

Д. О. Лозінський, к. т. н.; Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.; Є. І. Шевчук

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАРІАНТІВ ПЕРШОГО КАСКАДУ ПРОПОРЦІЙНОГО ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА

Запропоновано два варіанти першого каскаду розподільника: на основі клапанного та золотникового розподільних елементів. Розроблено математичні моделі варіантів першого каскаду та проведено порівняльні дослідження їхніх характеристик. На основі порівняльних перехідних процесів і статичних характеристик встановлено перевагу першого каскаду із клапанним розподільним елементом.

Ключові слова: електрогідравлічний розподільник, перший каскад, математична модель, швидкодія, гістерезис.

Вступ

У сучасних мобільних машинах спостерігаємо тенденцію переходу до гідроприводів (ГП) на базі пропорційних електрогідравлічних розподільників. Робочі навантаження таких машин зумовлюють великі робочі тиски в ГП і потребують оперування значними потоками [1, 2].

Такі умови є основним чинником виготовлення конструкції електрогідравлічних розподільників у декілька каскадів, що дозволяє переміщувати золотник навіть за значних робочих потоків, використовуючи пропорційні електромагніти з невеликим ходом якоря ($2 \cdot 10^{-3}$ м – $4 \cdot 10^{-3}$ м) і тяговим зусиллям до 100 Н [1, 3].

Статичні і динамічні характеристики електрогідравлічних розподільників значною мірою залежить від першого каскаду та якості його роботи [1, 3, 4].

Основні варіанти конструкцій першого каскаду розрізняють за типом запірно-регулюючого елемента: «сопло-заслінка», струменева трубка, клапанні, золотникові та ін. [1 – 5].

У ГП мобільних машин найбільшого поширення набули розподільники з першим каскадом на основі клапанних та золотникових розподільних елементів [1 – 6]. **Метою роботи** є дослідження та порівняння характеристик двох запропонованих варіантів першого каскаду пропорційних електрогідравлічних розподільників для мобільних машин, вказаних вище.

Розрахункова схема першого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника на основі клапанного розподільного елемента представлена на рис. 1 [7].

Основні її елементи – це лінія нагнітання 1, лінія зливу 2, золотник другого каскаду 3, що підпирається пружиною 4, клапан першого каскаду 5 із пропорційним електромагнітом 6 та ін. [7]. Потік, що нагнітається до ліній живлення першого каскаду, проходить через дросель 7 та розділяється на два потоки, один з яких потрапляє через клапан першого каскаду 5 і через дросель f_3 до зливу (Q_{s1}), а інший проходить через дросель 8 та діє на торець золотника другого каскаду 3 (Q_1). Величина відкриття робочого вікна першого каскаду пропорційна переміщенню клапана 9, який керує пропорційний електромагніт 6. Регулюючи провідність робочого вікна першого каскаду 5, можна пропорційно змінювати величину потоку Q_1 , а отже, і величину переміщення золотника другого каскаду 3.

Розрахункова схема запропонованого першого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника на основі золотникового розподільного елемента представлена на рис. 1 [8]. Основні її елементи – це лінія нагнітання 1, лінії зливу 2, золотник другого каскаду 3, який підпирається пружиною 4, а також сервоелемент 5.

