

Г. А. КРУТИКОВ, М. Г. СТРИЖАК, Д. Ю. БОРОДІН

ВИБІР СПОСОБУ ТА СХЕМИ ГАЛЬМУВАННЯ ПНЕВМОПРИВОДУ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ЗАДАНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ

У статті на прикладі вирішення конкретної інженерної задачі показана методика вибору принципу гальмування (керування) пневмопривода, схеми гальмування та карти управління пневморозподільниками, які забезпечують найбільш раціональну форму перехідного процесу в приводі, яка узгоджується з вимогами кінематики об'єкта керування. Викладено особливості комп'ютерного моделювання процесів у пневмоприводі з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків, що дозволяє в процесі розрахунку визначати оптимальну величину гальмівного шляху. Відмінною особливістю запропонованого методу є те, що поряд із забезпеченням раціональної форми перехідного процесу досягається суттєве скорочення витрат стисненого повітря.

Ключові слова: пневмопривід, перехідний процес, гальмування, рівноуповільнений режим, рекуперация, енергозбереження, оптимальний гальмівний шлях

G. KRUTIKOV, M. STRYZHAK, D. BORODIN

CHOICE OF THE PNEUMATIC DRIVE BRAKING METHOD AND SCHEME ENSURING THE SET PARAMETERS OF THE TRANSIENT PROCESS

The article presents a method for selecting the principle of braking (control) for a pneumatic drive, the braking scheme, and the control maps of pneumatic distributors. These choices provide the most rational form of the transient process in the drive, aligning with the kinematic requirements of the control object. The paper also discusses the specifics of computer modeling of processes in a pneumatic drive with braking achieved by altering the structure of commutation links. This approach allows for the determination of the optimal braking distance during the calculation process. A distinctive feature of the proposed method is that, in addition to ensuring a rational form of the transient process, it significantly reduces compressed air consumption.

Keywords: pneumatic drive, transient process, braking, constant deceleration mode, recuperation, energy saving, optimal braking distance

Вступ. При управлінні технологічними процесами за допомогою пневматичного приводу (ПП) на характер перехідного процесу приводу накладається ряд обмежень, обумовлених кінематичними і динамічними характеристиками самого об'єкта управління приводу.

Простежимо за процесом вибору раціонального способу та схеми гальмування пневмоприводу на прикладі ПП поздовжнього переміщення транспортера автоматичної лінії 1ХАЛ78П (Завод агрегатних верстатів, м. Харків).

В силу габаритних обмежень можливе використання пневмоциліндра із внутрішнім діаметром не більше 63 мм.

Традиційним способом гальмування є використання зовнішніх гальмівних клапанів з шляховим керуванням як з дискретним підключенням на гальмівній ділянці дроселя у вихлопний тракт (рис.1), так і клапанів з аналоговим управлінням від копіра з безперервною зміною опору гальмівного клапана в межах гальмівної ділянки (рис. 2) [6].

Вихідні параметри для машинного експерименту: діаметр поршня $d = 63$ мм, наведена до штока маса $m = 250$ кг, статична зустрічна навантаження $P = 400$ Н, ефективна площа випускного тракту $f_2^e = 0,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, хід поршня $L = 0,5$ м. Перехідний процес на рис. 3 отримано при дросельному гальмуванні за схемою на рис. 1 при координаті гальмування $x_r = 0,3$ м (шлях гальмування $x_n = 0,2$ м) та ефективної площі гальмівного дроселя $f_r^e = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Таблиця 1 – Вихідні дані для проектування вузла поздовжнього переміщення транспортера

Найменування параметра	Величина
Крок транспортера, м	0,2; 0,3; 0,5
Час переміщення при ході вперед з деталями, с	
- для кроку 0.2 м	1,0
- для кроку 0.3 м	1,25
- для кроку 0.5 м	1,5
Маса деталей, що транспортуються, кг	150
Маса рухомих частин транспортера, кг	100
Постійний опір від сил тертя при ході транспортера вперед, Н	400
Максимально допустима швидкість наприкінці ходу (при підході до жорсткого упору), м/с	0,05
Максимальне прискорення при закріплених деталях на транспортері, м/с ²	10
Максимальне прискорення при незакріплених деталях транспортера, м/с ²	2

