
Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.5
ББК 30.123я7

Розширення області ефективного застосування пневмопривода Expansion of the area of efficient application of pneumatic drive

*Г. А. Крутіков, д-р техн. наук, М. Г. Стрижак, канд. техн. наук,
В. В. Стрижак, канд. техн. наук*

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

Мета. Розширення сфери застосування пневмопривода при істотному збільшенні інерційних навантажень, в межах яких привод залишається працездатним, а також суттєве підвищення економічності пневмоприводів.

Методи дослідження. Структурний синтез енергозберігаючого пневмопривода з гальмуванням робочого органа привода шляхом зміни структури комутаційних зв'язків. На підставі раніше побудованої математичної моделі пневмопривода і проведеного комп'ютерного моделювання перехідних процесів обрано схеми і алгоритми керування пневмоприводами, що забезпечують найкращі експлуатаційні характеристики. Проведено оцінку ефективності роботи пневмопривода на основі комплексного показника технічного рівня.

Результати дослідження. Розроблено низку схем пневмоприводів з гальмуванням робочого органа за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків, найбільшою мірою пристосованих для комп'ютерного керування. Проведено машинний експеримент, який дозволив зробити порівняльний аналіз перехідних процесів для різних схем пневмоприводів. В результаті моделювання вдалося визначити найефективнішу схему гальмування.

Отримані нові способи та схеми гальмування здатні істотно розширити область експлуатації в бік більших інерційних навантажень, а також здійснити ефективніше використання працездатності стисненого повітря.

Експериментально отримано перехідний процес у пневмоприводі з раціональною схемою гальмування робочого органа, який підтвердив результати комп'ютерного експерименту.

Висновки. Розроблена схема пневмопривода і спосіб її керування забезпечує у всьому діапазоні конструктивних параметрів і умов функціонування плавне безударне спрацювання з рівноспівільненим регульованим режимом гальмування, з більш високою швидкодією в порівнянні із традиційними схемами пневмоприводів, а також значно більш ефективне використання працездатності стисненого повітря.

Ключові слова: пневмоприводи, гальмування, структура комутаційних зв'язків, зниження непродуктивних енерговитрат.

Вступ

Найбільш актуальними завданнями при широкомасштабному використанні пневматики в сучасних виробничих процесах є розширення області її застосування в бік істотного збільшення інерційних навантажень, а також необхідність у сполученні пневматики з сучасними мікропроцесорними засобами керування. При вирішенні цих завдань традиційні способи гальмування, що ґрунтуються на використанні вбудованих і зовнішніх гальмівних дроселів, гідро- і пневмодемпферів, ємностей виявляються малоприсадибними через відсутність експлуатаційної гнучкості і нездатності забезпечити безударне спрацювання пневмопривода при великих інерційних навантаженнях. Крім того, при використанні традиційних способів процес гальмування (керування) ніколи не пов'язується з можливістю ефективного енергозбереження.

Аналіз досліджень і публікацій

Найбільш поширеним способом гальмування і позиціонування робочих органів приводів є пневматичні гальмівні пристрої, в яких для створення гальмівного ефекту використовується робоче тіло самого пневмопривода. Причому традиційні способи гальмування ґрунтуються на використанні зовнішніх або внутрішніх дроселюючих пристроїв, тобто відносяться суто до дисипативних методів гальмування, які перетворюють кінетичну енергію рухомих частин в теплову [1].

Крім низької енергетичної ефективності такі способи страждають відсутністю експлуатаційної гнучкості, що ускладнює їх використання в сучасних мехатронних системах [1].

У зв'язку з масовим використанням пневмоприводів в промислових роботах та інших мехатронних системах стала активно досліджуватися можливість ефективного гальмування шляхом підключення вихлопної порожнини до пневмомагістралі [2, 3] або одночасного перемикання робочої порожнини на атмосферу і вихлопної порожнини на пневматичну магістраль [4, 5, 6, 7]. Однією з найважливіших переваг цих методів є те, що керування процесом гальмування можна здійснювати перемиканням релейного пневморозподільника тим же командним пристроєм (процесором), який здійснює керівництво всією пневматичною системою [5].