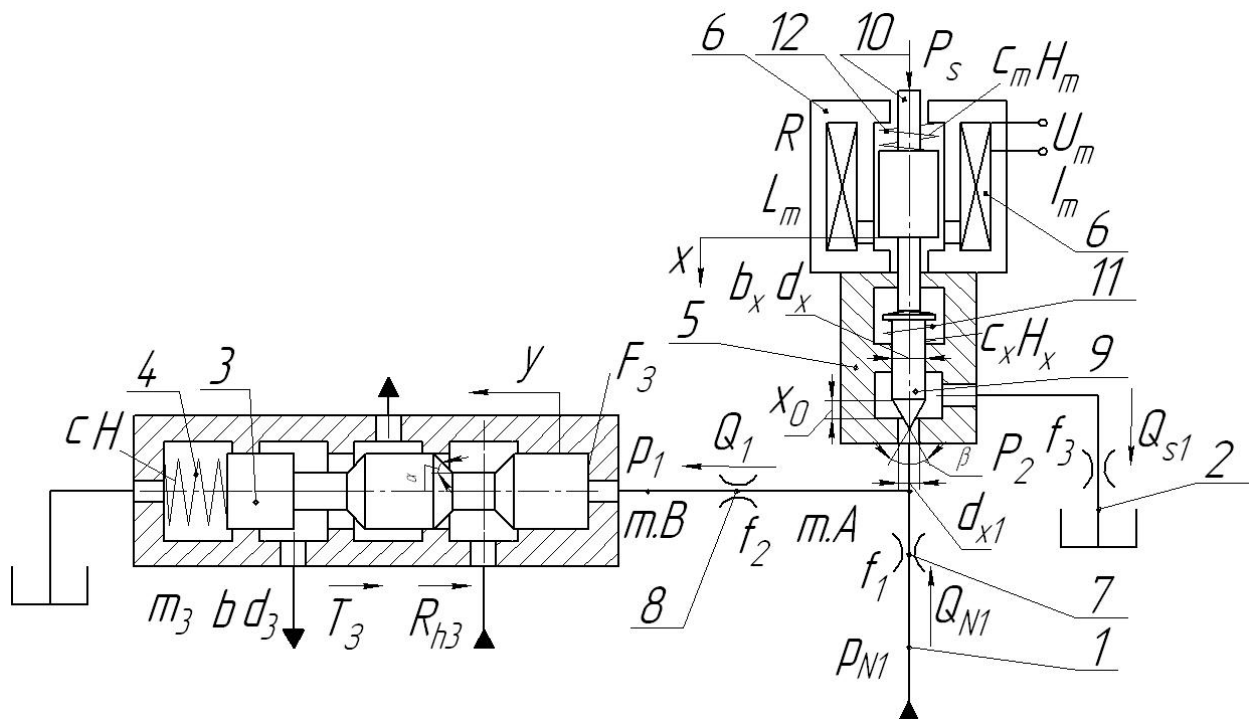


Рис. 1. Розрахункова схема першого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника на основі клапанного розподільного елемента

