

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-6>  
УДК 621.05

## ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПОЗИЦІЙНОГО ПНЕВМОПРИВОДУ ОПТИМІЗАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ

### INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE WORKING PROCESS OF A POSITIONING PNEUMATIC DRIVE BY OPTIMIZING THE BRAKING PROCESS

А. С. Роговий<sup>1</sup>, д-р техн. наук, професор  
М. Г. Стрижак<sup>1\*</sup>, канд. техн. наук, доцент  
С. П. Ігліні<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0002-6057-4845

ORCID: 0000-0003-3335-4086

ORCID: 0000-0002-9144-7427

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,  
\*e-mail: [Mariana.Stryzhak@khp.edu.ua](mailto:Mariana.Stryzhak@khp.edu.ua)

**Анотація.** У статті розглянуто підхід до енергозбереження у швидкодіючих позиційних пневмоприводах шляхом відмови від використання демпфуючих пристроїв і стравлювання повітря з вихлопної порожнини в атмосферу. Гальмування поршня відбувається протитиском (змінюю комутаційних ситуацій). Метою роботи є оптимізації координат початку та завершення гальмування поршня з метою мінімізації кінцевої швидкості поршня без застосування демпфуючих пристроїв, що дозволяє підвищити енергоефективність пневмосистеми. Методологія включає математичне моделювання перехідних процесів та чисельну оптимізацію, результати якої підтверджують можливість ефективного гальмування у кінцевих 7,5–10% ходу поршня.

**Ключові слова:** пневматичний привід, гальмування протитиском, енергоефективність, перехідний процес

#### Постановка проблеми.

Пневматичні приводи є основою сучасних систем автоматизації. До їх переваг слід віднести простоту конструкції, надійності, пожежобезпечності. Проте, незважаючи на свою ефективність, пневматичні системи мають відносно низький коефіцієнт корисної дії, що пов'язано з великими втратами енергії під час стискання повітря, втратами на демпфування при гальмуванні робочого органа в кінці ходу та ін. Стиснене повітря є дорогим енергоносієм, а енергетичні витрати пневмоприводів є значними [1], тому питання енергозбереження залишається актуальним.

На практиці існує низка методів часткового зниження витрат – локальне зменшення тиску, багаторівневе живлення [2], відсічення подачі повітря за досягнення заданого тиску [3], а також зміна комутаційних режимів під час спрацювання циліндра [4, 5]. Такі підходи забезпечують економію від 20% до 80%, однак вони не використовують витрачену енергію повторно, а лише зменшують її споживання.

Повторне використання відпрацьованого повітря є найефективнішим шляхом підвищення енергоефективності пневмосистем. Однак для його практичної реалізації необхідно попередньо дослідити параметри пневмопривода, оцінити їхній вплив на енергетичний баланс та визначити стратегії узгодження цих параметрів із динамічними властивостями системи. Особливо це стосується процесу гальмування, у якому потенційна енергія стисненого повітря різко зростає і може бути частково повернена до циклу роботи. Тому актуальним є формування системного підходу до аналізу енергетичних процесів у пневмоприводах, де гальмування поршня здійснюється шляхом зміни комутаційних ситуацій.

## Аналіз останніх досліджень.

Сучасні промислові пневматичні системи, орієнтовані на високу енергоефективність, мають забезпечувати значну швидкодію, що досягається завдяки інтенсивному розгону поршня та підтриманню його сталої високої швидкості протягом робочого циклу. Водночас одним із ключових вимог залишається безпечність роботи, зокрема недопущення удару поршня об кришку циліндра наприкінці ходу, що виникає у разі надмірної кінцевої швидкості. Тому у більшості сучасних конструкцій для поглинання енергії в кінцевій фазі переміщення застосовуються внутрішні або зовнішні демпфувальні пристрої, які забезпечують плавне та надійне гальмування навіть за високошвидкісних режимів [6].

Так, у роботі [7] досліджується поведінка внутрішнього демпфера пневмоциліндра шляхом аналізу змін тиску, температури та швидкості поршня під час амортизації. Запропонована експериментальна схема передбачає використання регульованого дроселя, через який відбувається контрольований вихід повітря з так званої "кишені" наприкінці ходу. Модельні та експериментальні результати демонструють суттєве зменшення ударних навантажень на кінцевих ділянках переміщення поршня, що підтверджує ефективність такого способу гальмування.

Однак створення демпфувального ефекту у подібних системах пов'язане зі скиданням стисненого повітря через дросель в атмосферу, що неминуче супроводжується енергетичними втратами. Цей недолік особливо відчутний у приводах, що працюють на високій частоті циклів, або коли навантаження на поршень є значним.

Подібні висновки містяться і в дослідженні [5], де було виконано числове моделювання та оптимізацію конструктивних параметрів дросельного клапана в зоні амортизації швидкохідних циліндрів. У рамках роботи проаналізовано різні геометрії отворів, характеристики клапанів і режими вихлопу. Оптимізовані параметри дозволили зменшити силу пневмовідскоку та підвищити плавність гальмування, однак принцип роботи залишився тим самим: енергія стисненого повітря незмінно втрачається через його відведення в атмосферу, що знижує загальну енергоефективність системи.