Найпростішу схему недисипативного гальмування шляхом перемикання порожнин циліндра розглянуто в роботі [4].

Стосовно завдання високоточного позиціонування робочого органа пневмопривода англійські дослідники Linnet і Smith вперше запропонували використовувати гальмування за рахунок перемикання комутаційних зв'язків з допомогою трілінійних пневморозподільників [5, 6].

Автори робіт [8, 9] звернули увагу на іншу важливу особливість недисипативного гальмування за рахунок перемикання комутаційних зв'язків — використання енергії гальмування у вигляді потенційної енергії стисненого повітря в гальмівній порожнині і подальшої її рекуперації в мережу або безпосередньо для здійснення зворотного ходу робочого органа.

Однак матеріали, які викладено у цих публікаціях, носять поодинокий характер і страждають відсутністю системного підходу.

Постановка проблеми

Метою роботи є розроблення і системний аналіз нових способів і схем гальмування найбільш придатних для комп'ютерного керування, здатних істотно розширити область експлуатації у бік більших інерційних навантажень, а також здійснити більш ефективне використання працездатності стисненого повітря.

Для досягнення поставленої мети були виділені наступні завдання:

- виконати структурний синтез енергозберігаючого пневмопривода з гальмуванням робочого органа привода шляхом зміни структури комутаційних зв'язків;
- ґрунтуючись на математичній моделі пневмопривода, здійснити комп'ютерне моделювання перехідних процесів в енергозберігаючих пневмоприводах і виділити області їх раціонального використання;
- порівняти енергетичні характеристики пневмоприводів з різною структурою комутаційних зв'язків в процесі гальмування;
- експериментально отримати перехідний процес у пневмоприводі з раціональною схемою гальмування робочого органа і підтвердити результати комп'ютерного експерименту.

Основні матеріали досліджень

Для вирішення поставлених завдань необхідне впровадження нових радикальних і надійних способів гальмування і позиціонування, здатних не тільки забезпечити безударне спрацювання пневмопривода із значним інерційним навантаженням, але і домогтися ефективного енергозбереження. Такими способами гальмування є способи, що ґрунтуються на зміні структури комутаційних зв'язків.

При гальмуванні шляхом зміни структури комутаційних зв'язків гальмівний ефект створюється за рахунок перекриття вихлопної порожнини, або за рахунок подачі в вихлопну порожнину повітря з магістралі живлення. Якщо врахувати, що в цьому режимі і робоча порожнина може змінювати об'єкт підключення (перемикається на атмосферу, на інший рівень тиску, заглушуватись і т.д.), то виникає низка високоефективних способів гальмування.

Класифікацію та індексацію схем гальмування проведемо відповідно до стану комутаційних трактів в початковому стані і при гальмуванні.

Рівень початкового перепаду тиску на поршні (тобто комутація порожнин циліндра при фіксації робочого органа) позначається в індексі схеми першою римською цифрою (I — з початковим перепадом $p_m - p_a$, який утримує поршень в крайньому положенні; II — без початкового перепаду з атмосферним тиском в порожнинах циліндра $p_a - p_a$; III — зі зменшеним перепадом тиску $p_k - p_a$; IV — без початкового перепаду тиску з магістральним тиском в порожнинах циліндра $p_m - p_m$).

Варіанти комутації вихлопної порожнини в період гальмування позначаються в індексі схеми другою арабською цифрою 1, 2, 3, 4, а варіанти комутації робочої порожнини робочого органа в період гальмування позначаються в індексі схеми третьою літерою *a*, *b*, *v*, *z*.

Всі варіанти комутацій в режимі гальмування відповідно до такої нумерації для випадку максимального початкового перепаду тиску (індекс I) показано на рисунку 1. Аналогічна ситуація має місце для варіантів вихідного стану з індексами II, III, IV.