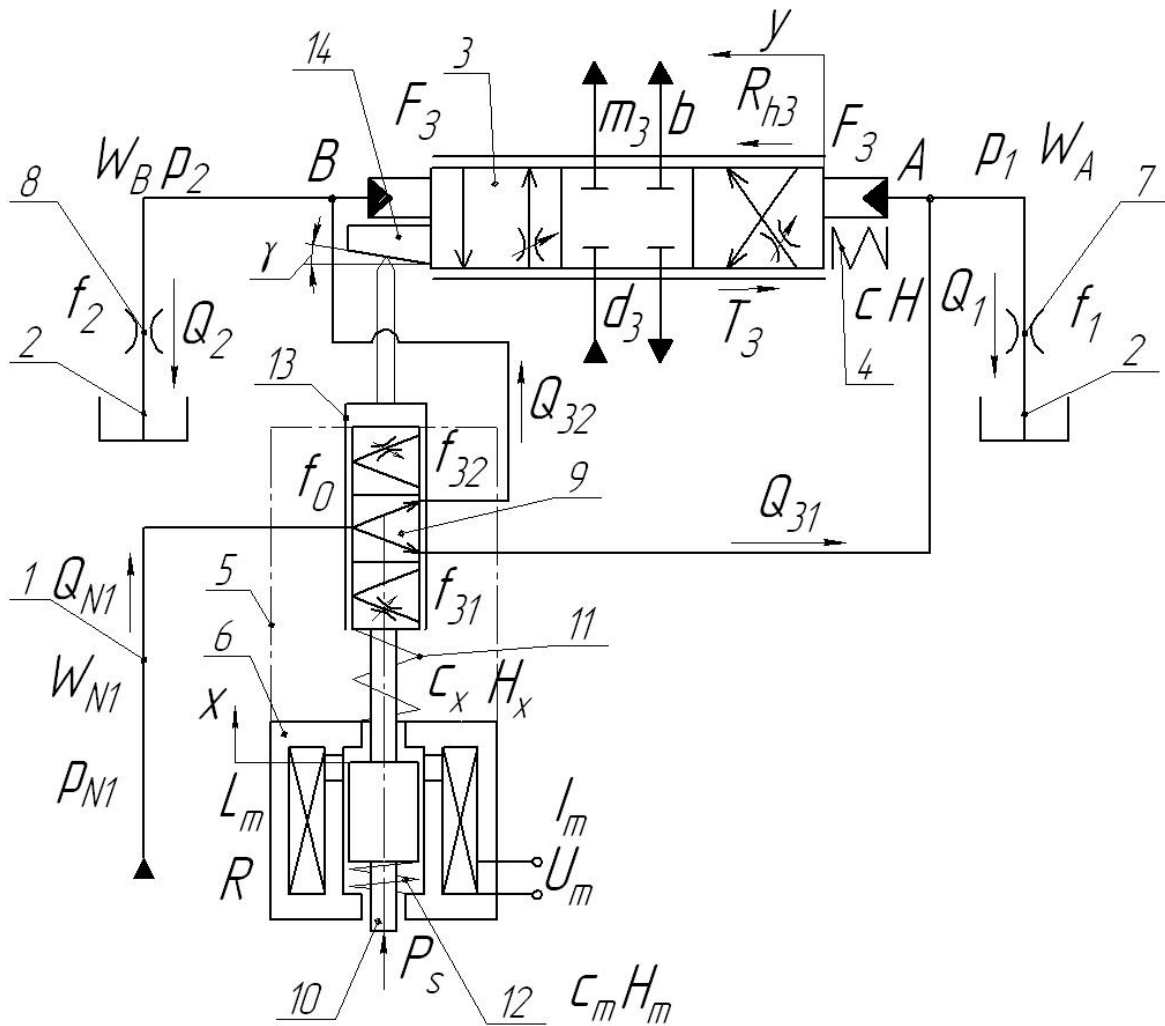


Рис. 2. Розрахункова схема першого каскаду розподільника на основі золотникового розподільного елемента

Сервоелемент 5 містить золотник першого каскаду 9 із пружиною 11 та рухомою гільзою 3. Роботу цього каскаду організовано таким чином: під час подачі сигналу від електромагніта 6 шток 10, рухаючись під дією магніторухійної сили, переміщує золотник першого каскаду 9, змінюючи величини відкриття робочих вікон, при цьому змінюється співвідношення між величинами тисків p_1 та p_2 , під дією яких золотник другого каскаду 3 переміщується в сторону меншого тиску пропорційно величині сигналу, що надходить від електромагніта.

Особливістю цього першого каскаду є наявність датчика зворотного зв'язку (ДЗЗ), який конструктивно виконано у вигляді конуса 14 з кутом нахилу γ , розміщеного на золотнику другого каскаду 3. Завдяки контакту з вершиною гільзи 13, яка, переміщуючись, регулює площі відкриття робочих вікон сервоелемента 5, конус 14 виконує слідкуючу функцію, коригуючи величини потоків Q_{31} та Q_{32} , залежно від переміщення золотника другого каскаду 3 (рис. 2).