Таким чином, хоча демпфувальні пристрої й забезпечують якісне гальмування поршня навіть за підвищених швидкостей, вони супроводжуються повною втратою тиску у гальмівній порожнині через дросель. Через це такі рішення залишаються енерговитратними й менш ефективними з погляду економного використання ресурсів у промислових установках.

У сучасній техніці пропонується низка альтернативних підходів до підвищення енергоефективності процесу гальмування. Наприклад, у [8] описано систему, що передбачає накопичення повітря, яке виходить із циліндра, у спеціальному ресивері та його подальше використання у наступних циклах, що дозволило досягти економії до 23%. У роботі [3] запропоновано застосування схеми з відсіченням подачі повітря після досягнення необхідного рівня тиску, що дає змогу зберігати повітря у порожнинах без додаткової подачі – такий підхід забезпечив до 71 % економії.

Огляд [9] систематизує існуючі методи зниження енергоспоживання та робить акцент на значущості керованих комутаційних схем як інструменту підвищення енергоефективності без втрати точності або динамічних властивостей приводу.

Особливу увагу привертає підхід, представлений у [10], де замість традиційного скидання повітря воно перенаправляється між порожнинами циліндра або навіть повертається назад у мережу. Унаслідок цього досягається економія до 87%, що робить такі комутаційні рішення одними з найбільш перспективних для енергоощадних задач.

## Методологія дослідження.

Метою дослідження є побудова та оптимізація алгоритму комутації порожнин пневмоциліндра, що забезпечує мінімальну швидкість поршня у кінцевій позиції та дозволяє уникнути ударних навантажень і втрат стисненого повітря під час гальмування.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

1. Розробити математичну модель пневмопривода.
2. Визначити координати початку та завершення гальмування, які забезпечують плавне зниження швидкості поршня до наближених до нуля значень без використання стандартних демпферів.

3. Проаналізувати вплив комутаційних режимів на динаміку системи.

У дослідженні використано структуру пневмопривода, поширену в промислових системах: пневмоциліндр двосторонньої дії, керований моностабільним 4/2-розподільником (рис. 1). Логіка роботи задається програмованим контролером, який перемикає розподільник відповідно до фаз руху – розгін, гальмування, позиціонування. Контроль координати поршня здійснюється магнітними датчиками або кінцевими перемикачами.

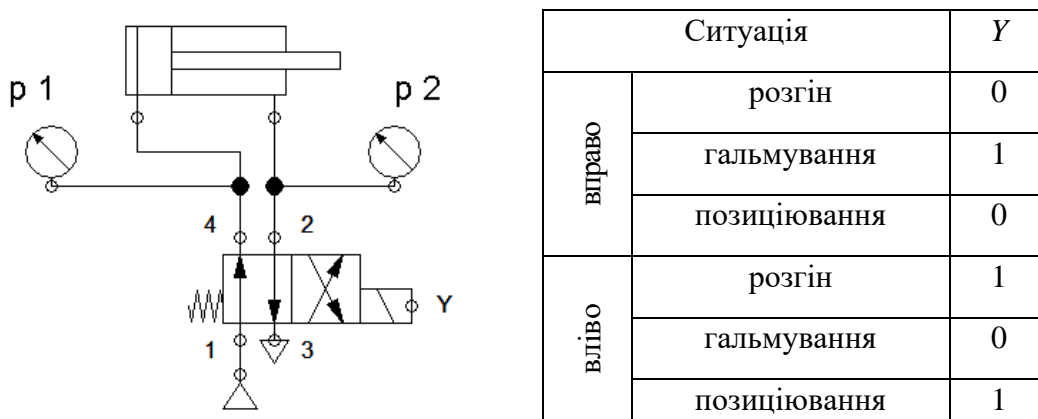


Рис. 1. Схема ПС та карта керування розподільниками, що надають можливість реалізації режиму гальмування протитиском

Математична модель системи (1) побудована на основі рівняння теплового (енергетичного) балансу незамкнених порожнин газу [12–14].

$$\begin{aligned}
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k \cdot f_1^e \sqrt{k \cdot R}}{(x_{01} + x)} \left[ (1-Y) \frac{p_m \sqrt{T_m}}{F_1} \varphi \left( \frac{p_1}{p_m} \right) - Y \frac{p_1 \sqrt{T_1}}{F_1} \varphi \left( \frac{p_a}{p_1} \right) \right] - \frac{k \cdot p_1}{x_{01} + x} \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dT_1}{dt} &= \frac{T_1}{p_1} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{T_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{f_1^e \sqrt{k \cdot R}}{F_1 \cdot (x_{01} + x)} \left[ (1-Y) \frac{T_1^2 \cdot p_m \sqrt{T_m}}{p_1 \cdot T_m} \cdot \varphi \left( \frac{p_1}{p_m} \right) - \right. \\
 &\quad \left. - Y \cdot T_1 \sqrt{T_1} \cdot \varphi \left( \frac{p_m}{p_1} \right) \right]; \\
 \frac{dp_2}{dt} &= - \frac{k \cdot f_2^e \sqrt{k \cdot R}}{L + x_{02} - x} \left\{ (1-Y) \frac{p_2 \sqrt{T_2}}{F_2} \varphi \left( \frac{p_a}{p_m} \right) - Y \left[ \frac{1 + \text{sign}(p_m - p_2)}{2} \frac{p_m \sqrt{T_m}}{F_2} \varphi \left( \frac{p_2}{p_m} \right) - \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_m)}{2} \frac{p_2 \sqrt{T_2}}{F_2} \varphi \left( \frac{p_m}{p_2} \right) \right] \right\} + \frac{k \cdot p_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt};
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt} - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{f_2^e \sqrt{k} \cdot R}{F_2 \cdot (L + x_{02} - x)} \cdot \left\{ (1 - Y) \sqrt{T_2} \cdot T_2 \cdot \varphi \left( \frac{p_a}{p_m} \right) - \right.$$

