

Таблиця 1 – Параметри ГС підйомного механізму стрілочного крану в залежності від режиму навантаження.

№ режиму	$p_1(t), p_2(t)$	$Q_{f_1}(t)$	$Q_{f_2}(t)$	$Q_{f_3}(t)$
1	$p_2(t) \gg p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) \neq 0$	$Q_{f_2}(t) = 0$	$Q_{f_3}(t) = Q_{f_2}(t)$
2	$p_2(t) > p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) = 0$	$Q_{f_2}(t) \neq 0$	–
3	$p_2(t) < p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) = 0$	$Q_{f_2}(t) \neq 0$	$Q_{f_3}(t) = 0$

Висновки. Розроблена більш повна математична модель елементів ГАЖ (переливний клапан прямої дії з осциляцією [4]) і моделі ГС підйомного механізму стрілочного крану вцілому з урахуванням їх нелінійностей та функціональних обмежень. Розроблена математична модель ГС дає можливість отримати графіки перехідних процесів величин, аналіз котрих дозволить оцінити динамічні характеристики, точність стабілізації швидкості ГА з використанням АРШ.

Список літератури: 1. Андренко П. Н., Клітної В. В., Панамарьова О. Б. Математична модель малогабаритного гідроагрегата живлення // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, СНУ ім. В. Даля, 2007. – №3(109) Ч. 2. – С. 13 – 17. 2. В. А. Дусанюк, Н. И. Иванов Автоматическое управление режимом работы гидропривода грузоподъемных устройств // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К.: Техника, 1976. – №12. – С. 58 – 64. 3. Ремарчук М. П. Энергобережения в системах управления рабочим оборудованием подъемно-транспортных и дорожных машин // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2004. – №2(4). – С. 7 – 12. 4. Лур'є З. Я., Андренко П. Н. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеаризованим математичним моделям // Східно – Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – №6/3(24). – С. 15 – 19. 5. Чекмасова І. А.. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрати. Дис. на здоб. наук. ст. к. т. н. за спец. 05. 05. 17 – «Гідравлічні машини та гідроприводи» НТУ «ХП», Харків, 2003р. – С. – 258.

Поступила до редколегії 27.09.07

УДК 62-753: 629.73

М.С. СВИНАРЕНКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОБЛОКУ З ПАСИВНИМ ГАСИТЕЛЕМ ПУЛЬСАЦІЙ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ПАРАМЕТРІВ

У статті приведена розроблена нелінійна математична модель модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів, яка враховує такі фактори, як: гідродинамічні процеси, що відбуваються в гідросистемі; силу тертя в гідравлічних апаратах; параметри робочої рідини.

Вступ. Питанням зниження шуму та екологічної безпеки, останнім часом, в більшості країн Європи, приділяють значну увагу. Так, в цих країнах,

законодавчо встановлений граничний рівень шуму – 85 дБА та 75 дБА, для гідроагрегатів технологічного обладнання та для гідроагрегатів мобільних машин. Тільки у Німеччині в 1999 році на вирішення проблеми зниження шуму було виділено 153 млн. євро [1]. Одним з ефективних методів зниження шуму і вібрації в гідравлічних системах є застосування в них гідравлічних пасивних гасителів пульсацій.

Аналіз літературних джерел. Робота гасителів пульсацій у різних гідравлічних агрегатах розглядалась в багатьох наукових роботах, наприклад [2]. Так, у статті [3] розглянуто ефективність використання гасителів пульсацій тиску різних типів в гідравлічній системі навантажувача L-200. Використання гідравлічних компенсаторів для зменшення гідравлічних ударів розглянуто в статті [4]. В роботі [5] наведено опис роботи пасивного гасителя пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів, однак, в ній відсутня оцінка ефективності його застосування в гідроагрегатах. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що в науково-технічній літературі, на сьогодні, відсутні відомості по використанню в гідравлічних агрегатах пасивного гасителя пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів.

Мета і задачі дослідження. Метою статті є побудова математичної моделі модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів для дослідження ефективності його роботи.

