

О. П. ГУБАРЕВ, О. С. ГАНПАНЦУРОВА, Н. С. Д'ЯКОНОВА, А. Ю. КОСМИНА

ГІДРОПРИВОД З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ

Розглянуто можливість позиціонування вихідної ланки гідроприводу шляхом дозованої подачі або відведення рідини з використанням стисливості рідини та пружної деформації трубопроводу у якості фізичної основи для утворення порцій. Встановлено, що різниця тиску в напірній лінії та в порожнині циліндра дозволяє змінювати рідини, яка знаходиться в трубопроводі. Запропоновано встановити в напірній та/або зливній ліній додатковий клапан, який разом із з'єднувальним трубопроводом і клапаном керування утворюють пружно-гідрравлічний дозатор. За результатами модельних експериментів встановлено межі змін порцій рідини в залежності від тиску живлення, навантаження, об'єму з'єднувальної лінії та властивостей рідини. Розроблено спрощену схему гідроприводу з пружно-гідрравлічним дозуванням рідини.

Ключові слова: гідропривод, керування, стисливість, робоча рідина, дозування, навантаження.

Рассмотрена возможность позиционирования выходного звена гидропривода путем дозированной подачи или отвода жидкости с использованием сжимаемости жидкости и упругой деформации трубопровода в качестве физической основы для образования порций. Установлено, что разница давлений в напорной линии и в полости цилиндра позволяет изменять массу жидкости, находящейся в трубопроводе. Предложено установить в напорной и/или сливной линиях дополнительный клапан, который вместе с соединительным трубопроводом и клапаном управления образуют упруго-гидравлический дозатор. По результатам модельных экспериментов установлены границы изменений порций жидкости в зависимости от давления питания, нагрузки, объема соединительной линии и свойств жидкости. Разработана упрощенная схема гидропривода с упруго-гидравлической дозировкой жидкости.

Ключевые слова: гидропривод, управление, сжимаемость, рабочая жидкость, дозирование, нагрузка.

It is shown the possibility of the hydraulic drive positioning by means of dosing supply of a working fluid. The proposition is based on the elastic deformation of a pipeline and compressibility of the working fluid. It is established that the pressure difference between the pressure line and the drain line can change the mass of liquid in pipe. It is proposed to install additional valve in the pressure and/or drain line which, together with the connecting pipeline and control valve, will form an elastic-hydraulic fluid doser. The results of modeling experiments allow to set values of fluid portions depending on supplying pressure, external load, volume of the connecting line and properties of the working fluid. A simplified hydraulic drive scheme with the elastic-hydraulic fluid doser has been developed.

Keywords: hydraulic drive, control, compressibility, working fluid, dosing, load.

Вступ. Підвищення ефективності гідравлічних засобів автоматизації пов'язано з поєднанням традиційних переваг гідроприводу з гнучкими алгоритмами керування. Суттєве зниження вартості систем керування на основі програмованих контролерів та сенсорів, як засобів моніторингу стану систем, дозволило розширити перелік практичних застосувань у бік їх спрощення. У той же час програмоване керування дозволяє отримувати модернізовані розв'язки традиційних задач з отриманням нової якості автоматизації [1–4]. Більшість властивостей гідроприводу, як позитивних, так і негативних, є наслідками властивостей гідравлічних рідин та засобів керування подачею рідини [1, 5, 6]. Однією з таких властивостей є стисливість, яка вважається достатньо малою. Саме стисливість є першопричиною гідравлічних ударів, демпфуючої спроможності деяких елементів та пружної податливості приводу під навантаженням. Спираючись на пружні властивості рідини та гнучкість алгоритмів керування запропоновано використати об'єм рідини в трубопроводах в якості пружного гідроакумулятора. Таким чином, по чергово з'єднуючи частину трубопроводу з лінією з більшим тиском та з лінією з меншим тиском можна перепускати через цю ділянку трубопроводу порції рідини, які потраплятимуть до виконавчого гідродвигуна. В залежності від кількості та об'єму таких порцій відбуватиметься позиціонування вихідної ланки приводу у певній координаті без застосування зворотного зв'язку. У випадку застосування зворотного зв'язку, розходження між

заданою та реальною координатами визначатиме кількість та напрямок постачання порцій рідини, об'єм ділянки трубопроводу та різниця тисків.

Аналіз літературних джерел. Відомі технічні рішення з дискретною порційною подачею рідини в гідроприводі для позиціонування вихідної ланки [7–10]. Одним з найпростіших варіантів для позиціонування штоку гідроциліндру є використання двоохпозиційних (*On-Off*) розподільників та регулювання витрати часом відкриття клапанів та налаштуванням дроселів. Такий варіант фактично є розподіленням на часові кроки дросельним регулюванням. Тобто система є чутливою до змін в'язкості рідини і обмежує об'єм доданої порції часом відкриття клапану. Дозування з фіксованим об'ємом забезпечує відповідність точності позиціонування до об'єму порції. Так, в приводах із багатопоршневими двигунами позиція зупинки не залежить від стиснення та витоків рідини [7]. Але позиції двигуна обумовлені конструктивними розмірами камер і не можуть бути переналаштовані або змінені під час роботи системи, що звужує коло практичних задач для застосування і підіймає вартість приводу. Цей недолік усунуто в багатоканальному гідродвигуні, що має один поршень та звичайні для гідроциліндру габаритні розміри. В стінці гільзи на певних відстанях зроблено отвори, які визначають координати зупинки і з'єднані лініями з розподільниками [7]. Кількість отворів та їх розташування відповідає кількості та координатам позицій вихідної ланки, тобто є конструктивно обумовленим. До недоліків можна віднести складність ущільнення поршня через наявність отворів в гільзі і

велику кількість розподільників. Наприклад, для забезпечення 15 позицій, привід з багатоканальним гідродвигуном, має містити 15 розподільників. На усунення цих недоліків спрямовано використання дозаторних та крокових гідродвигунів і сервоприводів [3, 4, 11].

