса ЗРЕ основного клапана; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини основного

клапана; $h_{\text{кл}}(t)$ – переміщення клапана; $A_{\text{кл}} = \frac{\pi D_{\text{кл}}^2}{4}$; $p_{10}(t)$ і $p_{\text{к}}(t)$ – відповідно, тиск на вході та тиск в камері керування основного клапана.

В рівняння (15) входять наступні сили:

– $P_{\text{гд кл}}(t)$ – гідродинамічна сила, яку визначали за залежністю [10]

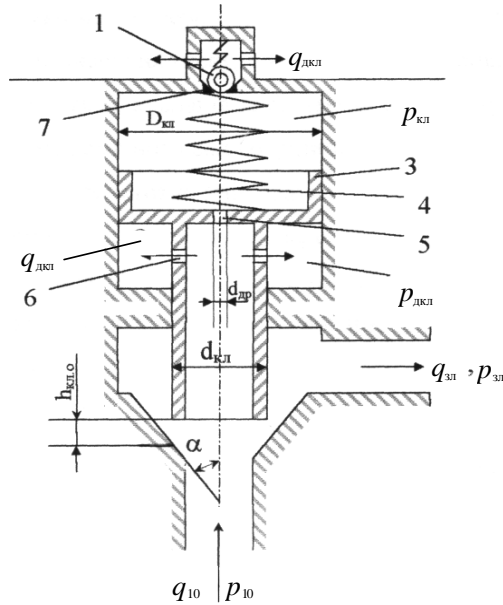


Рис. 3 – Розрахункова схема запобіжного клапана:

1 – куля (ЗРЕ керуючого клапана); 2 , 4 – пружини; 3 – запірно-регулюючий елемент основного клапана; 5 – дросель; 6 – вікна в основному каналі (дроселі); 7 – сідло керуючого клапана

$$P_{гд\ кл}(t) = -c_{гд} h_{кл}(t) - k_{ін} \frac{h_{кл}(t)}{dt}, \quad (16)$$

де $c_{гд} = \mu_{кл}(Re, h_{кл}) b_{вік} (p_{10} - p_{3л}) \cos \theta_{н}; \quad (17)$

$$k_{ін} = \rho l_{кл} \mu_{кл}(Re, h_{кл}) b_{вік} \sqrt{\frac{P_{10} - P_{3л}}{\rho}}; \quad (18)$$

$\mu_{кл}(Re, h_{кл})$ – коефіцієнт витрати основного клапана, який, крім геометричних розмірів дроселюючих щілин, враховує також режим течії РР [11]

$$\mu_{кл}(Re, h_{кл}) = \mu_{кл} \sqrt{Re} / \sqrt{Re_k + Re}, \quad (19)$$

де $\mu_{кл}$ – коефіцієнт витрати у статичному режимі; Re – число Рейнольдса; Re_k – коефіцієнт корекції; $b_{вік}$ – відстань між сідлом основного клапана і віссю каналу зливу, м; $\theta_{н}$ – кут нахилу вектора швидкості потоку РР до осі ЗРЕ основного клапана, $^{\circ}$; $l_{кл}$ – відстань між сідлом основного клапана та віссю каналу зливу;

– сила пружини, що діє на ЗРЕ основного клапана, яку розраховували за відомою залежністю

$$P_{\text{пр кл}}(t) = c_{\text{пр}}(h_{\text{кл}}(t) + h_{\text{кл}0}), \quad (20)$$

де $c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини основного клапана; $h_{\text{кл}0}$ – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ основного клапана.

– сила тертя, яку розраховували за залежністю [12]

$$P_{\text{тр кл}}(t) = \begin{cases} k_2 \text{sign } \dot{h}_{\text{кл}} \text{ при } \dot{h}_{\text{кл}} \neq 0 \\ + k_2 \text{ при } \dot{h}_{\text{кл}} = 0 \text{ та } F_0(t) > k_2 \\ - k_2 \text{ при } \dot{h}_{\text{кл}} = 0 \text{ та } F_0(t) < -k_2 \\ F_0(t) \text{ при } \dot{h}_{\text{кл}} = 0 \text{ та } |F_0(t)| \leq k_2 \end{cases}, \quad (21)$$

де $\text{sign } \dot{h}_{\text{кл}}$ – функція Кронекера від $\dot{h}_{\text{кл}}$; $F_0(t)$ і k_2 знаходили з рівняння

$$m \ddot{h}_{\text{кл}} = F_0(t) - k_2. \quad (22)$$

Зауважимо, що залежність (21) точно визначає силу тертя на рухомих елементах гідроапаратів.

– сила рідинної пружини, яку визначали за залежністю

$$P_{\text{р пр кл}}(t) = c_{\text{р пр}} h_{\text{кл}}(t), \quad (23)$$

де $c_{\text{р пр}}$ – середній коефіцієнт жорсткості рідинної пружини [8]

$$c_{\text{р пр}} = \frac{\pi^2 d_3^4 E}{8 V_0 (1 + \bar{V}_T)}, \quad (24)$$

де V_0 – об'єм РР, що знаходиться в кожній камері при середньому положенні запірно-регулюючого елемента основного клапана; \bar{V}_T – відносний об'єм трубопроводів та камер запобіжного клапана: $\bar{V}_T = V_T/V_0$, де V_T – об'єм трубопроводів.