$$\left. - Y \left[ \frac{1 + \text{sign}(p_m - p_2)}{2} \frac{T_2^2 \cdot p_m \sqrt{T_m}}{p_2 \cdot T_m} \cdot \varphi \left( \frac{p_2}{p_m} \right) - \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_m)}{2} \sqrt{T_2} \cdot T_2 \cdot \varphi \left( \frac{p_m}{p_2} \right) \right] \right\};$$

$$\frac{dx}{dt} = v;$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \cdot (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P),$$

де  $k$  – показник адиабати;  $f_1^e$ ,  $f_2^e$  – ефективні площа умовного проходу відповідно впускної та вихлопної ліній;  $R$  – газова постійна;  $T_m$  – температура повітря в магістралі;  $F_1$  – площа поршня;  $F_2$  – площа штокової порожнини;  $p_m$  – тиск у магістралі живлення;  $x_{01}$ ,  $x_{02}$  – приведені початкові координати поршня;  $L$  – хід поршня;  $m$  – вага рухомих мас (приведених до вісі інерції поршня);  $P$  – навантаження на поршень;  $p_a$  – атмосферний тиск, МПа.

Витратна функція враховує співвідношення тисків у порожнині, що спустошується до наповнюваної порожнини. У якості припущення, враховуючи що процес витікання відбувається на короткій ділянці трубопроводу, він вважається адиабатичним [15]:

$$\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot (I^{2/k} - I^{k+1/k})} + 0,579 \cdot \frac{1 - \text{sign}(I - 0,528)}{2}. \quad (2)$$

Вираз для витратної функції (2) записується з урахуванням переходу від докритичного до надкритичного режимів течії [16–18].

За математичною моделлю (1) виконано розрахунок перехідних характеристик за тисками і температурою у камерах, швидкістю та переміщенням поршня.

Для підвищення енергоефективності системи виконано оптимізацію робочого процесу. Метою оптимізаційного пошуку є мінімальна швидкість руху поршня в кінці ходу. Для досягнення мети потрібно знайти такі координати початку ( $x_1$ ) і завершення гальмування ( $x_2$ ), за яких швидкість поршня наприкінці ходу буде мінімальною, що стане запорукою відсутності удару і дозволить відмовитися від використання демпфера, а отже від додаткових втрат енергії стисненого повітря.

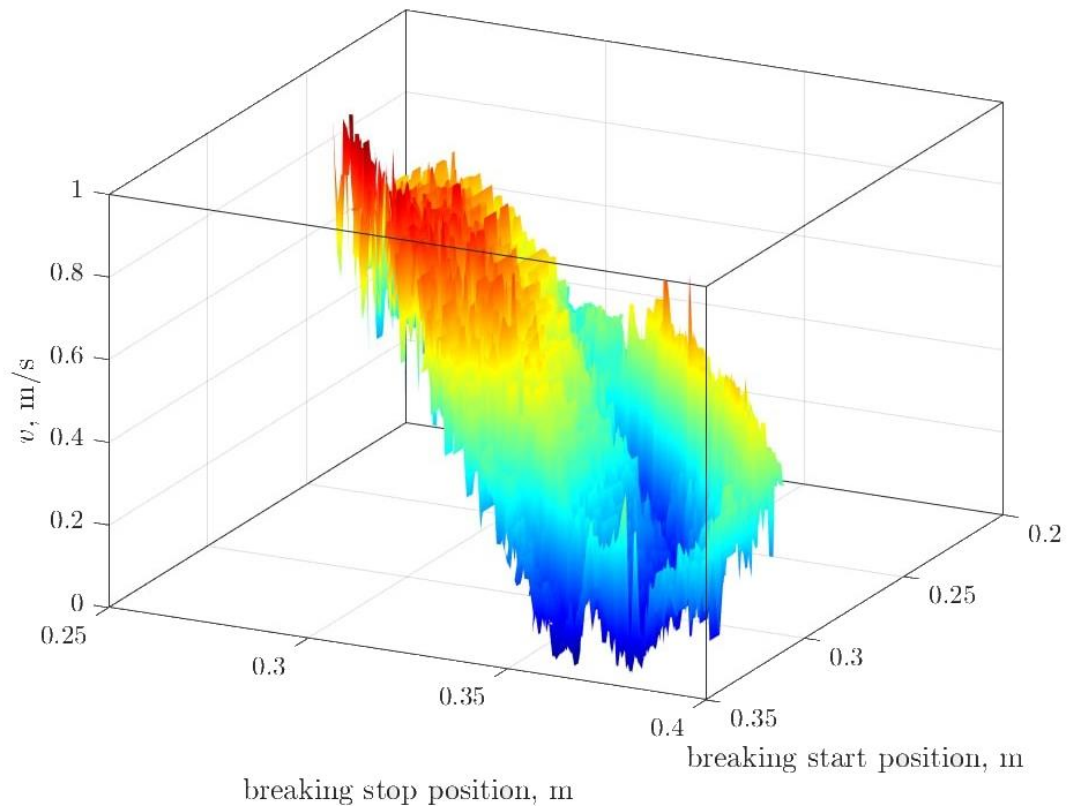
Оптимізаційний пошук проводився:

1. Методом пошуку функції від кількох змінних Нелдера-Міда – деформованого багатогранника (симплекса).
2. Методом перебору значень.

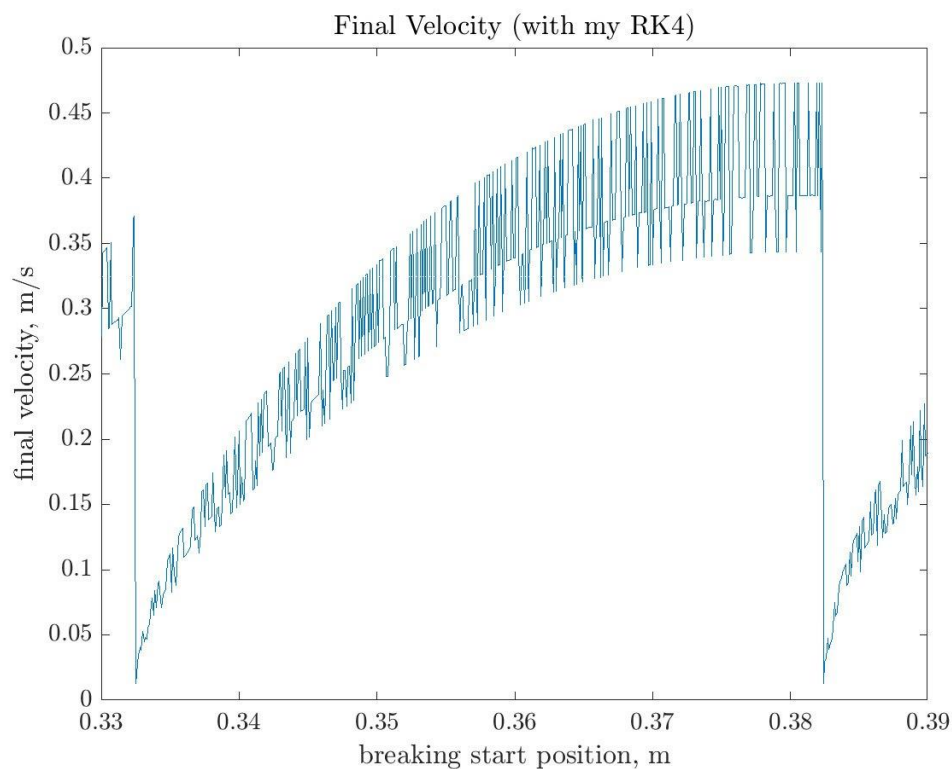
Обидва методи були покладені в основу розрахункової Matlab-програми для перехідних характеристик пневмосистеми за оптимізованими параметрами. Однак класичний метод Нелдера-Міда показав свою обмежену придатність для дослідження обраної системи. Для виявлення причин такого явища було створено Matlab-програму для побудови тривимірної поверхні значень співвідношення швидкості поршня та координат гальмування (рис. 2). По вертикалі на графіку функції розташовані значення швидкості руху циліндра (м/с), знизу праворуч – координата початку процесу гальмування (м), ліворуч – координата завершення гальмування (м).

Форма поверхні (рис. 2) свідчить про відсутність єдиного екстремуму, а отже унеможливорює використання звичайних методів оптимізації (на кшталт Нелдера-Міда), адже вони, як правило, шукають мінімум/максимум. Тому для подальших досліджень обрано другу методику – перебір значень. Методом Рунге-Кутта визначено співвідношення координати початку гальмування та фінальної швидкості поршня зі сталим кроком інтегрування (рис. 3). З побудованого графіка отримано оптимальні

координати процесу гальмування, що були покладені в основу розрахунку перехідних процесів за математичною моделлю.



**Рис. 2.** Поверхня співвідношень координат гальмівного шляху та швидкості поршня



**Рис. 3.** Розрахунок значень кінцевої швидкості поршня в залежності від координат гальмування методом Рунге-Кутта зі сталим кроком інтегрування

## Результати дослідження.

З метою оцінки якості роботи пневмосистеми розраховано її перехідний процес за математичною моделлю (1) чисельним методом Рунге-Кутта 4-го порядку точності з кроком інтегрування  $1 \cdot 10^{-3}$  відносно наступних змінних величин:  $p_1$  – тиск у поршневій порожнині;  $p_2$  – тиск у штоковій порожнині;  $T_1, T_2$  – температура у відповідній порожнині циліндра;  $x$  – поточна координата поршня;  $v$  – швидкість поршня. Гальмування поршня відбувається на відрізку шляху  $L \in (355, 385)$  мм.