Дискретний гідропривід дозаторного типу забезпечує рух та позиціонування вихідної ланки (штока) при релейному електричному керуванні тактовим розподільником. Зворотний рух приводу безперервний та здійснюється при вмиканні реверсивного розподільника. Після кожного увімкнення та вимкнення тактового розподільника шток, завдяки дозуючому циліндру, переміщується на відповідну до порції рідини відстань. Вихідна ланка утримується в заданій позиції в результаті постійного тиску в штоковій порожнині, виконавчій гідролінії та камері дозуючого циліндра [7, 12].

Застосування пропорційного та сервокерування дозволяє забезпечити точні переміщення робочих органів, захист від перенавантажень, керування швидкостями, силами, моментами, врахування змін температури [1, 3, 11, 13]. Але вартість обладнання та вимоги до рідини і умов експлуатації суттєво звужують сферу використання таких пристроїв.

Позиційні приводи з дозованою подачею робочої рідини в значній мірі позбавлені перелічених недоліків [7, 12]. Відомі технічні рішення порційної подачі рідини, в яких запропонована система керування з еталонною моделлю [12]. У моделі, за значенням тиску, координати і навантаження, визначається кількість потрібних порцій рідини, відповідно до певної координати. До недоліку таких приводів можна віднести обмеження щодо максимальної швидкості руху вихідної ланки, яку визначає час наповнення та спорожнення дозатора, час перемикання клапанів, час подачі порцій до циліндру.

Гідропривод, що вміщує алгоритм дозованого керування подачею рідини, який підлагоджує кількість порцій та їх розмір до координати позиціонування та навантаження, або переходить в режим дросельного керування, частково об'єднує властивості пропорційного керування але з використанням дискретних клапанів, дроселів та трубопроводів системи гідроприводу.

Запропоновано поєднати порційне позиціонування, виконане шляхом відокремлення розподільниками ланок гідравлічних ліній, та дросельне регулювання, шляхом відкриття відокремлюючих клапанів.

За результатами аналізу визначено перелік основних параметрів і чинників впливу на можливість формування порцій рідини в ланках гідролінії та їх подачу у гідродвигун, які необхідно врахувати в системі з пружно-гідравлічним дозуванням рідини.

Основна частина. Метою досліджень є обґрунтування можливості пружно-гідравлічного дозування подачі рідини в системах гідроприводу.

Пропонується використання гідроприводу з пружно-деформованим дозуванням подачі рідини з використанням частини трубопроводу напірної або зливної лінії у якості дозуючого гідроакумулятору. Принцип роботи системи полягає в тому, що у дозуючу камеру акумулятору з постійним об'ємом під тиском подається рідина. Під дією тиску рідина пружно-деформується, збільшується маса рідини в камері, після чого камера запирається за допомогою керованого клапану. Далі відкривається клапан, що з'єднує камеру акумулятору з порожниною гідроциліндру. Накопичена під тиском в дозаторі рідина збільшує свій об'єм, а її надлишок поступає у порожнину циліндра та переміщує поршень на відповідну відстань. Таким чином здійснюється подача порції рідини, що припадає на один імпульс керування. Повторення імпульсу декілька разів, при однакових умовах, забезпечить переміщення штоку гідроциліндра на більшу відстань.

Запропонована система може бути використана для додаткового позиціонування штоку гідроциліндра з дросельним регулюванням. Наприклад, в системі гідроприводу (рис. 1) кінцеве положення штоку (КП) повинно змінюватись через певну кількість операцій, але різниця положень не перевищує декілька міліметрів.

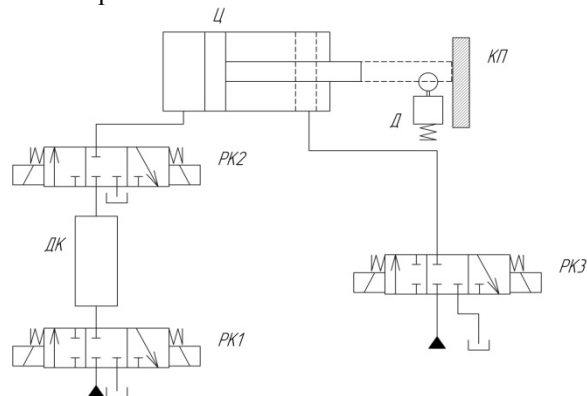


Рис. 1 – Схема підключення дозуючої камери (Ц – циліндр, РК1, РК2, РК3 – розподільники, ДК – дозуюча камера, Д – датчик, КП – кінцеве положення)

На певній відстані до кінцевого положення встановлено датчик (Д), до якого здійснюється рух штоку з використанням дросельного регулювання швидкості. Після отримання сигналу від датчика Д система переходить на рух з дозованою подачею рідини. З камери дозування імпульсно додаються порції рідини і шток переміщується у відповідну до кількості порцій позицію.

На етапі обґрунтування схеми приводу з пружно-гідравлічним позиціонуванням здійснено теоретичні розрахунки з наступними припущеннями: температура робочої рідини не змінюється; надлишковий тиск в штоковій порожнині без навантаження дорівнює нулю; трубопровід, що з'єднує дозуючу камеру з поршневою порожниною, не деформується або має незначний об'єм, сили тертя в гідродвигуні відсутні; витoki в системі відсутні; швидкість руху поршня не впливає на об'єм порцій.

За основу, при розрахунку руху поршня вперед, була прийнята схема (рис. 1). Змодельований процес полягає в наступному. Рідина під тиском подається до системи. На початку розподільники РК1 та РК2 закриті, клапан РК3 знаходиться в крайньому правому положенні. Спочатку РК1 відкривається на час Δt , рідина заповнює дозуючу камеру, принцип роботи якої побудований на стисненні робочої рідини під більшим тиском та подальшому розширенні рідини під меншим тиском. Далі РК1 закривається, після чого, на час Δt , відкривається РК2 і рідина з дозуючої камери подається у поршневу порожнину, тиск в камері і порожнині вирівнюється. Клапан РК2 закривається. Відповідно до порції рідини, що надійшла до порожнини циліндра, шток гідроциліндра переміщується.

Теоретичне обґрунтування параметрів системи з пружно-гідравлічним дозуванням подачі рідини спрямоване на визначення величини переміщення штоку гідроциліндра. В теоретичному розрахунку було враховано параметри системи (тиск, навантаження, параметри гідроциліндра, додатковий об'єм рідини в гідроапаратурі), властивості робочої рідини, параметри дозуючої камери (розміри та деформація під дією тиску).