Оптимальний варіант схеми гальмування транспортного пневмопривода необхідно обирати за наступними критеріями: часу спрацювання пневмопривода (τ), відносній масі стисненого повітря, спожитого упродовж одного спрацювання пневмопривода (\bar{M}), ефективності використання стисненого повітря (осереднений за цикл ККД — η_{cp}), у міру стискання повітря у гальмівній порожнині (σ_{2m}), максимальному прискоренню в період гальмування (ξ_m); вартості реалізації даного способу гальмування (c_m), можливості регулювання режиму гальмування без зміни гальмівного шляху.

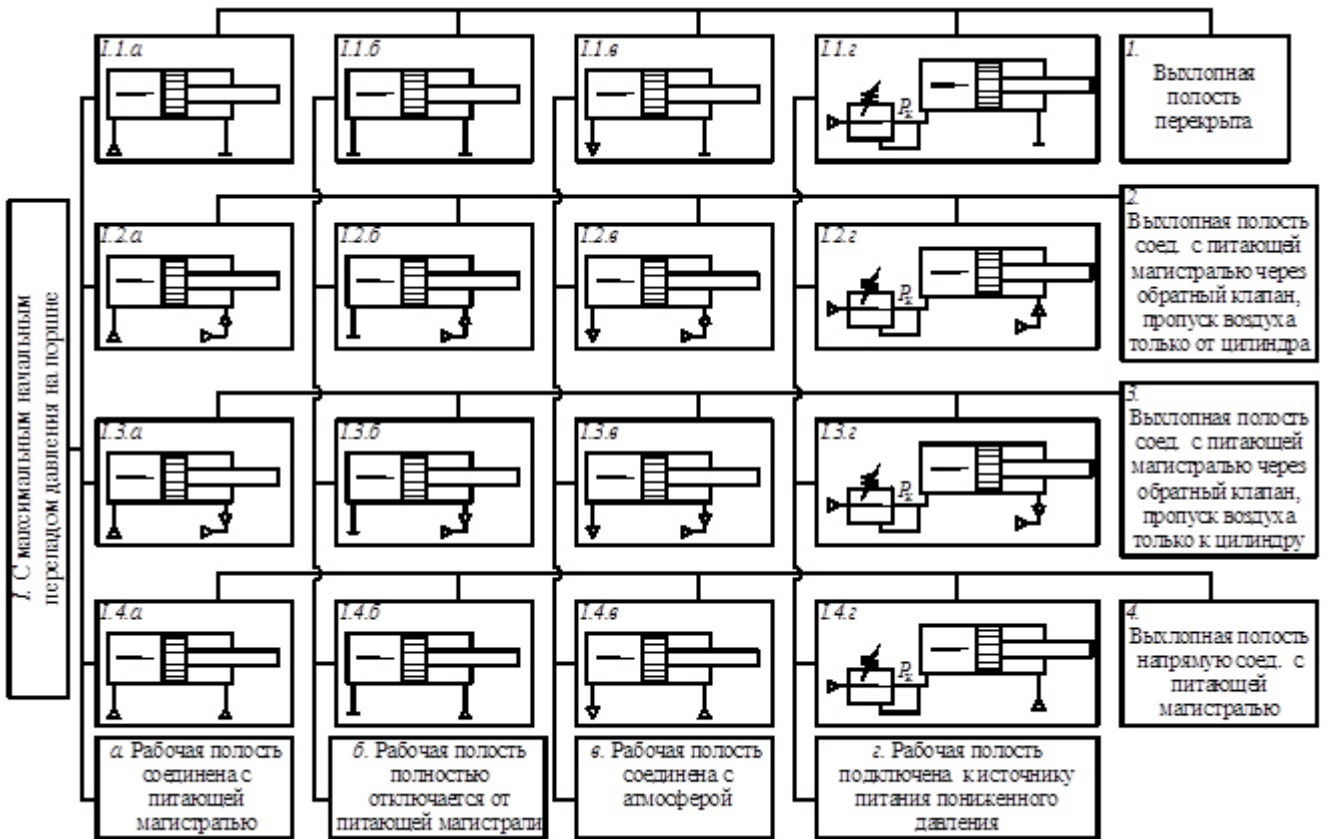


Рисунок 1 — Варіанти комутації порожнин пневмопривода у фазі гальмування

Для об'єктивного порівняння різних схем гальмування необхідно розроблення універсальної математичної моделі з виділенням основних критеріїв динамічної подоби.