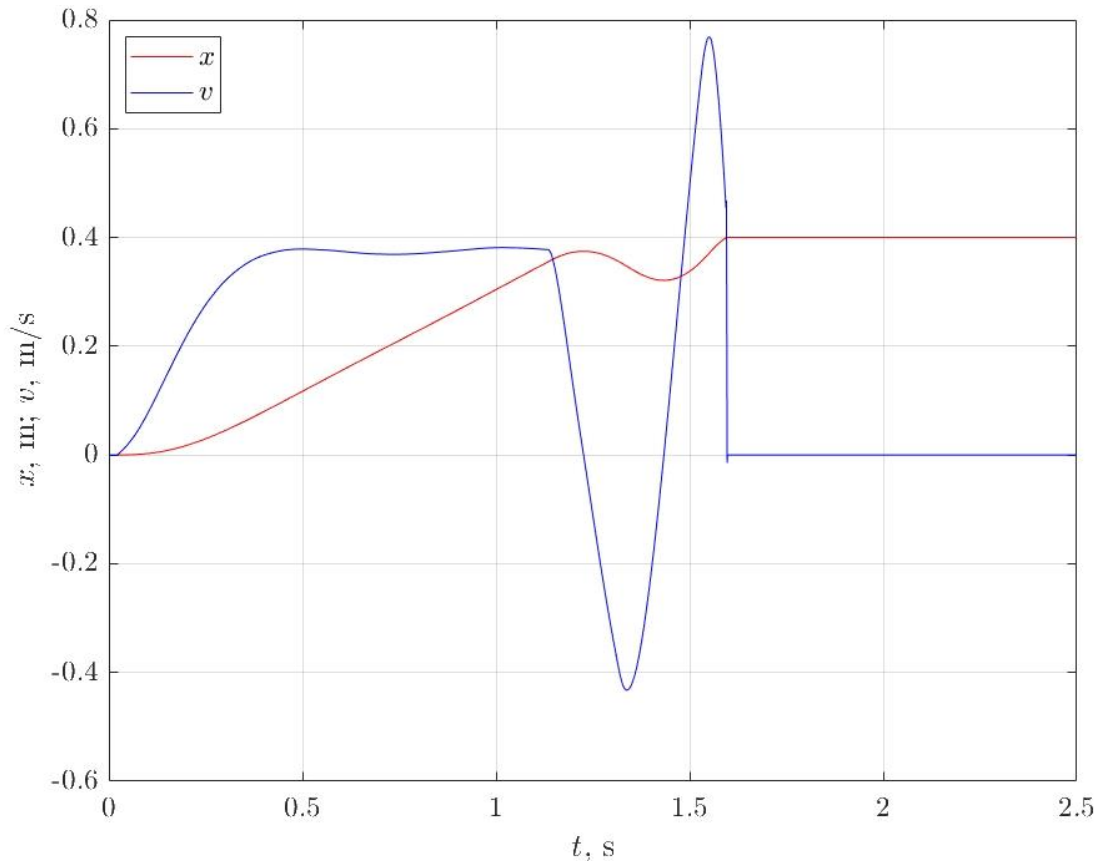
При моделюванні визначені наступні початкові умови роботи ПС:

– у момент зрушення поршня з місця:  $x = x_{01} = 0,01$  м;  $v = 0$ ;  $p_1 = 0,1$  МПа;  $p_2 = 0,6$  МПа;  $T_1 = 293$  К;  $T_2 = 293$  К.

Кінцеві умови роботи ПС:

– у момент зупинки поршня:  $x = L - x_{01} = 0,4 - 0,01 = 0,39$  м;  $v = 0$ ;  $p_2 = p_a = 0,1$  МПа.

На рис. 4 наведено графік зміни переміщення та швидкості, з якого видно що в системі через стрибкоподібне підвищення тиску у штоковій порожнині під час гальмування на частині пройденого шляху наявний рух поршня назад, причому поршень проходить шлях приблизно 60 мм у зворотному напрямку, що суттєво знижує енергоефективність процесів у приводі.