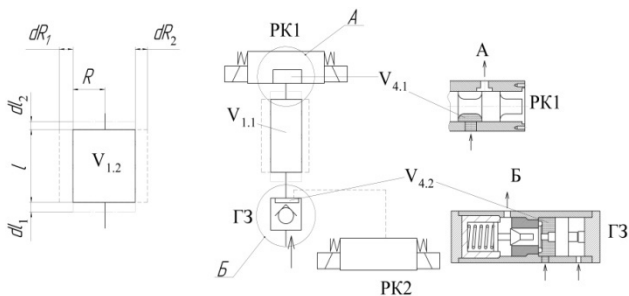


Рис. 2 – Розрахункова схема моделі пружно-деформованого дозатора гідравлічного дозування з розподілом деформації на складові $V_{1,1}$ – камера дозатора, А, Б – варіанти відокремлюючих пристроїв, РК1 – клапан керування підводом рідини до циліндра, РК2 – клапан керування підводом рідини до камери дозатора, $V_{4,1}$ та $V_{4,2}$ – додатковий об'єм відокремлюючих пристроїв

Для системи (рис. 2) було складено спрощений математичний опис (1) для визначення координати вихідної ланки при позиціонуванні штока гідроциліндра [7]:

$$\begin{aligned} y_d &= y_t \cdot n_y + \Delta y_d; \\ y_t &= F_0 \cdot l_0 / (\sigma_d \cdot q_d), \end{aligned} \quad (1)$$

де y_d – координата вихідної ланки; y_t – ідеальне переміщення вихідної ланки в межах одного такту; n_y – кількість тактів, що було зроблено; Δy_d – похибка позиціонування вихідної ланки; F_0 та l_0 – площа та хід поршня дозуючого циліндра; q_d – ефективна площа поршня; σ_d – відношення площин поршня в порожнинах гідроциліндра.

Величина n_y дорівнює кількості імпульсів дозування. При оцінці похибки позиціонування враховано пружні властивості рідини та камер, тиск і навантаження (2):

$$\begin{aligned} p_c &= \frac{p_{\Pi}}{\sigma_d} - \frac{H_c}{\sigma_d \cdot q_d \cdot \eta_{\text{дм}}} \\ \Delta y_{\text{д1}} &= \frac{p_c - p_{\text{ат}}}{\sigma_d \cdot q_d} \cdot \left(\frac{V_{\text{ж}}}{E_{\text{ж}}} + \frac{V_y}{E_y} \right) + \\ &+ \frac{V_{\text{ат}}}{\sigma_d \cdot q_d} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{ат}}}{p_c} \right)^n \right] \\ \Delta y_{\text{д2}} &= \frac{p_c - p_{\text{ат}}}{p_{\text{ном}} - p_{\text{ат}}} + \frac{Q_{\text{уном}} \cdot t_{\text{поз}}}{\sigma_d \cdot q_d} \\ \Delta y_{\text{д}} &= \Delta y_{\text{д1}} + \Delta y_{\text{д2}} \end{aligned} \quad (2)$$

де p_c та p_{Π} – тиск в штоковій та поршневій порожнинах; H_c – зовнішнє статичне навантаження на вихідну ланку; $\eta_{\text{дм}}$ – механічний ККД гідроциліндра; $p_{\text{ат}}$ – атмосферний тиск; $V_{\text{ж}}$, V_y та $V_{\text{ат}}$ – об'єми рідини, стінок та повітря; $E_{\text{ж}}$ – модуль пружності рідини; E_y – приведений модуль пружності стінок; n – показник політропного процесу стиснення газу; $p_{\text{ном}}$ – номінальний тиск рідини; $Q_{\text{уном}}$ – номінальні витoki рідини; $t_{\text{поз}}$ – час позиціонування вихідної ланки.

Відносне подовження дозуючої камери можна визначити як [14]:

$$dl = \frac{\omega(x)}{R},$$

де $\omega(x)$ – радіальне переміщення точок оболонки.

Розрахунки проводились для металевих труб та рукавів високого тиску.

Для розрахунку деформації рукавів високого тиску за розподілом навантаження між шарами обплетення використано залежності 3 – 5 [14].

Для рукава з обплетенням з врахуванням сумісності деформацій та перемішень:

$$p_1 = p \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2 + 2d_1^2} \right); \quad (3)$$

$$p_2 = \frac{p \cdot d_1^2}{d_2^2 + 2d_1^2}$$

де p_1 – тиск на перше обплетення (внутрішнє); p_2 – тиск на друге обплетення (зовнішнє); d_1 та d_2 – середні розрахункові діаметри першого обплетення та другого.

$$p_1 = 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \frac{1}{d_1^2} \quad (4)$$

$$p_2 = 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \frac{1}{d_1^2 + d_2^2}$$

де k_B – міцність обплетення до розриву; N – кількість шарів проволочки, що викладаються шпулею однієї машини; n – кількість проволочок на шпулі.

Рівняння для визначення тиску розриву матиме вигляд:

$$p_B = 0,735 \cdot k_B \cdot N \cdot n \cdot \left(\frac{1}{d_1^2} + \frac{1}{d_1^2 + d_2^2} \right) \cdot \left(\frac{C_1}{C_2} \right);$$

$$C_1 = 1 - 0,015 \cdot (n - 1); \quad (5)$$

$$C_2 = 1 + \frac{1}{\varepsilon},$$

де C_1, C_2 – поправочні множники.