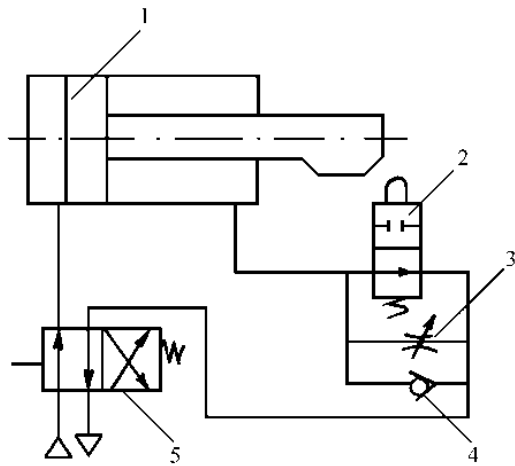


Рис. 1 – Гальмування за допомогою дискретного гальмівного клапана

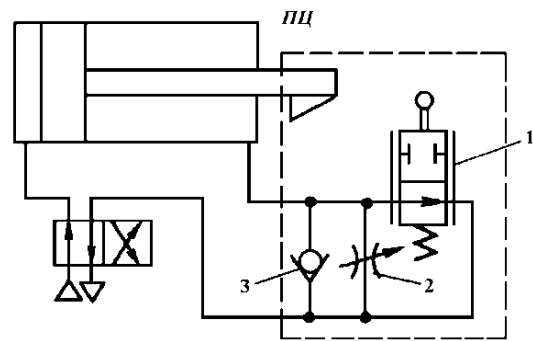


Рис. 2 – Гальмування за допомогою аналогового гальмівного клапана

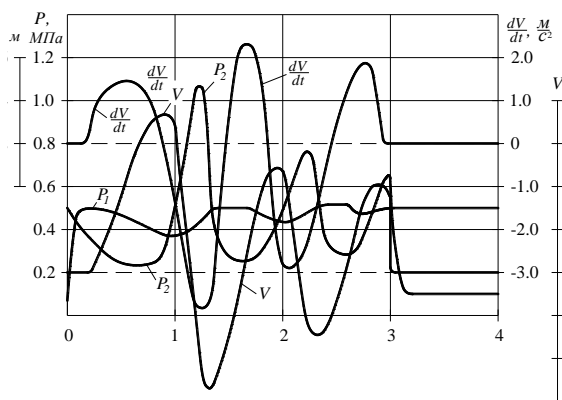


Рис. 3 – Перехідний процес у приводі з гальмуванням за схемою на рис. 1

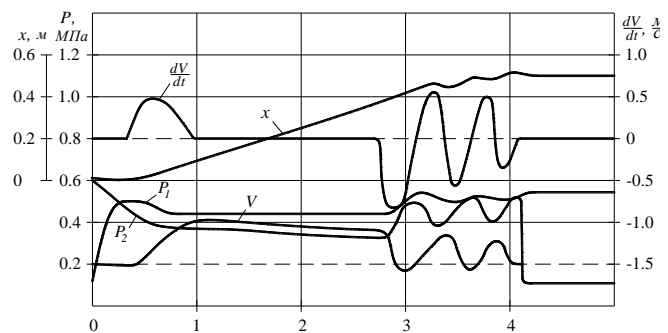


Рис. 4 – Перехідний процес при зниженій швидкості поршня (схема на рис. 1)

За таких умов гальмування основні параметри технічного завдання не виконуються. Час спрацювання (рис. 3) становить 2,9 с, що більше за задане значення. Максимальне негативне прискорення при гальмуванні – 3,73 м/с², що також перевищує умову руху транспортера при незакріплених деталях. Кінцева швидкість 0,375 м/с не відповідає технічному завданню і

свідчить про наявність такого неприйняттого явища, як удар наприкінці ходу. Штучне зменшення швидкості руху поршня за рахунок дроселювання живильного та вихлопного тракту також не дозволяє задовільнити всі вимоги технічного завдання.