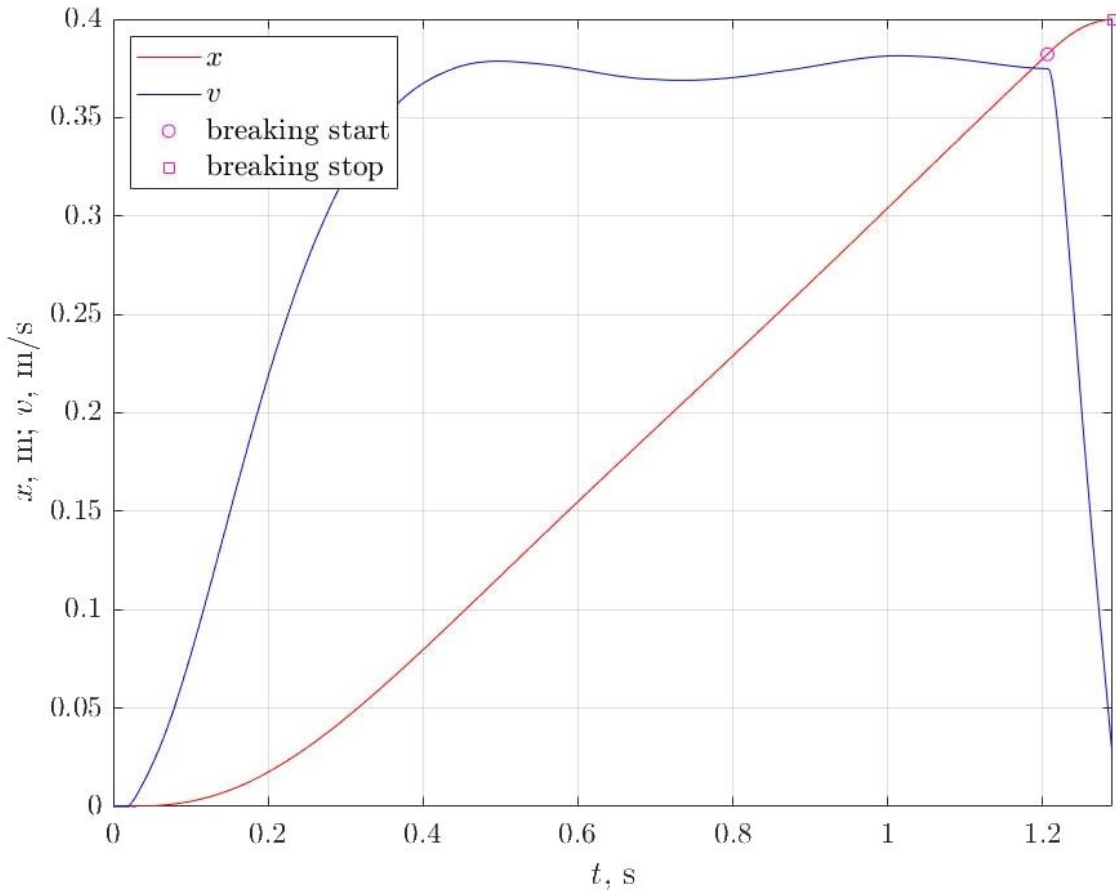
**Рис. 4. Перехідні характеристики за швидкістю та переміщенням поршня в процесі спрацювання**

До переваг даного перехідного процесу можна віднести те, що система є стійкою, її швидкодія є задовільною (перехідний процес триває близько 1,65 с), розгін поршня відбувається плавно. Водночас, величина наявної швидкості в кінці ходу поршня складає близько 0,5 м/с і, як наслідок, за таких умов виникає удар об кришку циліндра. З метою запобігання цьому явищу необхідно використовувати демпфуючі пристрої, які

знижують енергоефективність системи за рахунок скидання стисненого повітря в атмосферу.

Для підвищення енергоефективності системи виконано оптимізацію робочого процесу методом перебору значень з попереднім виділенням координати початку гальмування (рис. 2).

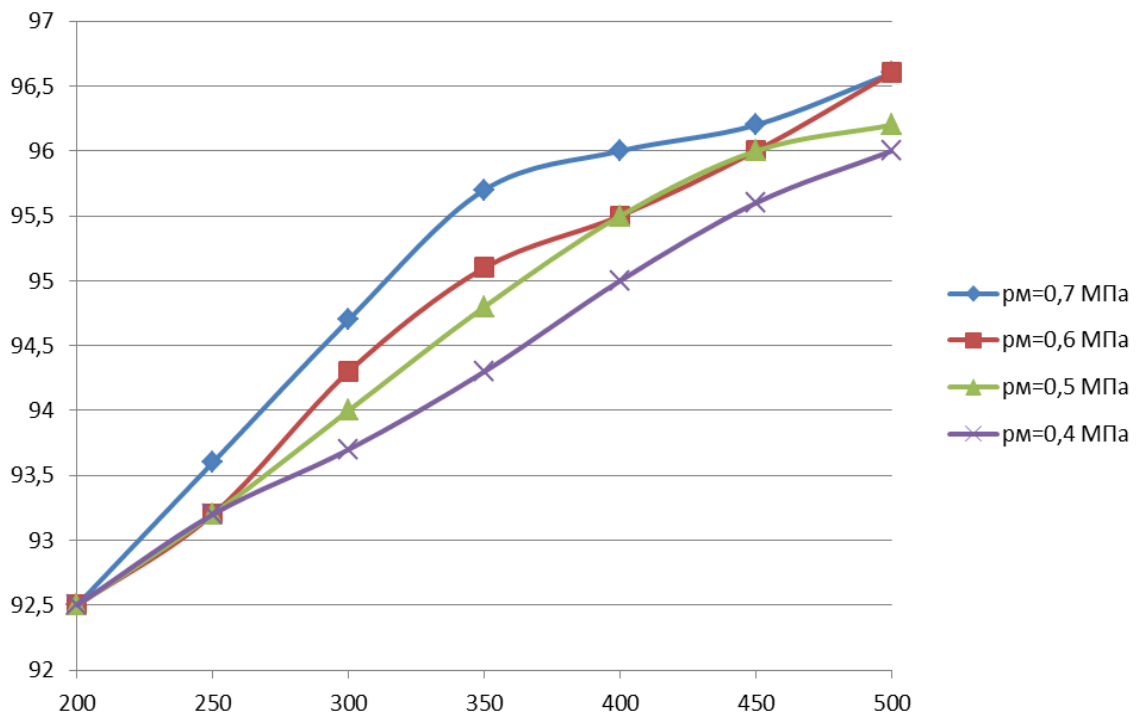
Побудовані перехідні характеристик пневмосистеми з оптимізованими (методом перебору значень) координатами гальмування наведено на рис. 5.