Гідравлічна схема. Розглянемо гідравлічну систему автогрейдера з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів, а саме модернізований блок системи автоматичного керування. Гідроблок з'єднується з основною системою керування автогрейдера та живиться від насоса НШ–50, за допомогою гідравлічних рукавів високого тиску. На відміну від існуючих та найпоширеніших систем автоматичного керування просторовим положенням робочого органа автогрейдера системи “Профіль”, “Розріз”, “Балада” і ін., цей гідроблок містить: фільтр на вході потоку робочої рідини; регульовані дроселі зі зворотними клапанами, використання яких дозволяє роздільно регулювати швидкості підйому і опускання робочого органа при роботі системи автоматичного керування; гідророзподільник серії ВЕ 6 з підвищеною швидкодією, що дозволяє підвищити якість стабілізації кутového положення робочого органа [6]. Зауважимо, що такі гідроблоки системи автоматичного керування, зазвичай, використовуються в автогрейдерах легкого і середнього класів. Гідравлічна схема такого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів показана на рис. 1.

Математична модель модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів. При розробці математичної моделі гідроблоку були прийняті наступні припущення: кавітація відсутня; температура і щільність робочої рідини (PP) постійні і рівні їх середнім значенням.

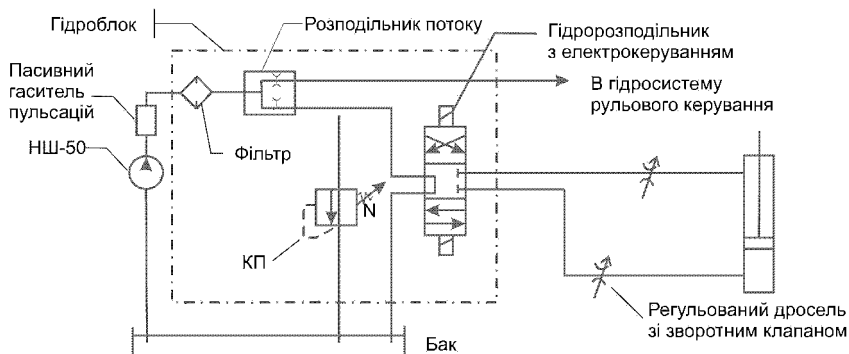


Рис. 1 Гідравлічна схема модернізованого гідроблока

Вважаємо, що використовуються трубопроводи великого діаметру, а процеси, що в них відбуваються, описуються без врахування розподілу параметрів РР по довжині. Це дозволяє не розглядати хвильові процеси.

Математична модель гідроблоку представлена:

– рівнянням руху золотника запобіжного клапану

$$m_{зк} \ddot{x}_{зк} = P_{уп}(t) - P_{пр\Sigma}(t) - P_{рпр}(t) - P_{Гд}(t) - P_{Тр}(t) - P_{дем}(t), \quad (1)$$

– рівнянням руху регулюючого елемента навантаженого штока гідроциліндра

$$P_{тр}(\ddot{y}) = m_{ци} \ddot{y} = f_{пор} P_1 - f_{шт} P_2 - P_{тр}(\dot{y}), \quad (2)$$

– рівнянням руху зворотного клапану

$$m_{зв} \ddot{x}_{зв} = P_{упзв}(t) - P_{прзв}(t) - P_{трзв}(t), \quad (3)$$

– рівнянням нерозривності

$$Q_H(t) = Q_{НАВ}(t) + Q_{ЗК}(t) + Q_{СТ}(t) + Q_{УП}(t), \quad (4)$$

Рівняння (1–4) розглядалися разом з рівняннями, які описують стан робочої рідини.

До математичної моделі також входять рівняння руху золотника гідро розподільника (ГР) і зворотного клапана (ЗК), які аналогічні (1). Зауважимо, що в рівнянні руху ГР відсутня сила демпфірування.