Для дозуючої камери у вигляді сталевого трубопроводу використано залежності (6) – (12). Початкові дані для розрахунку системи: тиск в дозуючій камері p_1 , бар; тиск навантаження p_2 , бар; діаметр штока гідроциліндра d_1 , м; діаметр поршня гідроциліндра D_1 , м; довжина дозуючої камери l , м; внутрішній діаметр дозуючої камери d , м; зовнішній діаметр дозуючої камери D , м; товщина стінки дозуючої камери h , м; модуль пружності (сталь) E_1 , Па; модуль пружності (робоча рідина) E_2 , Па; додатковий об'єм відсічних клапанів (кранів) V_4 , м³. Початковий об'єм дозуючої камери:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l. \quad (6)$$

Після подачі рідини під тиском у дозуючу камеру відбувається радіальне переміщення стінок внаслідок дії тиску p_1 , яке розраховується за залежністю (7). При розрахунку деформації враховуємо властивості матеріалу [15]:

$$dR = \frac{0,25 \cdot p_1 \cdot d^2}{E_1 \cdot h}; \quad (7)$$

$$E = -V \cdot \left(\frac{dp}{dV} \right).$$

Визначаємо приріст об'єму поршневої камери під дією тиску p_1 за залежністю (8). При цьому враховуємо тиск в штоковій порожнині. Якщо на шток не діє навантаження та розподільник стоїть в положенні на злив, тоді тиск p_2 приймається рівним нуль бар, отримуємо:

$$dV_1 = V_1 \cdot \beta_p \cdot (p_1 - p_2);$$

$$\beta_p = \frac{1}{E_2}. \quad (8)$$

де β_p – коефіцієнт стиснення робочої рідини (м²/Н).

Додатковий об'єм в двох розподільниках також впливає на величину доданої порції рідини та

переміщення. Розрахуємо зміну загального об'єму рідини під тиском p_1 :

$$dV_2 = \beta_p \cdot (V_{4.1} + V_{4.2}) \cdot (p_1 - p_2). \quad (9)$$

Визначаємо сумарну зміну об'єму рідини від розширення камери та стисливості рідини:

$$dV_3 = dV_1 + dV_2. \quad (10)$$

За отриманими даними визначаємо розрахункову величину переміщення поршня при одинарному імпульсі спрацювання клапанів РК1 і РК2 та додаванні однієї порції рідини з дозуючої камери:

$$\Delta h = \frac{dV_3}{S}; \quad S = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2. \quad (11)$$

де S – площа поршневої порожнини гідроциліндра.

Розраховуємо позицію зупинки поршня з врахуванням кількості одиничних імпульсів k :

$$\Delta h = \frac{dV_3}{S}; \quad h = \Delta h \cdot k. \quad (12)$$

Залежність (12) використовуємо для розрахунку необхідної кількості імпульсів при відомій координаті позиціонування.

За залежностями (2) – (12) виконано комп'ютерне моделювання щодо визначення переміщення вихідної ланки приводу від основних параметрів системи. В якості робочої рідини для розрахунків було обрано масло АМГ-10, модуль об'ємної пружності якої дорівнює 130400 Н/см² [6]. Розрахункові параметри трубопроводів були обрані згідно ДСТУ 16516-80.

Подальше дослідження спрямоване на визначення впливу тиску живлення, довжини та діаметру трубопроводу дозуючої камери і навантаження на об'єм порції рідини та переміщення поршня. На першому етапі розглянуто вплив довжини трубопроводу дозуючої камери на величину переміщення штоку при різних значеннях діаметру і фіксованому тиску (рис. 3).

Розрахунки виконано за умов відсутності навантаження, тобто враховано тільки деформацію рідини під впливом зміни тиску та деформацію трубопроводу камери. Довжина трубопроводу камери змінювалась в діапазоні від 2,5 до 9 метрів. Діаметри сталевих трубопроводів були прийняті за стандартним рядом: 6, 8, 10 та 12 мм. Значення тиску живлення змінювались від 30 до 60 бар. Модуль пружності матеріалу трубопроводу прийнято 200000 МПа. Товщина стінок трубопроводів діаметром 6 та 8 мм дорівнює 2 мм, а трубопроводів діаметром 10 та 12 мм дорівнює 2,25 мм. Розрахунки було виконано для циліндру з внутрішнім діаметром гільзи 30 мм.

Отримані результати свідчать про те, що зі збільшенням об'єму дозуючої камери, при незмінному тиску, зростає величина переміщення поршня. Так для діаметру 6 мм зростання відбувається в межах від 0,4 мм до 2,4 мм в залежності від тиску живлення (рис. 4). Збільшення діаметру до 8 мм фактично призводить до

збільшення об'єму камери в 1,78 рази. Але зростання

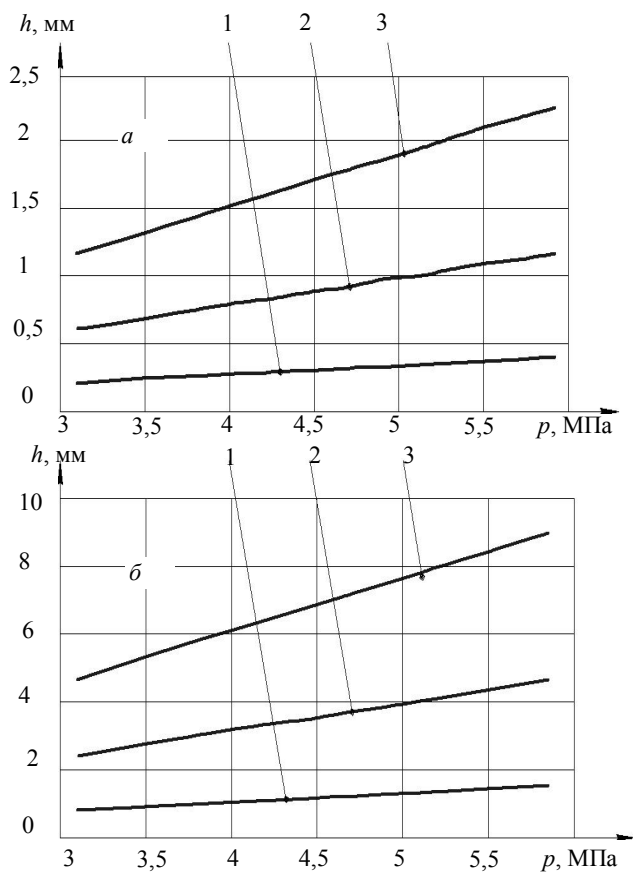


Рис. 3 – Залежності кроку переміщення від тиску живлення для діаметрів 8 мм (а) та 12 мм (б) при довжині: 1 – 2,5 м, 2 – 5 м, 3 – 7,5 м

переміщення складає всього від 0,6 мм до 4,1 мм замість 0,71 та 4,3 мм відповідно.