**Рис. 5. Оптимізовані перехідні характеристики за тиском у порожнинах циліндра в процесі спрацювання**

Отримані графіки швидкості та переміщення свідчать що швидкість поршня наростає плавно і залишається стабільною до моменту початку гальмування, коли стрімко знижується (рис. 5). У останній точці шляху швидкість дорівнює 0,03 м/с, що є прийнятним значенням без застосування демпфуючих пристроїв. Переміщення поршня у зворотному напрямку відсутнє. Перехідний процес триває близько 1,25 с.

На основі створеної методики і програми розрахунку проведено аналіз процесу гальмування для різних довжин траєкторій руху циліндра ( $L = 200 \dots 500$  мм) і різних рівнів тиску у магістралі живлення ( $p_m = 0,4 \dots 0,7 \cdot 10^{-6}$  МПа) і знайдено нормовані значення співвідношення координати початку гальмування до довжини шляху, яку проходить поршень (рис. 6). Ця методика надає можливість обрати координату початку гальмування без проведення попередніх розрахунків, спрощуючи процес синтезу енергозберігаючих рішень у пневмоприводі.



**Рис. 6. Відсоткове співвідношення координати початку гальмування до довжини траєкторії руху поршня для різних рівнів тиску живлення у пневмосистемі**

Результати розрахунку свідчать, що є взаємозв'язок між точкою початку гальмування, тиском у магістралі живлення та довжиною траєкторії руху циліндра. Чим довший шлях циліндра, тим ближче до кінцевої точки траєкторії руху є момент початку гальмування, але для досліджуваного діапазону значень він завжди на останніх 7,5% довжини шляху поршня. Збільшення тиску живлення у магістралі наближає точку початку гальмування до кінцевої точки траєкторії руху.

## Висновки.

Побудована тривимірна поверхня залежності кінцевої швидкості поршня від координат початку й завершення гальмування демонструє множинність екстремальних зон. Така топологія підтверджує, що динаміка пневматичного гальмування є суттєво нелінійною. Це відкриває перспективи подальшого застосування систематичних методів глобальної оптимізації, зокрема генетичних алгоритмів.

Отримані закономірності щодо залежності координати початку гальмування від тиску живлення дають можливість створити універсальний довідковий інструмент для проєктувальників пневматичних систем.

На основі графіків нормованих значень гальмівної ділянки можна без додаткових моделювань визначати наближені оптимальні параметри для різних конфігурацій циліндрів. Це значно спрощує проєктування, скорочує час підготовки працездатної системи та підвищує повторюваність енергетично ефективних рішень у серійному промисловому обладнанні.

## Список використаних джерел.

1. Statista Research Department. Verteilung des Stromverbrauchs in Deutschland nach Verbrauchergruppen in den Jahren 2014 und 2024 [Електронний ресурс]. Statista, 2025. Режим доступу: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/236757/umfrage/stromverbrauch-nach-sektoren-in-deutschland/> (дата звернення: 13.03.2025).
2. Dindorf R., Filo G., Wojnarowski J. Review of compressed air energy and exergy recovery in pneumatic drive systems. *Energies*, 2024. 17(6). 1495. <https://doi.org/10.3390/en17061495>