У роботі [10] наведено математичну модель дискретного пневмопривода у безрозмірній формі з виділенням основних критеріїв динамічної подоби, а також обґрунтовані параметри для оцінки ступеня енергетичної досконалості пневмопривода. До них відносяться осереднений за цикл ККД пневмопривода η_{cp} і відносна маса стисненого повітря, спожитого пневмоприводом у процесі одного спрацювання \bar{M}

$$\eta_{cp} = \frac{\beta \cdot \int_0^{\tau'} \xi d\tau + \chi}{\bar{M} \ln(1/\sigma_a)}, \tag{1}$$

де β — критерій інерційності пневмопривода [10], χ — параметр статичного навантаження [10], σ_a — безрозмірний тиск [10], ξ — безрозмірна швидкість, τ' — безрозмірний час переміщення робочого органа з однієї позиції в іншу.

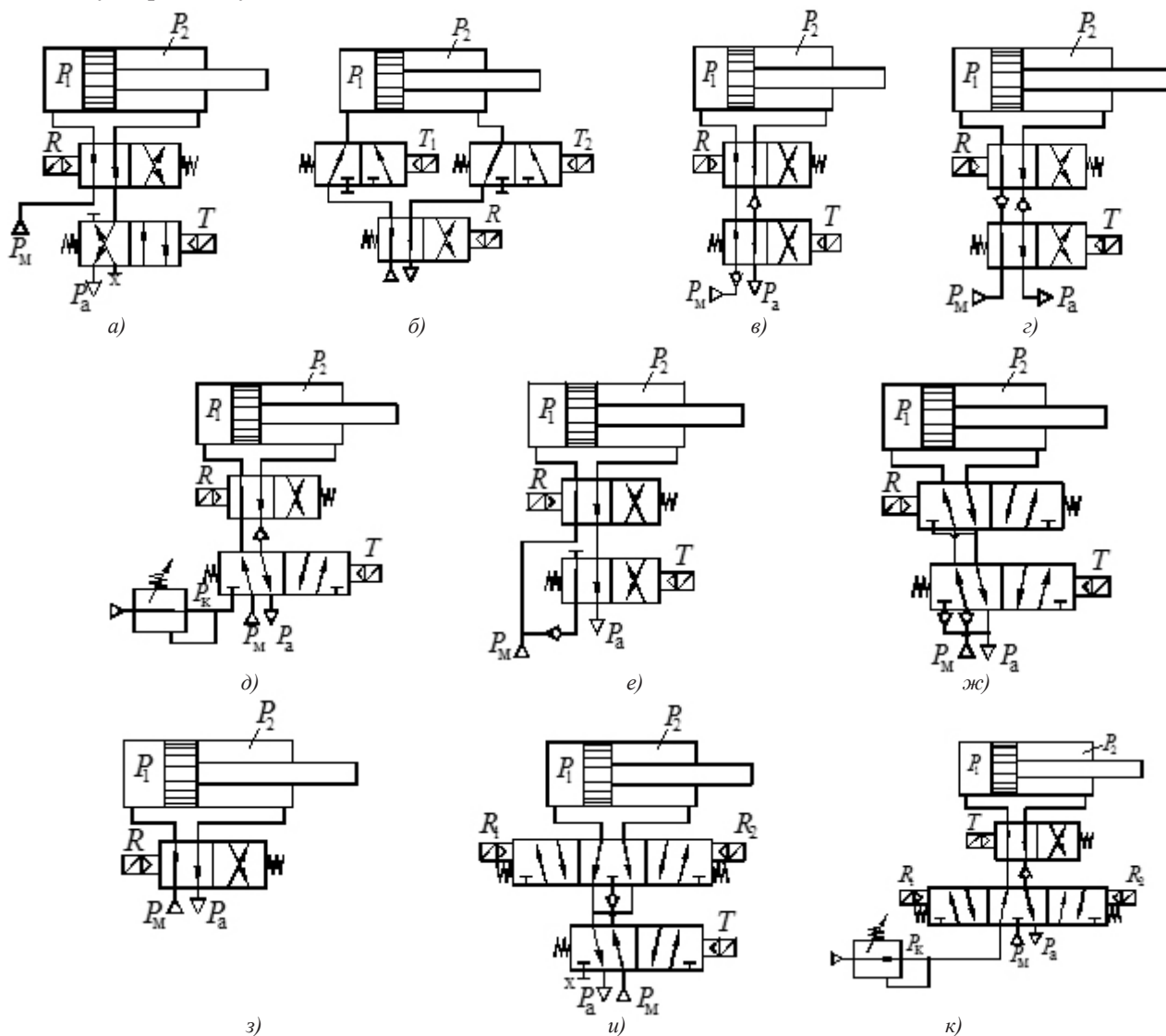
$$\bar{M} = \frac{M}{F_1 L \rho_m} \int_0^{\tau} \varphi(\sigma_1) d\tau, \tag{2}$$