Подальше збільшення діаметру до 10 мм забезпечило переміщення від 1,1 мм до 6,5 мм при збільшенні об'єму камери в 1,56 рази. Тобто, у разі пропорційної залежності, в порівнянні з діаметром 8 мм, переміщення мало бути 0,936 та 6,4 мм відповідно.

Останній розрахунок виконано для діаметру трубопроводу 12 мм. Розрахункові переміщення також зросли до 1,8 мм та 9,2 мм. При перерахунку до збільшення об'єму в 1,44 рази переміщення, у разі пропорційної залежності від об'єму, мало складати 1,58 та 9,36 мм.

Всі розрахункові залежності, для розглянутого діапазону тиску, мають лінійний характер, що надає зручності для пошуку необхідних параметрів камери. Спираючись на пропорційність доданого стисливості об'єму до основного об'єму камери були отримані наступні перерахункові значення для одного кроку переміщення (табл. 1).

Отримані дані вказують на більшу відповідність результатів перерахунку до заданих переміщень при збільшенні об'єму камери дозатора (див. довжина 7 метрів та довжина 2,5 метри). Відхилення у першому

випадку не перевищують 4 %, а для камери меншого об'єму складають до 17 %. Було помічено, що зміни перерахункових значень не мають квадратичної залежності від збільшення діаметру, хоча об'єм камери має таку залежність. У якості припущення було прийнято, що для камер меншого об'єму більш суттєвий вплив мають зайві об'єми перекриваючих пристроїв дозатора (клапанів або гідрозамків).

Таблиця 1 – Перерахункові переміщення поршня за один імпульс дії дозатора: d – діаметр трубопроводу дозатора, l – довжина трубопроводу дозатора

d , мм	$l = 2,5$ м перерах. Δh при d				$l = 7,0$ м перерах. Δh при d			
	6	8	10	12	6	8	10	12
6	0,4	0,33	0,39	0,45	2,4	2,31	2,34	2,31
8	0,71	0,6	0,63	0,8	4,3	4,1	4,16	4,08
10	1,1	0,94	1,1	1,25	6,5	6,64	6,5	6,38
12	1,6	1,35	1,58	1,8	9,6	9,22	9,36	9,2

Щодо неквадратичності залежності переміщення від об'єму було відмічено змінний вплив об'єму порожнини гідроциліндру. Так, додана у порції кількість рідини змінює свій об'єм при переході з камери дозатора до порожнини циліндру. Зміна об'єму всієї рідини в порожнині циліндру обумовлена також зміною тиску та співвідношенням доданого об'єму і початкового об'єму порожнини. Таким чином, для початкової координати поршня майже вся додана рідини переходить в додане переміщення.

У випадку значного об'єму порожнини циліндру доданий об'єм рідини частково призведе до збільшення густини рідини в циліндрі, і тільки після врівноваження тиску, залишкова частина рідини перейде в рух поршня.

Ймовірно, ще одним чинником нелінійності є товщина стінок трубопроводу. Тобто, при однакових значеннях тиску трубопроводи фактично працюють в різних умовах, що спричиняє різницю в показниках кроку переміщення. У той же час, при незмінному діаметрі трубопроводу, залежності від тиску та довжини матимуть теоретично лінійний вигляд.

На другому етапі досліджень було розглянуто вплив тиску живлення і навантаження на значення кроку переміщення. Розрахунки виконано відповідно до залежностей (2) – (12). Врахування навантаження виконано шляхом розрахунку різниці тисків між камерою дозатора та відокремленою порожниною гільзи циліндру (рис. 2). Перерахунок зроблено для діаметру гільзи 30 мм і діаметру штока 16 мм.

В дослідженні не враховано динаміку змін тиску під час руху поршня, негерметичність ущільнень поршня, негерметичність відсічних клапанів дозатора. Останній чинник є найбільш важливим, оскільки перепад тиску на ущільненнях клапанів змінюватиметься при зміні навантаження і потребує експериментальної перевірки.

Спочатку, за залежностями (рис. 4) має бути підібрано параметри дозатора, а саме діаметр і довжину, за заданим значенням кроку позиціонування Δh і відомим тиском живлення в системі. Наприклад,

для отримання переміщення поршня 1,1 мм при тиску живлення 5,0 МПа можуть бути застосовані наступні комбінації значень діаметру і довжини дозатора (для вказаного типу рідини): $d = 16$ мм, $l = 0,7$ м; $d = 12$ мм,

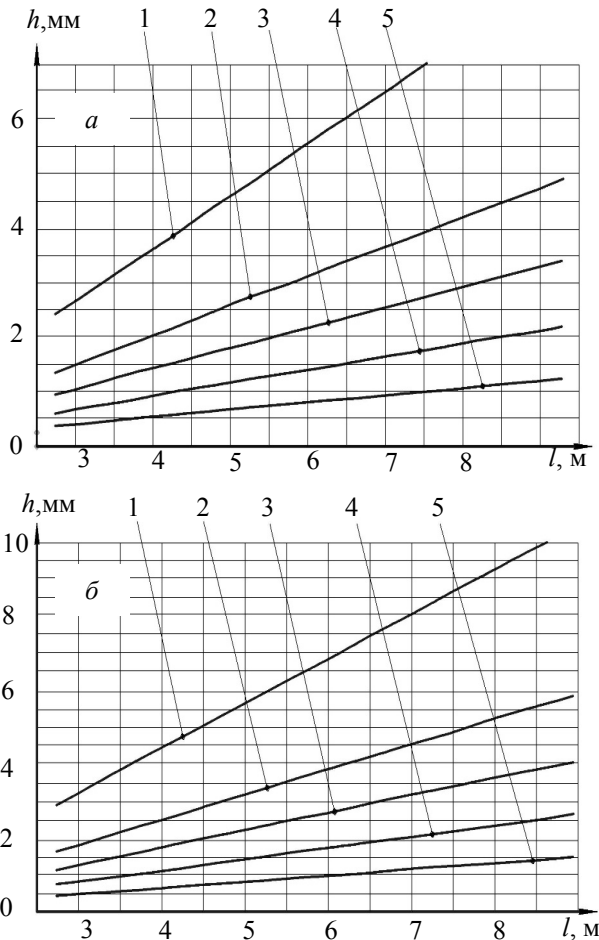


Рис. 4 – Залежності для визначення діаметру і довжини пружно-гідравлічного дозатора по кроку h без навантаження при тиску живлення 50 бар (а) та 60 бар (б): 1 – 16 мм, 2 – 12 мм, 3 – 10 мм, 4 – 8 мм, 5 – 6 мм

$l = 2,5$ м; $d = 10$ мм, $l = 3,6$ м; $d = 8$ мм, $l = 5,5$ м; $d = 6$ мм, $l = 10,8$ м (перше і останнє співвідношення – за результатами екстраполяції).