3. Boyko V., Weber J. Energy Efficiency of Pneumatic Actuating Systems with Pressure-Based Air Supply Cut-Off. *Actuators*, 2021. 13 (1). 44. <https://doi.org/10.3390/act13010044>
4. Gailis M., Rudzitis J., Madisoo M., Kreicbergs J. Research on energy efficiency of pneumatic cylinder for pneumatic vehicle motor. *Agronomy Research*, 2020. 18(S1). 823–841. <https://doi.org/10.15159/AR.20.048>
5. Rihong Z., Qungui D. Dynamic Simulation and Optimization of Cushioning Performance in High-Speed Pneumatic Cylinders. *International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology*, 2016. 17 (17). 17.1–17.6. <https://doi.org/10.5013/IJSSST.a.17.17.17>
6. Dvořák L., Fuksa L., Ledvoň M., Brzezina P. Experimental Verification of Pneumatic Cylinder External Pneumatic Cushioning. *EPJ Web of Conferences*, 2019. 213. 02015. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201921302015>
7. Nazarov F., Weber J. Modelling, Simulation and Validation of the Pneumatic End-Position Cylinder Cushioning. Proceedings of the 17th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'21), 31 May – 2 June 2021. Linköping University Electronic Press, 2021, 206–210. Режим доступу: <https://ecp.ep.liu.se/index.php/sims/article/view/131>
8. Yu Q., Jianwei Z., Qiancheng W., Xuxiao Z. Experimental Study of a New Pneumatic Actuating System Using Exhaust Recycling. *Sustainability*, 2021. 13 (4). 1645. <https://doi.org/10.3390/su13041645>
9. Gryboś D., Leszczyński J. S. A Review of Energy Overconsumption Reduction Methods in the Utilization Stage in Compressed Air Systems. *Energies*, 2024. 17 (6). 1495. <https://doi.org/10.3390/en17061495>
10. Rihong X., Qungui L., Kai X. Dynamic simulation and optimization of cushioning performance in high-speed pneumatic cylinders. *Processes*, 2022. 10 (4). 819. <https://doi.org/10.3390/pr10040819>
11. Krutikov G., Stryzhak M. Assessment of the Influence of Design Parameters of a Pneumatic Drive on the Energy Efficiency of the Working Process. *Problems of the Regional Energetics*, 2025. 2 (66). 190–204. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.2-66.16>
12. Hua-Shu D., Gang J. Numerical simulation of flow instability and heat transfer of natural convection in a differentially heated cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016. 103. 370–381. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.039>
13. Borri E., Tafone A., Comodi G. et al. Compressed Air Energy Storage – An Overview of Research Trends and Gaps through a Bibliometric Analysis. *Energies*, 2022. 15 (20). 7692. <https://doi.org/10.3390/en15207692>
14. Shi Y., Cai M., Xu W. et al. Methods to Evaluate and Measure Power of Pneumatic System and Their Applications. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019. 32. 42. <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0354-6>
15. Jiménez M., Kurmyshev E., Castañeda C. Experimental Study of Double-Acting Pneumatic Cylinder. *Experimental Techniques*, 2020. 44 (2). <https://doi.org/10.1007/s40799-020-00359-8>
16. Matsukawa Y., Tsukahara T. Transition between supercritical and subcritical turbulent states in Taylor–Couette–Poiseuille flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2025. 101. 109667. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109667>
17. Liu J., Xiao Y., Li M., Tao J., Xu S. Intermittency, moments and friction coefficient during subcritical transition in channel flow. *Entropy*, 2020. 22 (12). 1399. <https://doi.org/10.3390/e22121399>
18. Kamiński Z. Mathematical Modeling of Pneumatic Pipes in a Simulation of Heterogeneous Engineering Systems. *Journal of Fluids Engineering*, 2011. 133(12). 121401. <https://doi.org/10.1115/1.4005261>

Стаття надійшла до редакції 19.05.2025

Стаття прийнята 26.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



## INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE WORKING PROCESS OF A POSITIONING PNEUMATIC DRIVE BY OPTIMIZING THE BRAKING PROCESS

A. Rogoyi<sup>1</sup>, M. Strizhak<sup>1</sup>, S. Iglin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

### Summary

The article presents a comprehensive study aimed at improving the energy efficiency of double-acting pneumatic drives through the optimization of braking coordinates during the final segment of the piston stroke. Traditional pneumatic systems widely rely on internal or external cushioning devices, which reduce impact loads but inevitably release compressed air into the atmosphere, resulting in significant energy losses. To address this limitation, the present research proposes a control strategy based on modifying the commutation scheme between cylinder chambers without using mechanical dampers. The approach enables the piston to decelerate smoothly due solely to controlled redistribution of compressed air.

The study integrates mathematical modelling of transient processes with numerical optimization techniques to determine the optimal coordinates for the beginning and end of the braking phase. A nonlinear dynamic model was developed using the equations of thermal balance for open gas cavities, the ideal gas law in differential form, and the dynamic equilibrium equation of the piston. Numerical simulations were performed using a fourth-order Runge–Kutta method. Two optimization strategies were considered: the Nelder–Mead simplex algorithm and a direct exhaustive search. The first method demonstrated limited effectiveness due to the absence of a distinct extremum in the objective function, while the exhaustive search ensured stable convergence and allowed identification of braking coordinates that minimise the final piston velocity.

The results show that the most energy-efficient braking occurs when the deceleration phase begins within the last 7.5–10% of the piston stroke and ends approximately within the final 5%. Under these conditions, the terminal velocity decreases to 0.03 m/s, which eliminates piston rebound and impact against the cylinder cap, ensuring smooth motion without the need for a cushioning device. The optimized trajectory shortens the transient time and prevents reverse piston movement, which otherwise reduces energy efficiency. Additionally, the research provides generalized design recommendations that link the braking start point to the cylinder stroke length and supply pressure, enabling engineers to apply the method without repeating numerical simulations.

The proposed methodology significantly improves the performance and energy efficiency of pneumatic drives by preventing air discharge during braking and reducing overall compressed-air consumption. The findings can be used at the design stage to select appropriate system parameters and control strategies for industrial pneumatic actuators operating under cyclic loads.

**Keywords:** pneumatic drive, back pressure braking, energy efficiency, transient process.