

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МАНІПУЛЯТОРА ЗА РАХУНОК ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ

Дмитро Міщук

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03680, Повітрофлотський пр-кт, 31, Київ, Україна, e-mail: mishchuk84@gmail.com

INCREASING EFFICIENCY MANIPULATOR BY OPTIMAL CONTROL

Dmitry Mishchuk

Kyiv National University of Construction and Architecture,
03680, 31, Povitroflotsky avenue, Kyiv, Ukraine, e-mail: mishchuk84@gmail.com

АНОТАЦІЯ. Досліджено характер зміни кінематичних та енергосилових параметрів механічної системи маніпулятора за різних режимів керування рухом привідної ланки. Розроблено рекомендації з підвищення ефективності роботи маніпулятора з гідроприводом за рахунок застосування оптимального керування.

Ключеві слова: гідроманіпулятор, програмне керування, оптимальні режими.

АНОТАЦИЯ. Исследован характер изменения кинематических и энергосиловых параметров механической системы манипулятора при разных режимах управления движением приводящего звена. Разработаны рекомендации по повышению эффективности работы манипулятора с гидроприводом за счет использования оптимального управления.

Ключевые слова: гидроманипулятор, программное управление, оптимальные режимы.

ABSTRACT. Purpose. Make comparisons of standard and optimal operating modes manipulator and propose options for improving the work of the manipulator. **Methodology of research.** Optimal modes manipulator is defined by minimizing values dynamic component of power and energy the jerks of boom manipulator system. A comparison of optimal and real work manipulator conducted by their careful analysis. **Research limitations/implications.** The paper does not represent intermediate calculations and comparison operating modes for the manipulator conducted for constant conditions. **Originality/value.** Investigate the character of variation of the kinematic and power parameters of the mechanical system of the manipulator at different modes of motion control drive unit. The recommendations for improving the efficiency of hydraulic manipulator at the expense of the introduction of optimal control.

Key words: hydraulic crane, program management, optimal modes.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Для роботи в складних природних умовах позитивно зарекомендували себе технічні системи з маніпуляторами [1]. Проте при роботі гідроманіпулятора в елементах його конструкції виникають значні динамічні навантаження, що зменшує продуктивність та надійність машини. Для уникнення таких негативних явищ доцільно виконувати зміну вильоту маніпулятора за програмними режимами руху [2].

МЕТА РОБОТИ

Дослідити програмні режими зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом та на основі аналізу запропонувати рекомендації з їх впровадження в систему керування маніпулятора для раціонального виконання вантажних робіт.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Керування маніпуляторами виконується за типовими режимами роботи. Типові режими роботи маніпулятора розглядаються в ряді праць, згідно з якими вони є простими в реалізації та не потребують громіздкого математичного апарату для реалізації, що значно спрощує динамічні розрахунки гідроманіпуляторів.

Розглянуто два типові режими пуску гідроманіпулятора, за яких швидкість руху привідної координати описується лінійною залежністю від часу. Перший типовий режим відповідає розгону системи протягом однієї секунди та рух зі сталою швидкістю протягом двох секунд. Цей режим представляється наступними залежностями кінематичних характеристик:

$$q_1 = \begin{cases} q_{1n} + \frac{V_y t^2}{t_1 2}, & 0 \leq t \leq t_1; \\ V_y t + (q_1[t_1] - V_y t_1), & t_1 < t < t_n, \end{cases} \quad (1)$$

$$\dot{q}_1 = \begin{cases} \frac{V_y}{t_1} t, & 0 \leq t \leq t_1; \\ V_y, & t_1 < t < t_n, \end{cases} \quad (2)$$

де t_1 - час миттєвого вибігу, c ($t_1 = 1c$); t_n - час розгону системи, c ; V_y - стала швидкість руху, м/с.

За другим типовим режимом відбувається “розтягнутий” розгін системи протягом трьох секунд. Цей режим руху характеризується наступними залежностями кінематичних характеристик:

$$q_1 = q_{1n} + \frac{V_y t^2}{t_n 2}; \quad \dot{q}_1 = \frac{V_y}{t_n} t. \quad (3)$$

При роботі маніпуляторів можуть також використовуватися спеціально розроблені режими зміни вильоту. Розглянуто режими зміни вильоту маніпулятора, що отримані на основі оптимізації його роботи. Для зменшення динамічних навантажень в стріловій системі маніпулятора можна використовувати режими зміни його вильоту, що побудовані шляхом мінімізації “енергії” ривків [2] та динамічної складової потужності стрілової системи [3]. Режими руху маніпулятора, які синтезовані за вказаними критеріями, будуть визначатися залежностями:

- оптимальний динамічний режим

$$q_1 = q_{1.0} + V_y \left(1 - \frac{t}{3 \cdot t_n} \right) \frac{t^2}{t_n} + \quad (4)$$

$$+ b \left(6 \frac{t^2}{t_n^2} - 15 \frac{t}{t_n} + 10 \right) \frac{t^3}{t_n^3};$$

$$\dot{q}_1 = V_y \left(2 - \frac{t}{t_n} \right) \frac{t}{t_n} + 30b \times \quad (5)$$

$$\times \left(\frac{t^2}{t_n^2} - 2 \frac{t}{t_n} + 1 \right) \frac{t^2}{t_n^3};$$

- оптимальний ривковий режим

$$q_1 = \frac{c_1}{t_n^7} (-140 t^6 + 420 t^5 t_n - 420 t^4 t_n^2 + 140 t^3 t_n^3) + \quad (6)$$

$$+ (5q_{1n} t_n^4 + 3t^5 V_y - 10 t^4 t_n V_y + 10 t^3 t_n^2 V_y) / 5t_n^4;$$

$$\dot{q}_1 = \frac{c_1}{t_n^7} (-840 t^5 + 2100 t^4 t_n - 1680 t^3 t_n^2 + 420 t^2 t_n^3) + (15 t^4 V_y - 40 t^3 t_n V_y + 30 t^2 t_n^2 V_y) / 5t_n^4, \quad (7)$$

де b , c – коефіцієнти, які визначаються із крайових умов роботи маніпулятора [4, 5]. Для крайових умов $q_1(0) = 1,46$ м, $\dot{q}_1(0) = 0$, $\dot{q}_1(3) = 0,4$ м/с, $\ddot{q}_1(3) = 0$ визначено невідомі коефіцієнти $b = 0,00374$ та $c_1 = -0,00018$.

На рис. 1 представлені графічні залежності кінематичних характеристик розглянутих режимів руху, а в табл. 1 – їх числові значення.

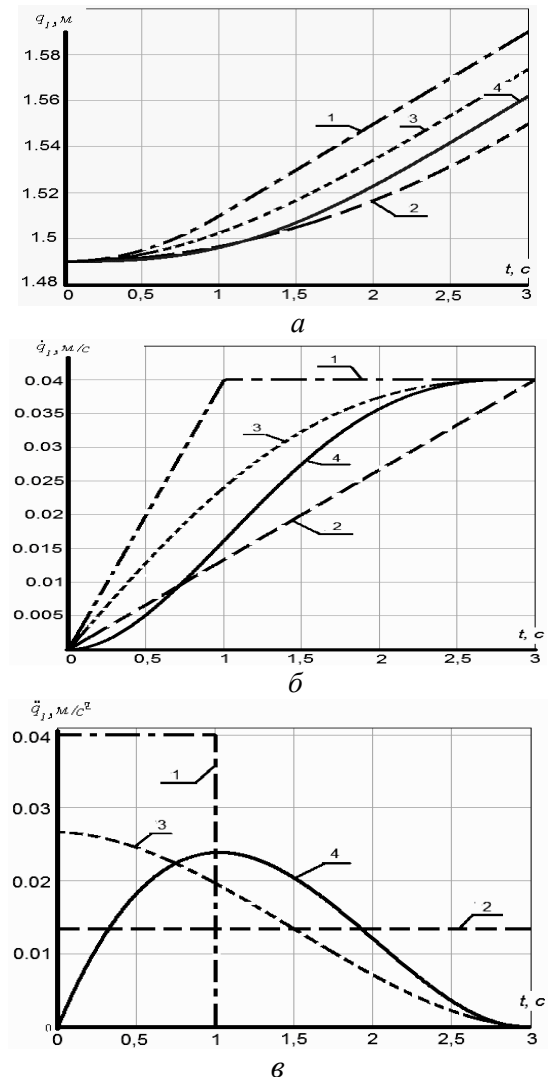


Рис. 1. Кінематичні характеристики режимів руху гідроманіпулятора: *a* – переміщення; *б* – швидкості; *в* – прискорення; 1 – перший типовий пуск; 2 – другий типовий пуск; 3 – оптимальний динамічний пуск; 4 – оптимальний ривковий пуск

Fig. 1. Kinematic characteristics modes of motion of hydromanipulator: *a* - moving; *б* - speed; *в* - acceleration; 1 – first default mode; 2 – second default mode; 3 - optimal dynamic mode; 4 - optimal mode to accelerate