На рис. 4 наведений перехідний процес, отриманий при $f_1^e = 0,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ і $f_2^e = 0,35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ коли координата гальмування складає $x_r = 0,4 \text{ м}$ (гальмівний шлях $x_n = 0,1 \text{ м}$). Максимальне прискорення знизилося до $1,7 \text{ м/с}$. Спрацювання безударне, проте транспортний час спрацювання збільшився до $4,2 \text{ с}$.

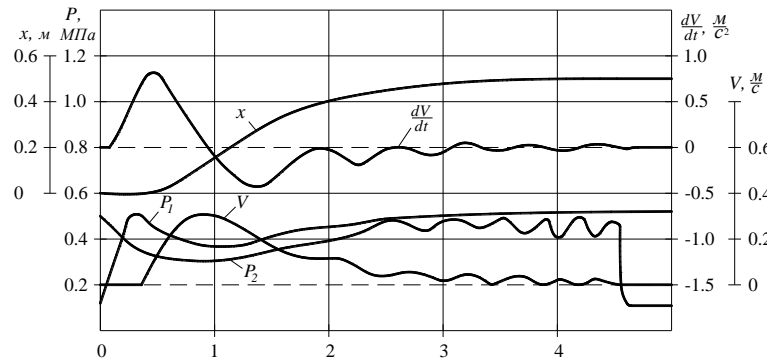


Рис. 5 – Перехідний процес у приводі при гальмуванні за схемою на рис. 2

Використання при гальмуванні дроселюючого пристрою зі змінним прохідним перерізом (рис. 2) також не дає бажаного результату. При $f_1^e = 0,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $f_2^e = 0,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ результат близький до результату на рис 3. Зменшення ефективної площі впускного і вихлопного трактів до $f_1^e = 0,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ і $f_2^e = 0,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ дозволяє значно покращити динаміку гальмування (рис. 5). Однак, час спрацювання збільшується до $4,5 \text{ сек}$.

Поміняємо сам фізичний принцип гальмування робочого органу ПП, замінивши дисипативний (дросельний) спосіб, у якому кінетична енергія рухомих частин перетворюється на тепло, на спосіб гальмування, у якому кінетична енергія перетворюється на потенційну енергію стиснення повітря. Такий спосіб, при якому не використовуються дроселі, можна назвати гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків [3, 4].