Для дослідження та порівняння розглянутих варіантів першого каскаду було побудовано їхні математичні моделі (1) (2), розв'язок яких виконано в програмі MatLab Simuliuk [7 – 9].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_E \cdot \frac{dx}{dt}}{R} - i \right); \\ P_S = K_{Fi} \cdot i; \\ m_x \frac{d^2x}{dt^2} = P_S - p_2 \cdot F_x - c_x \cdot (H_x + x) - c_m \cdot (H_m + x) - b_x \frac{dx}{dt} - T_x \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}; \\ m_3 \frac{dV_y}{dt} = p_1 \cdot F_\zeta - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T \cdot \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} - R_{h3}; \\ \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) = F_3 \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_B \cdot \frac{dp_1}{dt}; \\ \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_2) = \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) + \\ + \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin \beta_1 + 2 \cdot d_{s1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} + \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_2}{dt}. \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{di}{dt} &= \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_E \cdot \frac{dx}{dt}}{R} - i \right); \\ P_S &= K_{Fi} \cdot i; \\ m_x \frac{d^2x}{dt^2} &= P_S - p_2 \cdot F_x - c_x \cdot (H_x + x) - c_m \cdot (H_m + x) - b_x \frac{dx}{dt} - T_x \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}; \\ Q_{N1} &= \mu \cdot [\pi \cdot d_x \cdot (x - y \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sin \alpha + f_0] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_1) + \beta \cdot W_N \cdot \frac{dp_{N1}}{dt} + \\ &+ \mu \cdot [-d_x \cdot \pi \cdot (x - y \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sin \alpha + f_0] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_2); \\ \mu \cdot [\pi \cdot d_x \cdot (x - y \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sin \alpha + f_0] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_1) &= \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho}} + \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_1}{dt}; \\ \mu \cdot [-d_x \cdot \pi \cdot (x - y \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sin \alpha + f_0] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_2) &= \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} + \beta \cdot W_B \cdot \frac{dp_2}{dt}; \\ m_3 \frac{dy}{dt} &= p_1 \cdot F - p_2 \cdot F - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T \cdot \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Математичні моделі розроблено за таких припущень: величини потоку та тиску на вході в перший каскад постійні [1, 5]; вважалось, що параметри системи зосереджені; хвильові процеси не враховувались [1, 5]; коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи – постійні; об’єми гідроліній за час перехідного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувались; коефіцієнт піддатливості робочої рідини враховувався як величина незалежна від тиску.

У математичних моделях позначено:

U_m – величина напруги керування; p_{N1} – тиск у лінії нагнітання; p_1 – тиск керування золотником другого каскаду (рис. 1); p_2 – тиск, що формується клапаном першого каскаду 9 (для рис. 1, для рис. 2, p_1 та p_2 – тиски керування золотником другого каскаду 3); K_E – коефіцієнт проти-ЕРС; L_m – індуктивність обмоток електромагніта; R – активний опір обмотки електромагніта; I_m – величина струму керування; P_S – штовхальне зусилля електромагніта; K_{Fi} – коефіцієнт, що враховує залежність штовхального зусилля електромагніта від сили струму керування; f_0 – площа початкового відкриття робочих вікон сервоелемента 5; f_1, f_2 – площі робочих вікон дроселів 7 та 8 (надалі для варіанту першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента, для зручності, будемо використовувати f_2 та коефіцієнт співвідношення площ дросельних елементів $k_f = \frac{f_1}{f_2} \geq 1$);

W_A та W_B – об’єми рідини в точках А та В; W_N – об’єм рідини в лінії нагнітання (рис. 2); F – площа торця золотника 5; F_x – площа елемента першого каскаду 9, на яку діє тиск рідини; c, c_x, c_m – жорсткість пружин 4, 11, 12; H, H_x, H_m – початкове стиснення пружин 4, 11, 12; m_3, m_x – маса золотника 3 та клапана (золотника) 9; b, b_x – коефіцієнт в’язкого тертя золотника 3 та

клапана (золотника) 9; d_3, d_x, d_{x1} – діаметри золотника 3, клапана (золотника) 9 та вхідного каналу клапана першого каскаду 5; y та V_y – координата положення та швидкість золотника 3; x та V_x – координата положення та швидкість клапана 9; x_0 – початкова координата положення клапана (золотника) 9; T_3, T_x – сили тертя, що діють на золотник 3 та клапан (золотник) 9; α – кут нахилу робочого окрайка клапана 3; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; β – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів.