Таблиця 1. Числові значення кінематичних характеристик розглянутих режимів руху
Table 1. Numerical values of kinematic characteristics of the considered modes of movement

Час перехідного режиму, с		0	0,5	1	1,5	2	2,5	3
Перший типовий режим	q_1	1,49	1,495	1,51	1,53	1,55	1,57	1,59
	\dot{q}_1	0	0,02	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
	\ddot{q}_1	0,04	0,04	0,04	0	0	0	0
Другий типовий режим	q_1	1,49	1,492	1,497	1,505	1,517	1,532	1,55
	\dot{q}_1	0	0,006 7	0,013	0,02	0,027	0,033	0,04
	\ddot{q}_1	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013
Оптимальний динамічний режим	q_1	1,49	1,493	1,503	1,517	1,534	1,554	1,574
	\dot{q}_1	0	0,013	0,024	0,032	0,037	0,04	0,04
	\ddot{q}_1	0,027	0,025	0,02	0,013	0,007	0,002	0
Оптимальний ривковий режим	q_1	1,49	1,491	1,496	1,507	1,523	1,542	1,562
	\dot{q}_1	0	0,005	0,016	0,028	0,036	0,039	0,04
	\ddot{q}_1	0	0,012	0,024	0,02	0,012	0,003	0

Середні швидкості руху на ділянці пуску визначаються залежністю

$$v_c = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{2}, \quad (8)$$

де v_{\max}, v_{\min} – максимальне та мінімальне значення параметрів швидкості.

Для всіх режимів руху значення середньої швидкості становить 0,02м/с. При цьому зміна переміщень по узагальнених координатах буде різною. Відповідно матимемо: $\Delta q_1 = 0,1\text{м}$ – для першого типового режиму; $\Delta q_1 = 0,06\text{м}$ – для другого типового режиму; $\Delta q_1 = 0,084\text{м}$ – для оптимального динамічного режиму; $\Delta q_1 = 0,072\text{м}$ – для оптимального ривкового режиму. За цими показниками можна сказати, що перший типовий режим має найбільшу продуктивність, а другий типовий режим – найменшу. Проте з графічних залежностей видно, що перший типовий режим пуску має найбільші значення прискорення за цикл переміщення, що спричинятиме створенню підвищених динамічних навантажень при його реалізації.

Порівняльну оцінку динамічних властивостей представлених режимів руху в пері-

од пуску оцінено умовним коефіцієнтом, аналогічним до коефіцієнта динамічності, який виражається наступною залежністю

$$K_d = \frac{\ddot{q}_{1\max}}{\frac{q_{1k} - q_{1n}}{t_n^2}} = \frac{\ddot{q}_{1\max}}{\left(\frac{v_c}{t_1}\right)^2}, \quad (9)$$

де $q_{1\max}$ - максимальне значення прискорення на ділянці розгону, м/с².

Відповідно буде: $K_d = 6$ – для першого типового режиму; $K_d = 1,3$ – для другого типового режиму; $K_d = 4,05$ – для оптимального динамічного режиму; $K_d = 3,6$ – для оптимального ривкового режиму. Як видно з отриманих значень умовного коефіцієнта динамічності перший типовий режим є найбільш небажаним з точки зору плавності роботи механічної стрілової системи гідроманіпулятора. Другий типовий режим є менш динамічним, так як він має найменші значення прискорення, проте, як і в оптимальному динамічному режимі пуску, на початковому періоду його формування виникають прискорення, що призводитиме до м'якого динамічного удару в момент пуску механічної системи маніпулятора. Оптимальний динамічний режим пуску, на відміну

від другого типового режиму, має плавне зменшення прискорення, що певним чином компенсуватиме початковий динамічний удар в період переходу стрілової системи в режим сталого руху й створюватиме їй плавну роботу, чого не можна реалізувати першим і другим режимами.

Оптимальний ривковий пуск з позиції мінімальних динамічних навантажень є найбільш бажаним. Хоча такий режим руху має на 10% меншу продуктивність у порівнянні з першим типовим режимом, проте за такого режиму руху відбувається плавний пуск, а пускові прискорення на 40% менші від прискорень найбільш продуктивного з розглянутих типових режимів.

Для якісної оцінки розглянутих режимів руху досліджено залежності зміни кінетичної енергії стріли гідроманіпулятора, динамічного зусилля та потужності на його привідній ланці, які представлено у вигляді графіків на рис. 2.