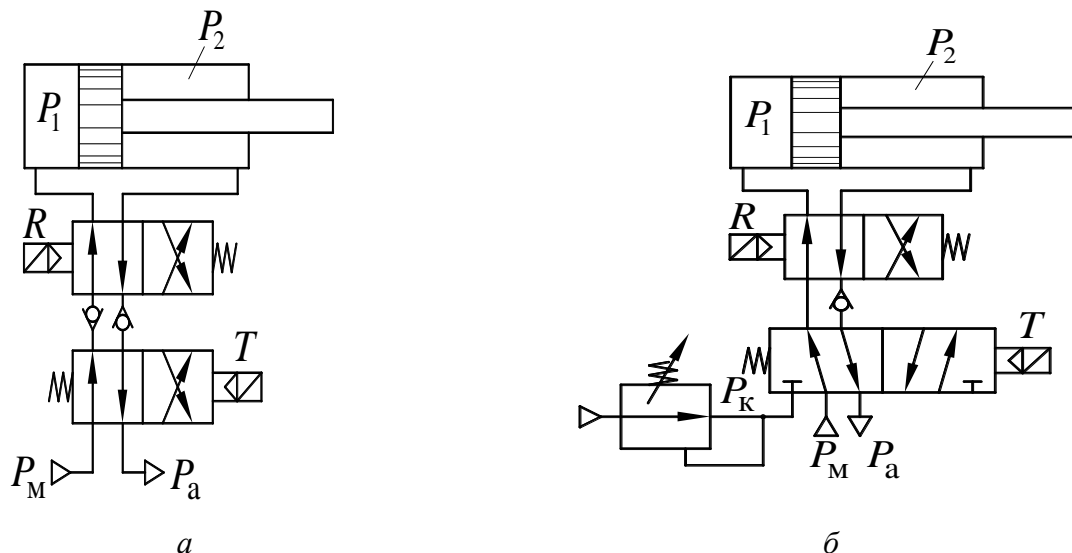


Рис. 6 – Схеми пневмоприводів з гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків: *а* – з нерегульованим постійним перепадом тиску на поршні при гальмуванні; *б* – з регульованим перепадом тиску на поршні

Таблиця 2 – Карта керування розподільниками для схем на рис. 6

Ситуація		R	T
ВПРАВО	Розгін	1	0
	Гальмування	1	1
	Фіксація	1	0
ВЛІВО	Розгін	0	0
	Гальмування	0	1
	Фіксація	0	0

Пневматичні схеми керування на рис. 6 разом із картою управління розподільниками на табл. 2 забезпечують створення на гальмівній ділянці режиму постійного гальмівного перепаду тиску, а, отже, і уповільненого режиму гальмування. Якщо в першому випадку (рис. 6, а) постійний перепад тиску на поршні в період гальмування не регулюється, то в другому випадку (рис. 6, б) гальмівний перепад тиску на поршні можна регулювати за рахунок зміни тиску налаштування редуційного клапана p_k . При цьому використовується двулінійний редуційний клапан (без клапана скидання).

Особливості комп'ютерного моделювання пневмоприводу з гальмуванням робочого органу за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків.

Основною проблемою при комп'ютерному моделюванні перехідного процесу у пневмоприводах з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків є визначення моменту перемикання гальмівного (гальмівних) пневморозподільника, що забезпечує безударне спрацювання приводу і виключає пневмовідскок поршня.

Машинно-орієнтовна методика розрахунку оптимального гальмівного шляху ґрунтується на чисельному інтегруванні кроковим методом Рунге-Кутта системи диференціальних рівнянь (1) [1, 7]. В результаті інтегрування для i -го кроку відомі p_{1i} і p_{2i} (тиск у робочій і вихлопній порожнинах), x_i (положення поршня), v_i (швидкість поршня). Після обчислення цих значень ЕОМ обирає положення (позицію) гальмівного розподільника. Для цього на кожному кроці прогнозується співвідношення роботи розширення газу та кінетичної енергії рухомих частин з роботою сил, що гальмують рух, у разі спрацювання гальмівного розподільника на даний момент.

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \alpha \frac{k f_1^e \beta p_m \sqrt{RT_m} \varphi(\sigma_1)}{F_1(x_{01} + x)} - \beta \frac{k p_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dp_2}{dt} = -\gamma \frac{k \beta f_2^e \sqrt{RT_m} p_2^{2k} \varphi\left(\frac{p_a}{p_2}\right)}{F_1(x_{01} + x)} + \delta \frac{k p_2}{L + x_{02} - x} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_1 F_1 - p_2 F_2 - P). \end{cases} \quad (1)$$

При перемиканні гальмівного розподільника ($T = 1$) $\gamma = \alpha = 0$ у рівнянні (1) і інтегрування перших двох рівнянь системи (1), що залишилися, призводить, відповідно, до рівняння адіабатичного розширення та рівняння адіабатичного стиснення (2).

$$\begin{cases} p_1(x_{01} + x)^k = const; \\ p_2(L + x_{02} - x)^k = const. \end{cases} \quad (2)$$

Інтегрування останнього рівняння системи (1) з урахуванням (2) дозволяє отримати всі складові енергетичного балансу при гальмуванні (3).