Зауважимо, що довжина камери дозатора впливає на час заповнення та час спрацювання дозатора. Так, хвиля тиску розповсюджується зі швидкістю звуку, яка перевищує 1300 м/с. Але, для встановлення оновленого значення тиску відбудеться декілька коливань тиску, під дією якого до трубопроводу надійде додаткова маса рідини:

$$\Delta m = \Delta V_3(p + \Delta p) = l \cdot \Delta S_k (p + \Delta p),$$

де Δp – зміна густини, що відповідає зміні тиску, ΔS_k – умовний приріст питомої площі дозатора, який враховує зміну діаметра та зміну густини.

В першому наближенні час надходження порції або час зміни густини в камері може бути розрахований за моделлю прискореного руху. При цьому шлях переміщення доданої маси може бути прийнятий половиною довжини камери. Середнє значення зусилля визначається підвищенням тиску:

$$F_m = 0,5 \Delta p \cdot S_k$$

де S_k – площа перерізу камери дозатора.

Далі, для підібраних значень параметрів дозатора, розглянуто вплив навантаження на величину кроку переміщення (рис. 5). Значення навантаження перераховано у доданий тиск в поршневій порожнині відповідно до діаметра гільзи 30 мм. Значення тиску зливної лінії та діаметрів поршня і штока залишається незмінним. Наприклад, якщо було обрано діаметр трубопровода дозатора 12 мм і його довжина 5 м, а тиск живлення склав 5,0 МПа, то крок переміщення складатиме 2,3 мм при відсутньому навантаженні.

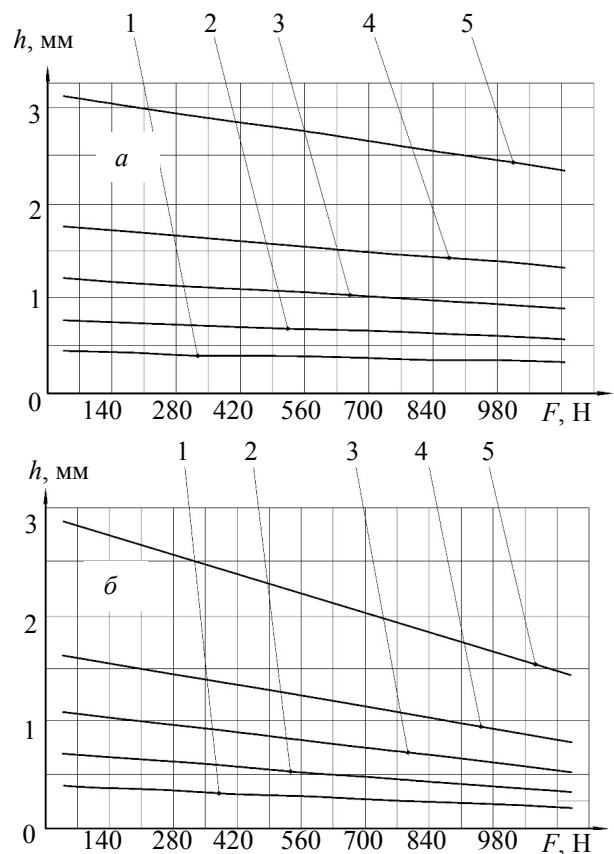


Рис. 5 – Корегувальні залежності для врахування впливу навантаження на крок переміщення при довжині дозатора 2,5 м (а) та 5,0 м (б) та діаметрах 1 – 6 мм, 2 – 8 мм, 3 – 10 мм, 4 – 12 мм, 5 – 16 мм

Вплив навантаження враховуємо за допомогою корегуючої залежності для обраного значення тиску та параметрів дозатора (рис. 5, а, залежність 4). Наприклад, навантаження складає 560 Н, тоді значення тиску в поршневій порожнині збільшиться на 0,8 МПа. Відповідно до цього значення, тиску живлення та параметрів дозатора знаходимо відкориговане значення кроку переміщення, яке складатиме 1,1 мм. Комплект розрахункових залежностей, аналогічних до (рис. 4–5), надає передумови до визначення кроку переміщення з врахуванням тиску живлення, навантаження, діаметру і довжини камери дозатора, властивостей рідини і матеріалу камери дозатора.

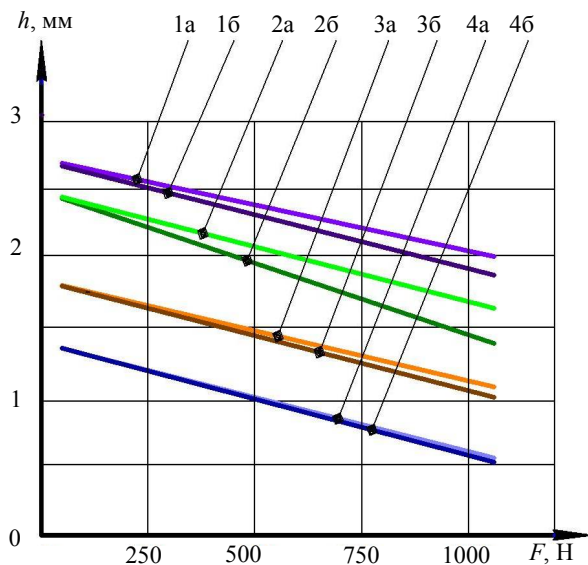


Рис. 6 – Вихідні (а) та апроксимуючі (б) залежності кроку переміщення від навантаження при тиску живлення: 1 – 60 bar, 2 – 50 bar, 3 – 40 bar, 4 – 30 bar

Використання результатів досліджень в системі керування передбачає попередній розрахунок необхідної кількості кроків для позиціонування приводу та відпрацювання відповідної кількості імпульсів сигналу керування. Аналіз залежностей (рис. 3–5) вказує на лінійну залежність кроку переміщення від тиску живлення і навантаження, та на нелінійну залежність від діаметру та довжини камери дозатора (табл. 1). Запропоновано виконувати розрахунок кроку переміщення в два етапи.