Із графіків вітікає наступне: при переміщенні стрілової системи за час пуску масмо різні миттєві значення потужності приводу за однакових часових проміжків переміщення. Найбільші миттєві значення потужності складають 3700Вт для першого типового режиму, 3420Вт для другого типового режиму, 3500Вт для динамічного режиму та 3450Вт для ривкового режиму. Максимальні миттєві витрати потужності відносно виконаного переміщення для кожного з режимів складають: 37кВт/м для першого типового режиму, 57кВт/м для другого типового режиму, 41,7кВт/м для динамічного режиму та 47,9кВт/м для ривкового режиму.

Перший типовий режим має найбільше максимальне значення кінетичної енергії, а другий режим – найменше.

Витрати енергії для кожного з режимів

оцінено залежністю $E = \int_0^t N dt$, що відпо-

відає площі плоскої фігури, яка знаходиться під відповідним графіком миттєвої потужності (рис. 2, в) і обмежується часовими координатами. Як видно із графіка (рис. 2, б), найбільші витрати енергії відповідають першому типовому режиму, а найменші для другого типового режиму.

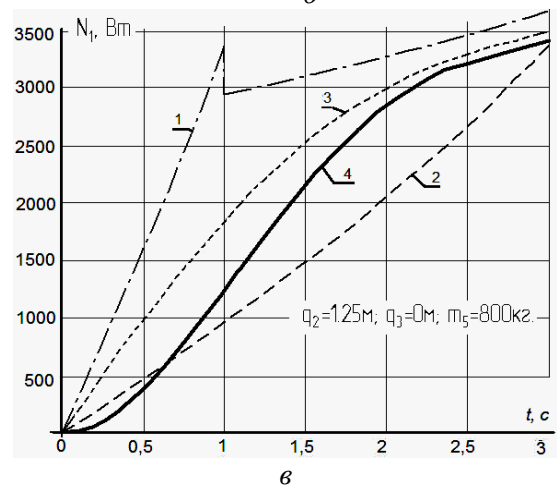
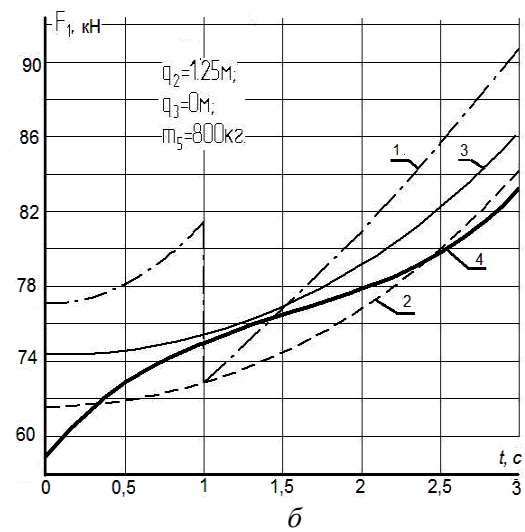
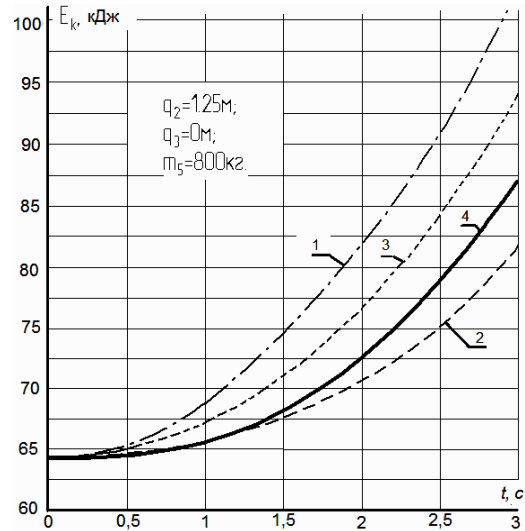


Рис. 2. Характер зміни кінетичної енергії (а), динамічної сили (б) та потужності (в): 1 – перший типовий режим пуску; 2 – другий типовий режим пуску; 3 – оптимальний динамічний пуск; 4 – оптимальний ривковий пуск

Fig. 2. The variation of the kinetic energy (a), dynamic force (б) and power (в): 1 – first default mode; 2 – second default mode; 3 – optimal dynamic mode; 4 – optimal mode to accelerate

РЕКОМЕНДАЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДУ ГІДРОМАНІПУЛЯТОРА

Вибір оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів гідроманіпулятора в певній мірі може підвищити його технічний рівень. Для більш суттєвого покращення якісних показників роботи гідроманіпулятора необхідно провести модернізацію його вузлів, яка повинна базуватись на наступних принципах:

- зменшувати негативний вплив динамічних навантажень;
- зменшувати залишкових коливань металоконструкції шарнірно-зчленованої стрілової системи та вантажу;
- раціонально підвищувати робочі швидкості переміщення вантажів;
- підвищувати ресурс шарнірно-зчленованої стрілової системи та системи приводу.