$$m \int_{v_i}^{v_L} d\left(\frac{v^2}{2}\right) = \int_{x_i}^L F_1 p_1 dx - \int_{x_i}^L F_2 p_2 dx - \int_{x_i}^L P dx. \quad (3)$$

Значення окремих компонентів виразу (3) позначимо через T_i , Π_i , Π_{li} , A_i .

$$\begin{cases} \Pi_i = \int_{x_i}^{l_i+x_i} F_1 p_1 dx + p_k F_1 \int_{l_i+x_i}^L dx = \frac{F_1 p_{1i} (x_{01} + x)}{k-1} \left[1 - \left(\frac{x_{01} + x_i}{x_{01} + x + l_1} \right)^{k-1} \right] + p_k F_1 (L - x - l_1); \\ \Pi_{li} = \int_{x_i}^{L-l} F_2 p_2 dx + p_m F_2 \int_{L-x}^L dx = \frac{F_2 p_{2i} (L + x_{02} - x_i)}{k-1} \left[\left(\frac{L + x_{02} - x_i}{x_{02} + l} \right)^{k-1} - 1 \right] + F_2 p_m l; \\ A_i = \int_{x_i}^l P dx = P(L - x_i); \\ T_i = \frac{m V_i^2}{2}, \end{cases} \quad (4)$$

де Π_i – потенційна енергія розширення стисненого повітря у робочій порожнині циліндра на гальмівному шляху з урахуванням спрацювання редукційного клапана; Π_{li} – потенційна енергія стиснення повітря в вихлопній порожнині циліндра на гальмівному шляху з урахуванням спрацювання зворотного клапана.

Робота приводу із гальмівною системою на рис. 6 моделюється в такий спосіб: на початку програми деяким контрольним символам K та W надаються значення $K = 0$, $W = 1$.

$$\begin{cases} \text{якщо } W = 1, \text{ то } \alpha = \beta = \gamma = \delta = 1 \text{ в рівнянні (1);} \\ \text{якщо } A_i + \Pi_i \geq \Pi_{li} + R_i \wedge K, \text{ то } W = 0, K = 1; \\ \text{якщо } W = 0 \wedge p_{1i} > p_k, \text{ то } \alpha = 0, \beta = 1; \text{ якщо } W = 0 \wedge p_{1i} \leq p_k, \text{ то } \alpha = 0, \beta = 0, p_{1i} = p_k; \\ \text{якщо } W = 0 \wedge p_{2i} < p_m, \text{ то } \gamma = 0, \delta = 1; \text{ якщо } W = 0 \wedge p_{2i} \geq p_m, \text{ то } \gamma = 0, \delta = 0, p_{2i} = p_m; \end{cases}$$

Методика, викладена вище дозволяє в процесі одного розрахунку на ЕОМ визначити оптимальний гальмівний шлях і отримати весь перехідний процес при такому гальмуванні.

При практичному використанні пневмоприводів із схемами гальмування на рис. 6 момент перемикання гальмівного розподільника визначається координатою установки на гільзі циліндра мініатюрного геркона [8].

Результати чисельного інтегрування за викладеною методикою наступні. Використання схеми на рис. 6, а дозволяє виключити майже всі перераховані вище недоліки схем дросельного гальмування (рис. 7). Максимальне прискорення при гальмуванні становить 0,425g (4,18 м/с²). Пневмовідскок мінімальний, швидкість повернення дуже низька ($v = 0,035$ м/с). Час спрацювання з урахуванням пневмовідскоку становить 1,05 с. Усі ці параметри повністю відповідають технічному завданню за винятком величини негативного прискорення.

Ще плавніший і, до того ж, регульований режим гальмування, що виключає єдиний недолік попередньої схеми, вдається отримати при використанні схеми на рис. 6, б (рис. 8). Час спрацювання збільшився незначно ($t_c = 1,1$ с).