Основну увагу під час дослідження приділено характеристикам переміщення золотника другого каскаду, що керуватиме основними потоками в розподільнику, а саме: плавності ходу, відсутності коливальних величин гістерезису, які можуть погіршити якість руху робочого органу ГП.

За результатами математичного моделювання, визначено, що рух золотника другого каскаду $y(t)$ для варіанту першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента супроводжується коливаннями незначної амплітуди (рис. 3), рух золотника другого каскаду $y(t)$ під час керування іншим варіантом першого каскаду супроводжується коливаннями більшої амплітуди (рис. 4). Значення гістерезису характеристики $y(u)$ для варіанту першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента становить – 5,7% (рис. 5), що дещо менше порівняно з іншим варіантом – 9,5% (рис. 6).

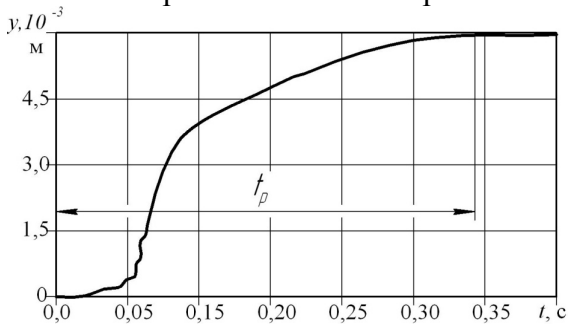


Рис. 3. Залежність $y(t)$ для першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента

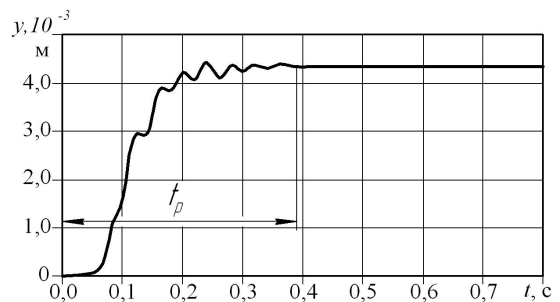


Рис. 4. Залежність $y(t)$ для першого каскаду на основі золотникового розподільного елемента

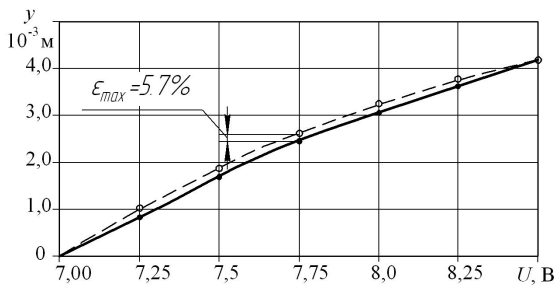


Рис. 5. Залежність координати переміщення золотника другого каскаду y від напруги на електромагніті $y(u)$ для першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента (основна лінія – прямий хід, штрихова – зворотній хід)

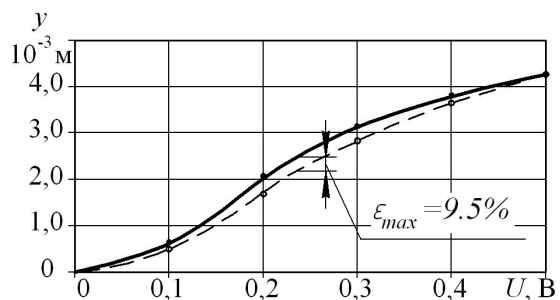


Рис. 6. Залежність координат переміщення золотника другого каскаду y від напруги на електромагніті $y(u)$ для першого каскаду на основі золотникового розподільного елемента (основна лінія – прямий хід, штрихова – зворотній хід)

Досягти покращення характеристики $y(t)$ для обох варіантів першого каскаду можливо за рахунок раціонального вибору конструкторських параметрів чи оптимізації, що докладніше представлено в роботах [1, 7, 8] (рис.7).