Запропоновано знижувати динамічні на-

вантаження під час перехідних режимів роботи шарнірно-зчленованої стрілової системи та системи гідроприводу шляхом застосування керованого пуску привідного механізму з метою забезпечення необхідного режиму виходу стрілової системи маніпулятора на усталений режим руху з найменшими динамічними навантаженнями. Крім того, режим гальмування привідного механізму повинен забезпечувати зупинку гідроманіпулятора з мінімальними динамічними навантаженнями [4]. У разі відсутності ділянки усталеного руху стрілової системи, необхідно забезпечити перехід від пуску до гальмування без динамічних ударів з мінімальними витратами динамічної складової потужності. Для виконання поставленого завдання пропонується змінити систему гідроприводу гідроманіпулятора за рахунок модернізації конструкції гідророзподільника та системи його керування. На рис. 3 представлена система гідроприводу гідроманіпулятора, в якій необхідні результати забезпечується тим, що в гідравлічну

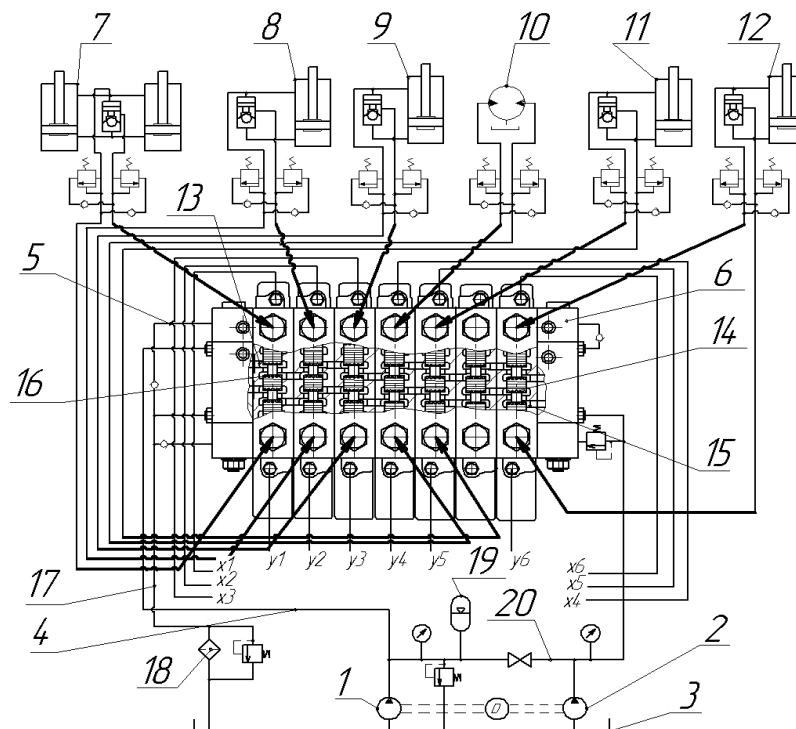


Рис. 3. Система гідроприводу маніпулятора з плавним пуском та гальмуванням:

1, 2 – гідронасоси; 3 – гідробак; 4, 20 – напірні лінії; 5, 17 – зливні лінії; 6 – гідророзподільник; 7, 8, 9, 11, 12 – гідроциліндри; 10 – гідромотор; 13, 15 – зливні магістралі розподільника; 14 – золотник; 16 – дросельні канавки на кромці золотника; 18 – фільтр; 19 – гідроаккумулятор

Fig. 3. The hydraulic system drive of manipulator with soft start and braking:

1, 2 - hydraulic pumps; 3 - reservoir; 4, 20 - pressure line; 5, 17 - drain line; 6 - control valve; 7, 8, 9, 11, 12 - hydrocylinders; 10 - hydromotor; 13, 15 - drain line valve; 14 - the spool; 16 - choke grooves on the edge of the spool; 18 - filter; 19 - hydroaccumulator

апаратуру керування виконавчих механізмів 7, 8, 9, 10, 11 та 12 введено багатосекційний двопотоковий золотниковий розподільник 6 із золотниками 14, які на своїх відсічених робочих кромках містять дросельні щілини 16 у вигляді проточок змінного перерізу.

На рис. 4 зображено циліндричний золотник 1 із дросельними проточками 2 та системою його стабілізації 3 у просторовому вигляді.