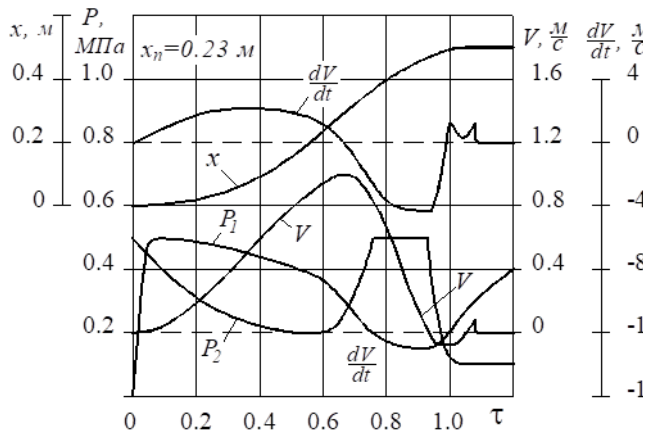


Рис. 7 – Гальмування за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків (рис. 6, а)

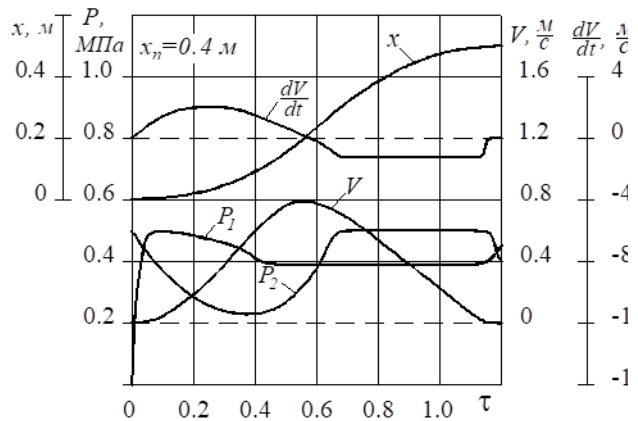


Рис. 8 – Гальмування за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків (рис. 6, б)

Режим гальмування при цьому рівноуповільнений ($a = -1,33$ м/с²) та повністю задовольняє жорстку вимогу ТУ за цим параметром. Тиск редукційного клапана в даному розрахунку дорівнював 0,4 МПа. Схема на рис. 6, б, таким чином, дозволяє задовольнити всім вимогам ТУ і видається оптимальною при вирішенні не тільки даної задачі, але і інших подібних завдань, де використовується пневмопривод в умовах великого інерційного навантаження. Необхідно також відзначити набагато більш раціональне використання працездатності стисненого повітря [2, 5]. Від моменту перемикання гальмівного розподільника до моменту спрацювання редукційного клапана (рис. 8) використовується потенційна енергія розширення стисненого повітря робочої порожнини. Від моменту спрацювання зворотного клапана до моменту зупинки поршня (рис. 8) відбувається рекуперация в мережу живлення стисненого повітря з гальмівної порожнини. Ці два фактори сприяють суттєвій економії стисненого повітря.

Висновки. Запропонований та реалізований при вирішенні конкретної задачі спосіб гальмування робочого органу ПП має наступні переваги:

- у кінематичних характеристиках за рахунок забезпечення циклоїдальної форми зміни швидкості з постійним та регульованим негативним прискоренням;
- у енергетичних характеристиках за рахунок рекуперации в мережу значної кількості стисненого повітря з гальмівної порожнини та за рахунок використання потенційної енергії розширення стиснутого повітря в робочій порожнині.