Спочатку, за бажаним значенням кроку, заданим на основі необхідної точності переміщення, обираємо діаметр та довжину камери дозатора для відомого тиску живлення. Цей крок спирається на розрахункові нелінійні залежності (табл. 1).

Другим етапом здійснюється врахування навантаження, при цьому може бути скореговане значення тиску живлення. Вплив на значення кроку як тиску, так і навантаження може бути охарактеризовано лінійними залежностями, для чого побудовано апроксимуючі функції (рис. 6).

Кожен набір параметрів дозатора (діаметр, довжина, тип рідини, матеріал камери, додаткові об'єми відсічних клапанів) потребує попереднього моделювання (2–12) і визначення характеристик дозатора. За умов фіксації перелічених параметрів побудовано апроксимуючі залежності, які, наприклад, для діаметра 16 мм і довжини 2,5 м, мають вид табл. 2.

Перехід від розрахункової моделі (2–12) до залежностей (табл. 2) дозволяє додати до системи керування еталонну модель, час опрацювання якої не перевищуватиме 0,002 с. Тобто, практично одночасно з подачею сигналу керування, відбуватиметься розрахунок уточненої кількості імпульсів за поточним значенням навантаження. В цьому випадку, замість датчика переміщення вихідної ланки приводу буде використано датчик тиску, АЦП, контролер і еталонна розрахункова модель, яка буде імітувати дії приводу і

надавати дані для розрахунку сигналів керування [4, 16, 17].

Таблиця 2 – Апроксимуючі залежності кроку переміщення за один імпульс сигналу керування від тиску живлення і навантаження

Тиск живлення $p_{ж}$, бар			
60	50	40	30
Розрахунок кроку Δh з врахуванням навантаження p_n			
$0,17 \cdot p_n + 2,86$	$-0,265 \cdot p_n + 2,61$	$-0,185 \cdot p_n + 1,93$	$-0,2 \cdot p_n + 1,456$
Апроксимуюча залежність			
$\Delta h_m = -0,205 \cdot p_n + 0,4899 \cdot p_{шт} + 0,9875$			

Перехід від уточненого розрахунку (2–12) до апроксимуючих залежностей не призводить до суттєвих відхилень, оскільки максимальні відхилення складають відповідно до тиску живлення 1: 0,025, 2: 0,2058, 3: 0,292, 4: 0,108 (рис. 6).

Висновки. Показано, що під'єднувальні трубопроводи гідроциліндру можуть бути використані для пружно-деформаційного дозування подачі рідини в гідроприводі для виконання переміщень в діапазоні від десятих долів до десятків міліметрів, у тому числі із автономним живленням від гідро-газового акумулятора.

Встановлено, що значення одного кроку переміщення поршня при пружно-деформаційному дозуванні подачі рідини суттєво залежить від довжини і діаметра дозуючого трубопроводу, матеріалу та товщини його стінок і властивостей рідини, та має майже лінійні залежності від тиску живлення і навантаження.

Запропоновано додати до системи гідроприводу дросельного регулювання контур точного позиціонування, побудований на використанні пружних властивостей гідравлічних ліній, керування яким здійснюється за частотно-імпульсним принципом із застосуванням еталонної моделі в алгоритмі керування.

Для практичної побудови еталонної моделі необхідне експериментальне дослідження впливу перетікань рідини та робочого об'єму клапанів на крок переміщення вихідної ланки.

Список літератури

1. Бочаров В. П. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: навч. посіб. / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський [и др.]. – К.: «НАУ-друк», 2011. – 472 с.
2. Черкашенко М. В. Гідропневмоавтоматика / ред. К. В. Савельєва. – Х.: Гидроэлекс, 2002. – 75 с.
3. Яхно О. М. Введение в мехатронику / ред. О. М. Яхно, А. В. Узунюв, А. Ф. Луговской [и др.]. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 528 с.
4. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network / Y. Burennikov, L. Kozlov, V. Pyliavets, O. Piontkevich // International conference on innovative research. ICIR EUROINVENT. – Romania, 2017.
5. Лурье З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприводе / З. Я. Лурье,