Завдяки тому, що в золотнику нарізані канавки, в момент його переміщення під дією керуючого сигналу починають відкриватись вхідні канали і робоча рідина поступово потрапляє у напірну та відвідну лінії через нарізані дросельні канавки, а при повному відкритті – вільно проходить через канали гідророзподільника. Такий режим роботи створює умови плавного керуваного пуску (гальмування), який зменшує дію гідравлічного удару у виконавчих механізмах та мінімізує динамічні навантаження в процесі руху стрілової системи.

Для забезпечення бажаного закону переміщення золотників гідророзподільника

та для їх плавного переміщення пропорційно руху виконавчих механізмів гідроманіпулятора пропонується використовувати гідравлічні розподільники з механічним приводом переміщення золотників (рис. 5).

У гідророзподільнику з кулачковим приводом золотників (рис. 5.5, а) за рахунок необхідного профілю кулачка можна виконувати переміщення золотників за нелінійним законом руху, що дозволяє спростити конфігурацію дросельної проточки на золотнику. В гідравлічних розподільниках з приводом золотників через гвинтову передачу (рис.5.5, б) можна виконувати плавне переміщення золотників за різними законами руху з точним позиціонуванням їх в проміжних положеннях. При цьому не має потреби змінювати конструкцію приводу, як це необхідно робити із розподільниками з кулачковим приводом.

Для точного відтворення керуючої дії на виконавчий механізм стрілової системи гідроманіпулятора запропоновано використати електронну систему керування (рис.6) [5].

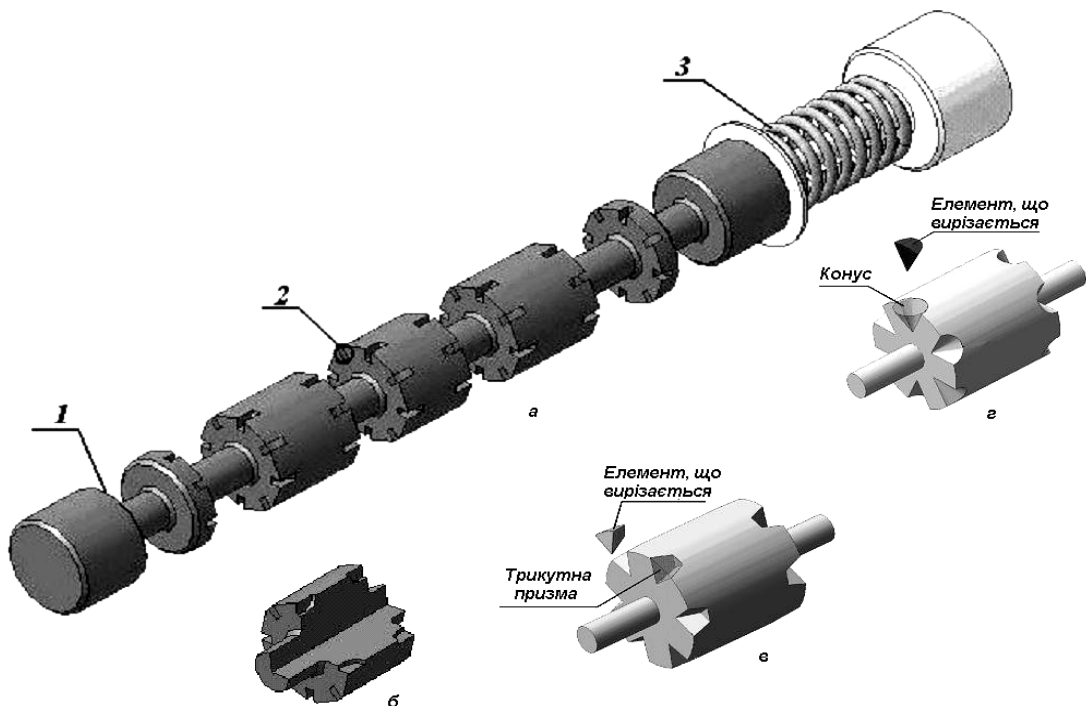


Рис. 4. Золотник розподільника із дросельними проточками: а – золотник; б – вигляд дросельної проточки в розрізі; в – варіант золотника з призматичним дроселем; г – варіант золотника з конусним дроселем

Fig. 4. The spool valve with throttle recesses
а – the spool; б – view throttle groove section; в - version with a prismatic throttle spool; г - version with conical throttle spool