Список літератури:

1. Г.А. Крутіков Розрахунок перехідних процесів у дискретних гідропневмоприводах на основі їх лінійних моделей / Г.А.Крутіков, А.М.Онищенко // Навчально-методичний посібник: Харків, НТУ «ХП», 2005. – 51 с.
2. Крутіков Г.А. Розширення області ефективного застосування пневмопривода / Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак, В.В. Стрижак // Промислова Гидравлика і Пневматика, №2(62), 2018. – С.37-47.
3. Krutikov G. The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator / G. Krutikov, M. Strizhak, V. Strizhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol 1, No 7 (85) (2017): Applied mechanics. – P. 38-44.
4. Krutikov G. Improving power efficiency of pneumatic logistic complex actuator through selection of a rational scheme of their control / G. Krutikov, M. Strizhak, V. Strizhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol 1, №2/8 (92), 2018. – P. 43 - 49.
5. Krutikov H. Saving compressed air by choosing an efficient pneumatic drive control circuit / H. Krutikov, M. Strizhak // Вісник Національного технічного університету "ХП". Серія: Автомобіле- та тракторобудування –

- Харків : НТУ "ХПІ", 2024. – № 1. – Р. 10 - 23.
6. Люта А. В. Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник / А. В. Люта, Є. Ф. Чекулаєв. – Краматорськ: ДДМА, 2020. – 172 с.
 7. Пелевін Л.С. Пневматичні приводи машин будівельно-дорожньої інфраструктури: підручник / Л.С. Пелевін, Є.В. Горбатюк, І.В. Русан та ін. // Київ: ФОП Ямчинський О.В., 2020. – 212 с.
 8. SMS Pneumatics. Pneumatic automation equipment. Catalogue of SMC (Japan), 2001. – 867 p.

References (transliterated):

1. H.A. Krutikov Rozrakhunok perekhidnykh protsesiv u dyskretnykh hidropnevmoприводах na osnovi yikh liniynykh modeley / H.A.Krutikov, A.M.Onyshchenko // Navchal'no-metodychnyy posibnyk: Kharkiv, NTU «KHPI», 2005. – 51 s.
2. Крутіков Г.А. Розширення області ефективного застосування пневмопривода / Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак, В.В. Стрижак // Промислова Гидравлика і Пневматика, №2(62), 2018. – С.37-47.
3. Krutikov G. The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator / G. Krutikov, M. Strizhak, V. Strizhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol 1, No 7 (85) (2017): Applied mechanics. – P. 38-44.
4. Krutikov G. Improving power efficiency of pneumatic logistic com-plex actuator through selection of a rational scheme o their control / G. Krutikov, M. Strizhak, V.Strizhak // Eastern- European Journal of Enterprise Technologies, Vol 1, №2/8 (92), 2018. – P. 43 - 49.
5. Krutikov H. Saving compressed air by choosing an efficient pneumatic drive control circuit / H. Krutikov, M. Stryzhak // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu "KHPI". Seriya : Avtomobile- ta traktorobuduvannya – Kharkiv : NTU "KHPI", 2024. – № 1. – P. 10 - 23.
6. Lyuta A. V. Hidropnevmoприводы та prystroyi avtomatyky: Navchal'nyy posibnyk / A. V. Lyuta, YE. F. Chekulayev. – Kramators'k: DDMA, 2020. – 172 s.
7. Pelevin L.YE. Pnevmatychni pryvody mashyn budivel'no-dorozhn'oyi infrastrukтуры: pidruchnyk / L.YE. Pelevin, YE.V. Horbatiuk, I.V. Rusan ta in. // Kyiv: FOP Yamchyns'kyu O.V., 2020. – 212 s.
8. SMS Pneumatics. Pneumatic automation equipment. Catalogue of SMC (Japan), 2001. – 867

Надійшла (received) 29.09.2024 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Крутіков Геннадій Анатолійович (Krutikov Hennadii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри деталей машин і гідропневмосистем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8695-1605>; e-mail: hennadii.krutikov@khp.edu.ua.

Стрижак Мар'яна Георгіївна (Stryzhak Mariana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри деталей машин і гідропневмосистем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3335-4086>; e-mail: mariana.stryzhak@khp.edu.ua.

Бородін Дмитро Юрійович (Borodin Dmytro) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри деталей машин і гідропневмосистем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2105-023X>; e-mail: dmytro.borodin@khp.edu.ua.