Рівняння витрати на виході з насоса визначається

$$Q_H(t) = \eta_{об} Q_{Hr}(t), \quad (5)$$

де $\eta_{об}$ - об'ємний ККД насоса; $Q_{Hr}(t)$ - геометрична подача шестеренно-го насоса, що розраховується за залежністю [7]

$$Q_{Hr}(t) = \omega \cdot \rho^2 \cdot B \cdot \left[(tg\alpha_e)^2 - (tg\alpha_k)^2 - (tg\alpha_k - \varphi(t))^2 \right],$$

де ω - кутова швидкість обертання; φ - кут повороту ведучої шестірні насоса; B - ширина шестерні; ρ - радіус основної окружності; $tg\alpha_e$, $tg\alpha_k$, r_r

визначаються по залежностям: $tg\alpha_e = \frac{\sqrt{1-(\rho/r_r)^2}}{\rho/r_r}$; $tg\alpha_k = \frac{\sqrt{1-(2\rho/s)^2}}{\rho/s}$;

$r_r = \frac{D_r}{2}$, D_r - діаметр окружності головок шестерні, $D_r = m(z+3)$; S - відстань між центрами шестерень, $S = m(z+1)$; m - модуль шестерні, z - кількість зубців.

Силу контактного тертя в гідроциліндрі (ГЦ) та гідроагрегату розраховували за однотипними залежностями [8], які точно визначають силу контактного тертя на рухомих елементах гідроагрегатів.

$$P_{тр}(\dot{y}) = \begin{cases} k_2 sign \dot{y} & \text{при } \dot{y} \neq 0 \\ + k_2 & \text{при } \dot{y} = 0 \text{ та } F_0 > k_2 \\ - k_2 & \text{при } \dot{y} = 0 \text{ та } F_0 < -k_2 \\ F_0 & \text{при } \dot{y} = 0 \text{ та } |F_0| \leq k_2 \end{cases} \quad (6)$$

де F_0 і k_2 знаходяться з рівняння

$$m \ddot{y}_{зр\epsilon} = F_0 - k_2. \quad (7)$$

В формулах (6) і (7) при визначенні сил тертя в ЗК та ГР, зворотного клапану підставляли відповідно $x_{зк}$, $x_{гр}$, $x_{зв}$.

Нелінійною, залежною від коефіцієнта витрати і перепаду тисків на дроселюючій щілині, є гідродинамічна сила, котра визначається як в [9].

Коефіцієнт витрати визначався з залежності, наведеної в роботі [10]

$$\mu_k = \mu_{kc} \sqrt{Re} / \sqrt{Re_k + Re},$$

де μ_{kc} - граничне значення коефіцієнта витрати клапана; Re_k - коефіцієнт корекції.

Сила пружини в гідроапаратах обчислювалася за однотипними формулами

$$P_{ПР\Sigma}(t) = c_{ПР\Sigma}(x_{ПР0} + x(t)),$$

де $c_{ПР\Sigma}$ - сумарна жорсткість пружини; $x_{ПР0}$ - попередній підтиск пружини; $x(t)$ - переміщення золотника гідроапарата.

Введемо обмеження на переміщення зворотного клапану

$$P_{ЗК} = \begin{cases} 0 & \text{при } P_{уп\ зв}(t) \leq P_{пр\ зв}(t) \\ X_{ЗК} & \text{при } P_{уп\ зв}(t) > P_{пр\ зв}(t) \end{cases}$$

Сила рідинної пружини обчислювалася за формулою з роботи [11]

$$P_{ПР}(t) = \frac{\pi^2 d_{зр\epsilon}^4 E_{CM}}{8V_0(1-V_T)} x_{зр\epsilon}(t),$$

де E_{CM} - приведений модуль об'ємної пружності ПР, розрахований з урахуванням газовмісту та пружних властивостей трубопроводу за залежністю,

наведеною в [9]; V_0 - об'єм РР у порожнинах клапана при середньому положенні ЗРЕ; $\overline{V_T}$ - відносний об'єм трубопроводів порожнин клапана, $\overline{V_T} = V_T/V_0$; V_T - об'єм РР, що знаходиться в трубопроводах від насоса до споживача і клапана.

Сила демпфірування визначалася з залежності

$$P_{\text{ДЕМ}_{\text{ЗК}}}(t) = \frac{\pi d_{\text{Ш}}^2}{4} (p_{\text{ДЕМ}}(t) - p_{\text{ЗЛ}}),$$

де $P_{\text{ДЕМ}_{\text{ЗК}}}(t)$ - тиск у порожнині демпфірування.