M — абсолютна маса спожитого пневмоприводом повітря, ρ_m — густина повітря при його параметрах у магістралі живлення, $\varphi(\sigma_1)$ — витратна функція [10].

В усіх структурних схемах пневмоприводів різні комутаційні зв'язки у вихідному стані робочого органа привода (вдмічені римськими цифрами I, II, III, IV). На рис. 1. наведені комутаційні стани (іх 16) для одного вихідного стану — I. Для усіх 4-х вихідних станів кількість комутаційних ситуацій становить $16 \times 4 = 64$. На рисунку 2 показано 10 найбільш характерних схем пневмоприводів із гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків з 64 можливих варіантів, відображених на рисунку 1.

Для систематизації розрахунків на ЕОМ результати розрахунків зведені в таблицю 1, де в першій графі наводиться індекс схеми, а в наступних графах наведені основні динамічні й енергетичні параметри (τ , M , η_{cp} , σ_{2M} , ξ , c_m) обумовлені в [10].

Розрахунки проведені при однакових для усіх схем умовах функціонування ($\beta = 5$, $\chi = 0,1$), що відповідають значному інерційному навантаженню.



Для об'єктивного вибору раціональної схеми гальмування кожній схемі за всіма показниками, запропонованими у таблиці 1, надано оцінку у балах (цифра під рискою). Схеми, що має найкращий показник по якомусь параметру, надано по цьому параметру максимальна десятибальна оцінка. Іншим схемам надана нижча оцінка пропорційно погіршенню цього параметру. Коефіцієнт вагомості кожної оцінки визначається методом експертних оцінок [3]. Наприклад, для транспортного пневмопривода експертна оцінка коефіцієнтів вагомості становить:

Таблиця 1 — Основні показники різних схем гальмування

№ п/п	Індекс схеми	τ	\bar{M}	η_{cp}	$\ddot{\xi}_m$	σ_{2m}	c_m	Регулюв. гальм. без зм. гальм. шляху	k
1	I.1.a	$\frac{7,4}{9,0}$	$\frac{1,15}{1,4}$	$\frac{0,122}{1,6}$	$\frac{0,325}{2,3}$	$\frac{4,14}{2,4}$	$\frac{2}{5}$	—	16,3
2	I.1.б	$\frac{7,65}{8,7}$	$\frac{1,15}{1,4}$	$\frac{0,119}{1,5}$	$\frac{0,23}{3,2}$	$\frac{2,4}{4,2}$	$\frac{3}{2,3}$	—	17,1
3	I.1.в	$\frac{7,5}{8,9}$	$\frac{1,48}{1,1}$	$\frac{0,098}{1,3}$	$\frac{0,22}{3,4}$	$\frac{2,03}{4,9}$	$\frac{2,2}{4,5}$	—	17,8
4	I.2.б	$\frac{8,35}{8,06}$	$\frac{0,78}{2,2}$	$\frac{0,158}{2}$	$\frac{0,085}{8,8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{3,2}{3,1}$	—	25,1
5	I.2.г	$\frac{8,51}{7,8}$	$\frac{0,85}{2,01}$	$\frac{0,148}{1,8}$	$\frac{0,07}{10}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{3,5}{2,9}$	+	25,2
6	I.3.a	$\frac{7,1}{9,4}$	$\frac{1,36}{1,2}$	$\frac{0,116}{1,5}$	$\frac{0,39}{1,9}$	$\frac{4,8}{2,1}$	$\frac{2,3}{4,3}$	—	15,8
7	I.3.б	$\frac{6,96}{9,6}$	$\frac{1,28}{1,3}$	$\frac{0,121}{1,6}$	$\frac{0,396}{1,9}$	$\frac{4,32}{2,3}$	$\frac{3,2}{3,1}$	—	15,9
8	I.4.в	$\frac{8,16}{8,1}$	$\frac{1,41}{1,2}$	$\frac{0,092}{1,2}$	$\frac{0,093}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{10}$	—	24,9
9	II.1.б	$\frac{6,65}{10}$	$\frac{0,313}{5,3}$	$\frac{0,49}{6,3}$	$\frac{0,225}{3,3}$	$\frac{2,4}{4,2}$	$\frac{4}{2,6}$	—	26,3
10	III.2.г	$\frac{7,35}{9,65}$	$\frac{0,21}{8,8}$	$\frac{0,62}{8,5}$	$\frac{0,07}{10}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{4,7}{2,1}$	+	38,67