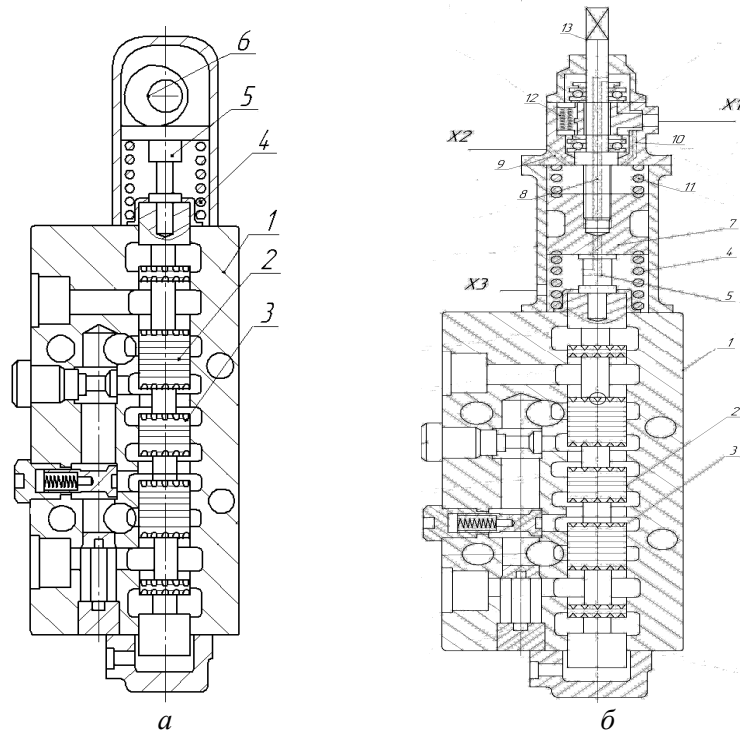


Рис. 5. Конструкції гідророзподільників з механічним приводом: *а* – кулачковий; *б* – гвинтова передача з гідропідсилювачем; 1 – розподільник; 2 – золотник; 3 – дросельна проточка; 4, 11, 12 – пружини; 5 – штовхач; 6 – ексцентрик; 7 – поршень; 8 – проточка; 9, 10 – дренажна канали; 13 – гвинт

Fig. 5. Constructions hydraulic valve with a mechanical drive: *a* – cam; *б* – screw transmission with hydraulic booster; 1 - valve; 2 - spool; 3 - throttle groove; 4, 11, 12 - springs; 5 - pusher; 6 - cam; 7 - forcer; 8 - groove; 9, 10 - drainage channels; 13 - screw

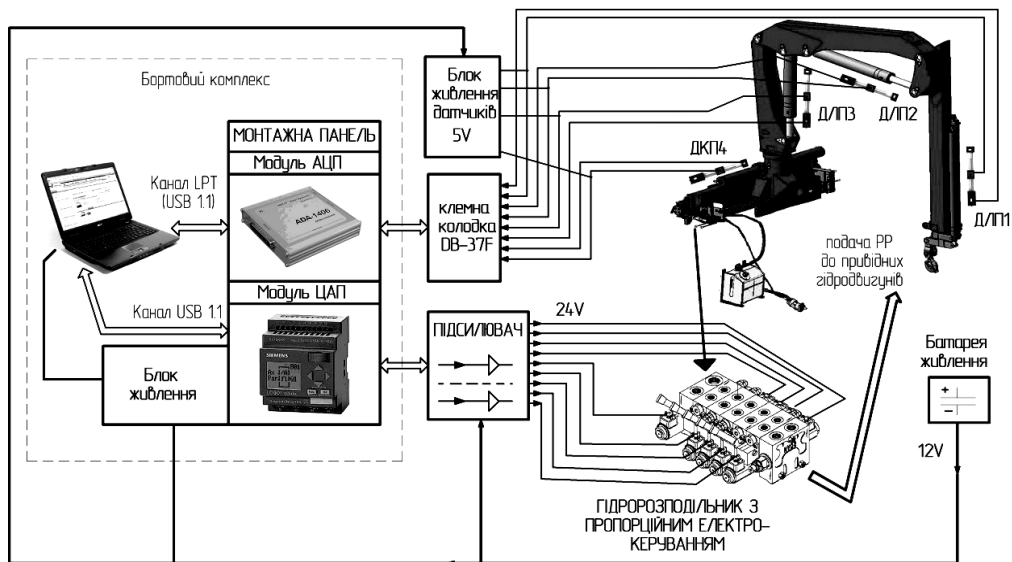


Рис. 6. Електрогідрравлічна пропорційна мікропроцесорна система керування гідроманіпулятором

Fig. 6. Electrohydraulic proportional microprocessor system control manipulator with hydraulic drive