Рівняння витрати РР через основний клапан

$$q_{10}(t) = q_{\text{зл}}(t) - A_{\text{з кл}} \dot{h}_{\text{кл}} + q_{\text{др}}(t) + q_{\text{ст кл}}(t), \quad (25)$$

де $q_{\text{зл}}(t)$ – витрата через щілину основного клапана;

$$q_{\text{зл}}(t) = \mu_{\text{кл}}(\text{Re}, h_{\text{кл}}) \pi d_{\text{з кл}} \sin \alpha h_{\text{кл}}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{10} - p_{\text{зл}})}, \quad (26)$$

де $d_{\text{кл}}$ – діаметр клапана; α – кут сидла основного клапана;

$q_{\text{др}}(t)$ – витрата через дросель 5,

$$q_{\text{др}}(t) = \mu_{\text{др}} A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{10} - p_{\text{кл}}(t))}, \quad (27)$$

де $\mu_{\text{др}}$ – коефіцієнт витрати дроселя; $A_{\text{др}}$ – площа дроселя 5; $p_{\text{кл}}(t)$ – тиск керування основним клапаном, МПа.

Витрату стискання в визначали за залежністю

$$q_{ст\ ккл}(t) = \frac{V}{E} \frac{d p_{д\ ккл}(t)}{dt}, \quad (28)$$

де V – об'єм РР в камерах запобіжного клапана при ЗРЕ основного клапана; $p_{д\ ккл}(t)$ – тиск в порожнині демпфування запобіжного клапана, $p_{д\ ккл}(t) = (p_{10}(t) - p_{ккл}(t))$.

– рівняння руху кульки керуючого клапана, нехтуючи силою тертя

$$m_k \ddot{x}_k = A_k (p_{ккл}(t) - p_{зл}) - P_{к\ гд}(t) - P_{к\ пр}(t) - P_{к\ р\ пр}(t), \quad (29)$$

де m_k – маса кульки керуючого клапана; h_k – переміщення кульки керуючого клапана; $A_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ – площа перерізу кульки; d_k – діаметр кульки;

$P_{к\ пр}(t)$, $P_{к\ гд}(t)$ і $P_{к\ р\ пр}(t)$ – відповідно, сили керуючого клапана: пружини, гідродинамічна і рідинної пружини, Н, які визначаються за залежностями, аналогічними (20), (16) і (23);

– рівняння витрати керуючого клапана

$$q_{ккл}(t) = A_k \dot{h}_k + q_{др\ кк}(t); \quad (30)$$

$$q_{ккл}(t) = \mu_{др\ кк} A_{др\ кк}(h_k) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p(t)_{ккл} - p_{зл})}, \quad (31)$$

де $\mu_{др\ кк}$ і $A_{др\ кк}(h_k)$ – відповідно, коефіцієнт витрати і площа прохідного перетину керуючого клапана;

– рівняння обмеження переміщення ЗРЕ основного клапана

$$0 < h_{ккл}(t) \leq h_{ккл\ max}.$$

де $h_{ккл\ max}$ – максимальне переміщення ЗРЕ основного клапана;

– рівняння обмеження переміщення кульки керуючого клапана

$$0 < h_k(t) \leq h_{к\ max}.$$

де $h_{к\ max}$ – максимальне переміщення кульки керуючого клапана.

Математична модель фільтра складається з рівнянь:

– перепаду тиску [6]

$$\Delta p_\phi = p_{11} - p_{12} = \frac{\mu q_{12}}{k_\phi A_\phi}, \quad (32)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, 0,1-Па·с; k_ϕ – коефіцієнт фільтра, який залежить від тонкості фільтрації РР і визначається [6]; A_ϕ – площа фільтра;

– нерозривності

$$q_{12} = q_{11}. \quad (33)$$

Математична модель дроселя складається з рівнянь:

– витрати через дросель

$$q_{14}(t) = \mu_{др}(\text{Re}, x_{др}) \frac{\pi d_{др}^2}{4} x_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{13}(t) - p_{зл}(t))}, \quad (34)$$

де $x_{др}$ і $d_{др}$ – відповідно, переміщення ЗРЕ і діаметр дроселя;

– нерозривності

$$q_8 = q_9 + q_{10} + q_{13}; \quad q_{13} = q_{14}. \quad (35)$$

Математична модель трубопроводів. Вона записувалась рівняннями, аналогічними (3).

Математичну модель стенда доповнювали рівняннями математичної моделі гідроапарата, що досліджується, (навантаженням).

Висновки

Для зменшення пульсацій тиску РР на вході в гідроапарат, що досліджується, та покращення умов праці запропоновано стенд для випробувань гідроапаратів оснащувати ГПТ. Це дозволило підвищити точність визначення залежності $p = f(q)$ гідроапарата. Вперше отримана, з урахуванням максимальної кількості факторів, математична модель цього стенда, яка дозволяє визначити пульсації тиску РР на вході в гідроапарат, що досліджується.

Список літератури: 1. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория, конструкция и расчет / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов – Кировоград: “КОД”, 2009 – 257 с. 2. ДСТУ 3073-95. Гідроапаратура. Правила приймання і методи випробування. (ГОСТ 20245-95. Гідроапаратура. Правила приемки и методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов. 1995. 41 с.) 3. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. на винахід / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свинаренко М.С.; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7. 4. Гидросила: [каталог]. – [Кировоград, ОАО “Гидросила”, 2000]. – 39 с. 5. Гідроапаратура: [каталог]. – [Харьков: АО Гідроапаратура, 2001]. – 51 с. 6. Объемные гидравлические приводы / [Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др.]; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с. 7. Андренко П. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свинаренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – p. 42 – 49. 8. Электрогидравлические следящие системы / [Хохлова В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др.]; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с. 9. Андренко П. М. Особливості врахування газомісту робочої рідини при дослідженнях гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 71 – 73. 10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с. 11. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 12. Складський О.М. Об’ємний гідропривод: [навч. посіб.] / О.М. Складський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.

Поступила до редколегії 25.03.10