- И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // «Промышленная гидравлика и пневматика». – 2013. – № 3(41). – С. 49–58.
6. Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода. / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев [и др.]. – К. : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
 7. Автушко В. П. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин" Ч.1 Принципы построения и область применения. / В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич, М. И. Жилевич. – Минск: БГПА, 2000. – 78 с.
 8. Yi Ye Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller / Yi Ye, Chen-Bo Yin, Yue Gong, Jun-jing Zhou // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2017. – Vol. 83. – P. 241–259.
 9. Koskinen K. T. Position control of a water hydraulic cylinder / K. T. Koskinen, E. Mäkinen, M. J. Vilenius, T. Virvalo // Fluid Power. Third JHPS International Symposium. – Tampere: Finland, 1996. – P. 43–48.
 10. Gradl C Sensorless position control with a hydraulic stepper drive. Concept, compression modeling and experimental investigation. / C. Gradl, A. Plöckinger, R. Scheidl // Mechatronics. – 2016. – Vol. 35. – P. 91–100.
 11. Ewald R. Proportional und Servoventil-Technik Der Hydraulik Trainer Band 2. / R. Ewald., J. Hutter, D. Kretz, A. Schmitt. – Bosch Rexroth, 1998. – P. 304.
 12. Галецький О. С. Позиційний привод на основі пневмогидравлічного дозатора. / О. С. Галецький, О. В. Узунов // Матеріали XIX Міжнар. науково-технічної конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: тези доповідей. – Кіровоград, 2014. – С. 89–90.
 13. Варнавский С. М. Проблемы гидравлики / С. М. Варнавский [и др.]. – М.: Наука, 1969. – С. 40–48.
 14. Мефедова Ю. А. Расчет рукавов высокого давления по распределению нагрузки между слоями оплетки / Ю. А. Мефедова // Вестник СГТУ. – 2011. – № 3(58), вып. 2. – С. 97–102.
 15. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов. / Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, 1988 – 736 с.
 16. Узунов А. В. Экспериментальное исследование электрогидропривода со встроенной моделью / А. В. Узунов, А. А. Балагурин // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені М. Остроградського. – 2008. – № 2 (49), Ч. 2. С. 28–32.
 17. Репин А. И. Идентификация и адаптация автоматических систем регулирования с использованием имитационных моделей / А. И. Репин, А. Н. Максимов, Н. И. Смирнов, В. Р. Сабанин, [и др.] // ИММОД: сб. тр. конф. – Санкт-Петербург: ФГУП ЦНИИ технологии судостроения, 2007. – С. 178–182.
 2. Cherkashenko, M. V. *Gidropnevmoavtomatika*. Kharkov: Hidroelekts, 2002. Print.
 3. Yakhno, O. M., et al. *Vvedeniye v mekhatroniku*. Kiyv: NTU «KPI», 2008. Print.
 4. Burennikov, Y., et al "Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network" *International conference on innovative research. ICIR EUROINVENT*. Romania, 2017. Print.
 5. Lurye, Z. Ya., I. V. Nikolenko, and A. N. Ryzhakov "Urvneniye sostoyaniya i fiziko-mekhanicheskiye kharakteristiki rabochey zhidkosti pri modelirovaniy perekhodnykh protsessov v gidroprivode." *Promyshlennaya gidravlika i pnevmatika* 3.41 (2013): 49–58. Print.
 6. Trofimov, V. A., et al. *Rabochie zhidkosti sistem gidroprivoda*. Kiyv: NTUU «KPI», 2009. Print.
 7. Avtushko, V. P., P. N. Kishkevich, and M. I. Zhilevich. *Diskretnyye gidroprivody: Uchebno-metodicheskoe posobie "Gidropnevmosistemy transportnykh i tehnologicheskikh mashin" v Vol. 1. Printsipy postroyeniya i oblast primeneniya hydraulic system*. Minsk: BSPA, 2000. Print.
 8. Yi Ye, et al. "Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller." *Mechanical Systems and Signal Processing* 83 (2017): 241–259. Print.
 9. Koskinen, K. T., et al. "Position control of a water hydraulic cylinder." *Fluid Power. Third JHPS International Symposium* Tampere: Finland, 1996. 43–48. Print.
 10. Gradl, C, A. Plöckinger, and R. Scheidl "Sensorless position control with a hydraulic stepper drive. Concept, compression modeling and experimental investigation." *Mechatronics* 35 (2016): 91–100. Print.
 11. Ewald, R., et al. *Proportional und Servoventil-Technik Der Hydraulik Trainer Band 2*. Bosch Rexroth, 1998. Print.
 12. Haletskiy, O. S., and O. V. Uzunov "Positional hydraulic drive based on pneumohydraulic dispenser." *Tezy dopovidei XIX Mizhnarodnoi naukovno-tekhnichnoi konferentsii «Hidroaeromekhanika v inzheneranii praktysti»* Kirovohrad, (2014): 89–90. Print.
 13. Varnavskiy, S. M., et al. *Problemy gidravliki*. Moscow: Nauka, 1969. Print.
 14. Mefedova, Yu. A. "Calculation of hoses of high pressure for load distribution between braiding layers." *Bulletin SSTU*. No 58.3. 2011. 97–102. Print.
 15. Pisarenko, G. S. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov*. Kiyv: Naukova dumka, 1988. Print.
 16. Uzunov, A. V., and A. A. Balagurin "Eksperimentalnoye issledovaniye elektrogidroprivoda so vstroynnoy modelyu." *Bulletin Kremenchutskoho derzhavnogo politekhnichnogo universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho*. No 49.2. 2008. 28–32. Print.
 17. Repin, A. I., et al. "Identifikatsiya i adaptatsiya avtomaticheskikh sistem regulirovaniya s ispolzovaniyem imitatsionnykh modeley." *IMMOD, JSC "SSTC"*, Saint-Petersburg: FGUP TsNII tehnologii sudostroyeniya, 2007. 178–182. Print.

References (transliterated)

1. Bocharov, V. P., et al. *Hidravlika ta hidropnevmoaprystroji aviatsiynoi tekhniki: navch. posib*. Kiyv: «NAU-druk», 2011. Print.

Надійшла (received). 20.04.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Гідропривод з пружно-гидравлічним дозуванням рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гидравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 25–33. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Гидропривод с пружинно-гидравлическим дозированием жидкости / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А. Ю. Космина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гидравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 25–33.. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid / O. P. Gubarev, O. S. Ganpanturova, N. S. Diakonova, A. Yu. Kosmyna // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – № 17 (1293). – P. 25–33.. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Губарев Олександр Павлович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Губарев Александр Павлович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры «Прикладная гидроаеромеханика и мехатроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Gubarev Oleksandr Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; tel. (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Ганпаницурова Оксана Сергіївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

Ганпаницурова Оксана Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», доцент кафедры «Прикладная гидроаеромеханика и мехатроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

Ganpantsurova Oksana Serhiyivna Pavlovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Docent at the Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

Д'яконова Наталія Сергіївна – магістр, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Дьяконова Наталья Сергеевна – магистр, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра «Прикладная гидроаеромеханика и мехатроника»; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Diakonova Nataliia Serhiivna – master, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; e-mail: Diakonova_N@rambler.ru

Космина Анастасія Юрїївна – магістр, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; e-mail: natakosminau@gmail.com

Космина Анастасия Юрьевна – магистр, Национальный Технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры «Прикладная гидроаеромеханика и мехатроника»; e-mail: natakosminau@gmail.com

Kosmyna Anastasiia Yuriivna – master, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Applied Hydro-Aeromechanics and Mechatronics; e-mail: natakosminau@gmail.com