На основі порівняння перехідних процесів у першому каскаді за раціональних конструктивних параметрів можна зробити висновок, що перший каскад на основі клапанного розподільного елемента (рис. 2, 8) має кращі динамічні характеристики (нижчу коливальність і час регулювання), менший гістерезис залежності $y(u)$ – 5,7% та кращу

швидкість спрацювання – 0,22 с (визначено за перехідними процесами переміщення золотника другого каскаду для обох варіантів (рис. 7)).

Цей варіант обрано за основу для створення пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

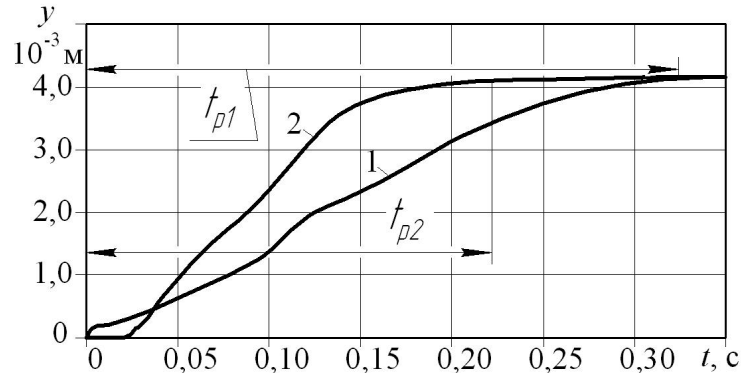


Рис. 7. Залежність переміщення золотника другого каскаду від часу: 1 – варіант першого каскаду на основі золотникового розподільного елемента, 2 – варіант першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента

Висновки

Запропоновано два варіанти першого каскаду розподільника (на основі клапанного та золотникового розподільних елементів).

Розроблено математичні моделі варіантів першого каскаду та проведено порівняльні дослідження їхніх характеристик, у результаті яких обрано перший каскад розподільника на основі клапанного розподільного елемента, оскільки цей варіант більш швидкодійний (час регулювання $t_p = 0,22$ с), має менший гістерезис $y(u) - 5,7\%$ та покращені динамічні характеристики (нижчу коливальність залежності $y(t)$).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лозінський Д. О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин: дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Лозінський Дмитро Олександрович. – Вінниця, 2010. – 219 с.
2. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода: справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К: Техніка, 1977. – 320 с.
3. Гойдо М. Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением: Учебное пособие. – 2-е изд., пер раб. и доп. / М. Е. Гойдо. – Челябинск: ЮУрГУ, 2000. – 140 с.
4. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
5. Разинцев В. И. Электрогидравлические усилители мощности / В. И. Разинцев. – М.: Машиностроение, 1980. – 120 с.
5. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
6. Каталог HP Hydrpac [Електронний ресурс] // Режим доступу: http://www.hydrpac.com/netcat_files/File/catalog_hp.pdf.
7. Дослідження системи керування пропорційним електрогідравлічним розподільником [Електронний ресурс] / Д. О. Лозінський, Л. Г. Козлов, М. М. Лозінська, В. О. Сенченко, Є. І. Шевчук // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – № 2. – 2011. – Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2011_2/2011-2.files/uk/11dolped_ua.pdf.
8. Буренніков Ю. А. Оптимізація системи управління розподільником з електрогідравлічним регулюванням / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, Д. О. Лозінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – № 6. – С. 225 – 229.

9. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И. В. Черных. – Диалог-МИФИ, 2004.– 496 с.

Лозінський Дмитро Олександрович – к. т. н., старший викладач кафедри технології та автоматизації машинобудування, Lozinskiy_dmitriy@ukr.net.

Козлов Леонід Геннадійович – к. т. н., професор кафедри технології та автоматизації машинобудування, ftakm@inmt.vstu.vinnica.ua.

Шевчук Євген Ігорович – магістр кафедри технології та автоматизації машинобудування, Shevae_111@mail.ru.

Вінницький національний технічний університет.