Зневажаючи стискання РР у порожнині демпфірування і прирівнюючи витрату через дросель демпфера $Q_{\text{ДР}} = G_{\text{ДР}} (P_{\text{ДЕМ}_{\text{ЗК}}}(t) - p_{\text{ЗЛ}})$, витрати керування клапаном

$$Q_{\text{УП}_{\text{ЗК}}}(t) = \frac{\pi d_{\text{ЗРЕ}}^2}{4} \dot{x}_{\text{ЗРЕ}},$$

визначаємо тиск у ній $p_{\text{ДЕМ}_{\text{ЗК}}}(t) = \frac{\pi d_{\text{Ш}}^2}{4G} \dot{x}_{\text{ЗРЕ}} + p_{\text{ЗЛ}}$, де $G_{\text{ДР}}$ - провідність дроселя. Витрата РР у ЗК розраховувався за залежністю

$$Q_{\text{К}}(t) = Q_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(t) - Q_{\text{ВИТ}_{\text{ЗК}}}(t) - Q_{\text{ПЕР}_{\text{ЗК}}}(t). \quad (8)$$

Витрата РР через дроселюючу щілину ЗК визначалася з залежності [12]

$$Q_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(t) = \mu_{\text{К}_{\text{ЗК}}}(\text{Re}, x_3) f_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(t)},$$

де $f_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(x_3)$ - площа щілини; $\Delta p_{\text{Ш}_{\text{ЗК}}}(t)$ - перепад тиску на щілині.

Витрата стиску ЗК визначалася за залежністю

$$Q_{\text{СТ}}(t) = \frac{(V_0 + V_T)}{E_{\text{СМ}}} \frac{dp_{\text{СИС}}(t)}{dt},$$

де V - об'єм РР в гідроагрегаті при середньому положенні золотника ЗК. Витрата витоків ЗК розраховувалася за формулою з роботи [13]

$$Q_{\text{ВИТ}_{\text{ЗК}}}(t) = \frac{1,75 \pi d_{\text{Ш}} \Delta p_{\text{Ш}}(t) \delta^3}{12 \nu_t \rho L},$$

де ν_t - коефіцієнт кінематичної в'язкості РР; L - довжина перемичок у корпусі клапана; $f_{\text{ПОР}}$, $f_{\text{ШТ}}$ - площі поршня ГЦ зі сторони поршневої та штокової порожнин.

Навантаження на шток ГЦ направлено в сторону, протилежну руху поршня ГЦ. Рівняння витрат ГЦ [14]:

$$Q_{\text{ПОР}} = f_{\text{ПОР}} \dot{y} + \frac{V_{\text{ПОР}} + f_{\text{ПОР}} y}{E_{\text{СМ}}} \frac{dp_2}{dt},$$

$$Q_{\text{ШТ}} = f_{\text{ШТ}} \dot{y} + \frac{V_{\text{ШТ}} - f_{\text{ШТ}} y}{E_{\text{СМ}}} \frac{dp_2}{dt},$$

де ВШТ, ВПОР - об'єми ГЦ зі сторони поршневої та штокової порожнин.

Сила керування ЗВ розраховувалась згідно залежності

$$P_{\text{УП ЗВ}}(t) = f \cdot c_{\text{пр зв}} \cdot x_{\text{пр зв}}$$

де $c_{\text{пр зв}}$ - жорсткість пружини ЗВ; $x_{\text{пр зв}}$ - попередній підтиск пружини ЗВ; f - площа регулюючого елемента ЗВ

Витрата РР з ГР розраховувалась згідно залежності

$$Q_{\text{ГР}}(t) = Q_{\text{ШГР}}(t) - Q_{\text{ВИТГР}}(t) - Q_{\text{ПЕРГР}}(t)$$

Витрата $Q_{\text{ШГР}}(t)$ розраховувалась за залежністю

$$Q_{\text{ШГР}}(t) = \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_3) f_{\text{ш}}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{2} (p_{\text{ЖИВ}}(t) - p_{\text{Д}}(t) \text{sign } \dot{x}_3)},$$

Витрати витоків і перетоків з ЗК і ГР розраховували згідно залежностей, проведених у роботі [12]. Витрата через регульований дросель розрахована згідно залежності (8) з підстановкою відносних параметрів. Математична модель пасивного гасителя пульсації тиску була розроблена нами в [15] та, разом з рівняннями, наведеними вище, становить нелінійну математичну модель модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій.