Принципова система гідроприводу гідроманіпулятора з електрогідрравлічним пропорційним мікропроцесорним керуванням складається з пропорційного електрогідрравлічного розподільника, який своїми керуючими електромагнітами через блок підсилення замкнений на блок цифро-

аналогового перетворювача (ЦАП) (рис.6). Блок ЦАП через відповідний канал підключено до портативного комп'ютера, на якому встановлено програму керування за оптимальними режимами руху. Задаючи програмою визначений режим руху гідроманіпулятора, комп'ютер створює цифровий

сигнал та передає його на блок ЦАП, де відбувається модуляція та перетворення на аналоговий сигнал (силу струму керування), який підсилюється на підсилювачі та передається на електромагніти гідророзподільника. В залежності від сили струму розподільник подає відповідну кількість рідини до виконавчих гідродвигунів і тим самим задає їм оптимальну швидкість руху.

Окрім системи керування за допомогою електронних блоків ЦАП, запропоновано синтезувати слідкуючу систему гідроманіпулятора (рис.6). На приводних гідродвигунах гідроманіпулятора встановлюються датчики лінійного або кутового переміщення (ДЛП, ДКП). Датчики через клемну коробку підключені до каналів блоку АЦП. Блок АЦП підключено до комп'ютера з відповідним програмним забезпеченням. Під час роботи маніпулятора за допомогою встановлених датчиків та блоку АЦП в комп'ютері програмою керування визначається переміщення, швидкість, прискорення та їх похідні, які порівнюються із розрахунковими параметрами та визначається похибка для їх корегування.

ВИСНОВКИ

Позитивні ефекти від впровадження запропонованої системи керування шарнірно-зчленованою стрілою гідроманіпулятора за оптимальними законами руху полягають в скороченні часу робочого циклу гідроманіпулятора за рахунок зменшення тривалості заспокоєння коливань металоконструкції та вантажу, а також підвищенні показників надійності роботи гідроманіпулятора за рахунок зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію та гідропривід.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Sukach M.* Spiral method of concretion mining from bottom waters / M. Sukach. MOTROL, Vol.16, No. 8, 2014. – P. 95-100.
2. *Ловейкін В.С.* Результати експериментального дослідження оптимізації режимів руху штока крана-маніпулятора з гідроприводом / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук, С.В. Горбатюк // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2012. – Вип. №2(7). – С. 162-169.
3. *Міщук Д.О.* Дослідження ресурсу стрілової системи гідроманіпулятора на основі експе-

риментальних даних / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // «Бъдещето въпроси от света на науката - 2012». – София, «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2012. - Том 39. Технологии. – С. 42-47.

4. *Ловейкін В.С.* Визначення оптимальних режимів руху маніпулятора за процес пуску (гальмування) під час роботи за однією з узагальнених координат / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - №73, 2009. – С. 35-42.
5. *Патент України №28229.* Плунжерний розподільник робочої рідини / В.С. Ловейкін, В.Ф. Ярошенко, Д.О. Міщук. опубл. 26.11.2007, Бюл.№19.

REFERENCES

1. *Sukach M., 2014.* Spiral method of concretion mining from bottom waters. MOTROL, Vol.16, No. 8, 95-100.
2. *Lovejkin V.S., Mischuk D.O., Gorbatjuk E.V., 2012.* Rezultati eksperimentalnogo doslidszhennja optimizacii rezhimiv ruhu shtoka krana-manipuljatora z gidroprivodom [The results of experimental research optimization of motion of the rod truck mounted crane with hydraulic]. Naukovij visnik Hersonskogo derzhavnogo morskoi akademii [Scientific Bulletin of Kherson State Maritime Academy], 2012, Vol. 2(7), 162-169.
3. *Lovejkin V.S., Mishhuk D.O., 2012.* Doslidszhennja resursu strilovo sistemi gidromanipuljatora na osnovi eksperimental'nih danih [Research resource boom hydro system on the basis of experimental data]. Bdeshheto voprosi ot sveta na naukata - 2012, Sofija, Bjal GRAD-BG OOD, 2012. Vol. 39. Technology, 42-47.
4. *Lovejkin V.S., Mishhuk D.O., 2009.* Viznachennja optimalnih rezhimiv ruhu manipuljatora za proces pysku (galmuvannja) pid chas roboti za odnoi z uzagalnenih koordinat [Determining the optimal modes of motion of the manipulator for process start (inhibition) while working for one of the generalized coordinates]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], No. 73, 35-42.
5. *Lovejkin V.S., Mishhuk D.O., Jaroshenko V.F., 2007.* Plunger spreader working fluid. Patent Ukraine No. 28229.