Висновок. В статті наведено нову математичну модель модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів, яка дозволяє провести аналіз ефективності його роботи в даній гідросхемі.

Список літератури. 1. "Состояние и перспективы развития гидрооборудования стационарных машин". Мир техники и технологий № 11 (48), 2005 ООО издательства дом "Промінь" г. Харьков с. 18-22. 2. Создание малолитражных комплектных гидроприводов на давление до 32 МПа. Методические рекомендации. – М.: НИИмаш, 1984. – 48с. 3. Balawander A., Elgert K., Sieniewski B. Forschungsarbeiten an der Entwicklung von hydraurischen Satellitenmotoren.// Cswarte Polsko-Niemieckie Seminarium "Innowacja i poster w hydraulice i pneumatyce". Sopot, 20-21 wrzesnia 2001. – S. 277 – 290. 4. Лурье З. Я., Татьков В. В., Федоренко И. М., Старченко А. Ю. "Пути снижения забросов давления в гидроагрегате копового пресса при переработке неклассового лома" Системы приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва №1 (7) 2005 м. Вінниця ВДАУ. 5. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. Заявка на винахід МПК. F16L 55/04. Андренко П. М., Білюк І. І., Стеценко Ю. М., Свиначенко М. С. - № 200504242. Заявлено 04.05.2005. 6. Василенко А. В., Тепляков И. М. "Модернизация гидравлической схемы автогрейдеров для систем автоматической стабилизации положения рабочего органа". Сборник статей. 2004 – Воронеж. 7. Башта Т. М. Зайченко И. З. Ермаков В. В. Хаймович Е. М. Объемные гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1968, – 628 с. 8. Склиревский А.Н., Денисенко А.И. Динамика позиционного гидравлического следящего привода с длинными гидроканалами // Промислова гідроліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2003. - №1. – С. 47-51. 9. Попов Д. Н. Динамика і регулювання гідро – и пневмосистем. – 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с. 10. Данилов Ю. А., Кирилловский Ю. Л., Колпаков Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 1990. – 272с. 11. Электрогидравлические следящие системы. Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисова Н. А. и др. Под ред. В. А. Хохлова

– М.: Машиностроение, 1971. – 431 с. 12. Гамьнин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 13. Гречка І. П. Розрахунок витоків в гідророзподільниках із новим гідравлічним вібраційним контуром // Вестник НТУ “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2006. – № 10. – С. 73 – 78. 14. Чекмасова І. А. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрат; Дис. Канд. техн. наук. 05.05.17. – Харків, 2003. – 258с. 15. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В., Свиначенко М.С. Універсальна математична модель гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ, 2006. - № 7. – С 218 – 222.

Поступила до редколегії 21.09.07

УДК 621.923

В.А. ФАДЕЕВ, Е.В. НАБОКА

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРАМИ КАЧЕСТВА

У статті розглянуті питання керування якістю відносно технологічного виробництва. А також надається аналіз впливу параметрів точності геометричних показників.

Технологическое управление является одним из основных методов повышения качества производства изделий.

Ранее недостаточно уделялось внимание влиянию предыдущих операций на эксплуатационные свойства готовых изделий. В настоящее время все больше исследуются вопросы управления качеством. Широко изучается влияние наследственности на отдельные характеристики качества поверхности и точность обработки. Однако для обеспечения качества производства изделия необходимо, чтобы все операции и их технологические переходы рассматривались во взаимосвязи, т.к. конечные характеристики формируются всем комплексом технологических воздействий.

С момента появления материала как определенного вещества и до придания ему желаемых размеров и свойств он проходит через ряд состояний, характеризующихся параметрами качества. Любой технологический процесс приводит к изменению этих параметров и может быть представлен траекторией точки, движущейся в n -мерном пространстве состояний от начального до конечного состояния (1).

В любой момент времени состояние объекта (материал, заготовка, деталь) определяется конечным числом свойств. Любое состояние при этом должно рассматриваться, как результат состояний, имеющих в прошлом.

Различные траектории представляют собой различные технологические процессы и разнообразные условия эксплуатации объекта. Поэтому каждый процесс и конкретные условия следует рассматривать в топологическом плане, с учетом временной истории изменения параметров качества объектов.