На підставі цієї інформації підраховується комплексний показник технічного рівня k (сума складена з добутків коефіцієнтів вагомості кожного показника на оцінку цього показника),

$$k = k_{\tau} \cdot B_{\tau} + k_m \cdot B_m + k_{\eta} \cdot B_{\eta} + k_{\ddot{\xi}_m} \cdot B_{\ddot{\xi}_m} + k_{\sigma} \cdot B_{\sigma} + k_{c_m} \cdot B_{c_m}. \quad (3)$$

Схеми з індексом б і г відрізняються від інших (а й в) неповним заповненням робочої порожнини стисненим повітрям, що забезпечує розширення поданого в робочу порожнину повітря. Дійсно, питома працездатність стисненого повітря складається із двох компонентів: транзитної працездатності (роботи проштовхування) і потенційної енергії стискання (тобто ізотермічного розширення):

$$l_p = RT_m \ln \frac{p_m}{p_a} + U + \frac{RT_m}{p_m} (p_m - p_a), \quad (4)$$

де U — питома потенційна енергія стискання, яка може бути повністю реалізована лише при розширенні по ізотермі стисненого повітря, $RT_m (p_m - p_a) / p_m$ — питома робота проштовхування (транзитна працездатність).

Тому схеми з індексом б і г характеризуються більш повним використанням працездатності стисненого повітря.

Вибір раціональної схеми здійснено з огляду на найвищий комплексний показник технічного рівня згідно з таблицею 1 і формулою (3). Найвищий комплексний показник технічного рівня k має схема III.2.г, причому великий відрив цього показника від аналогічних показників для інших схем забезпечується за рахунок значно вищих у порівнянні з іншими схемами енергетичних характеристик ($\bar{M} = 0,21$, $\eta_{cp} = 62\%$).

Карту керування пневморозподільниками, яка забезпечує схемі III.2.г необхідний режим роботи, наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 — Карта керування електромагнітами розподільників для схеми III.2.г.

Ситуація		Сигнали керування електромагніта			Ситуація		Сигнали керування електромагніта		
		T	R ₁	R ₂			T	R ₁	R ₂
Хід праворуч	розгін РО	1	1	0	Хід ліворуч	розгін РО	0	1	0
	гальмування РО	1	0	1		гальмування РО	0	0	1
	фіксація РО	1	0	1		фіксація РО	0	0	1

Результати комп'ютерного моделювання перехідних процесів показано на рисунку 3. З графіків (рисунок 3) встановлено, що схеми без відключення магістралі живлення від робочої порожнини циліндра й без обмеження тиску у гальмівній порожнині (I.1.a, I.3.a) відрізняються надмірно високим ступенем стискання у гальмівній порожнині. Внаслідок чого велике від'ємне прискорення поршня наприкінці ходу ускладнює регулювання гальмівного шляху на практиці (рисунок 3, а).

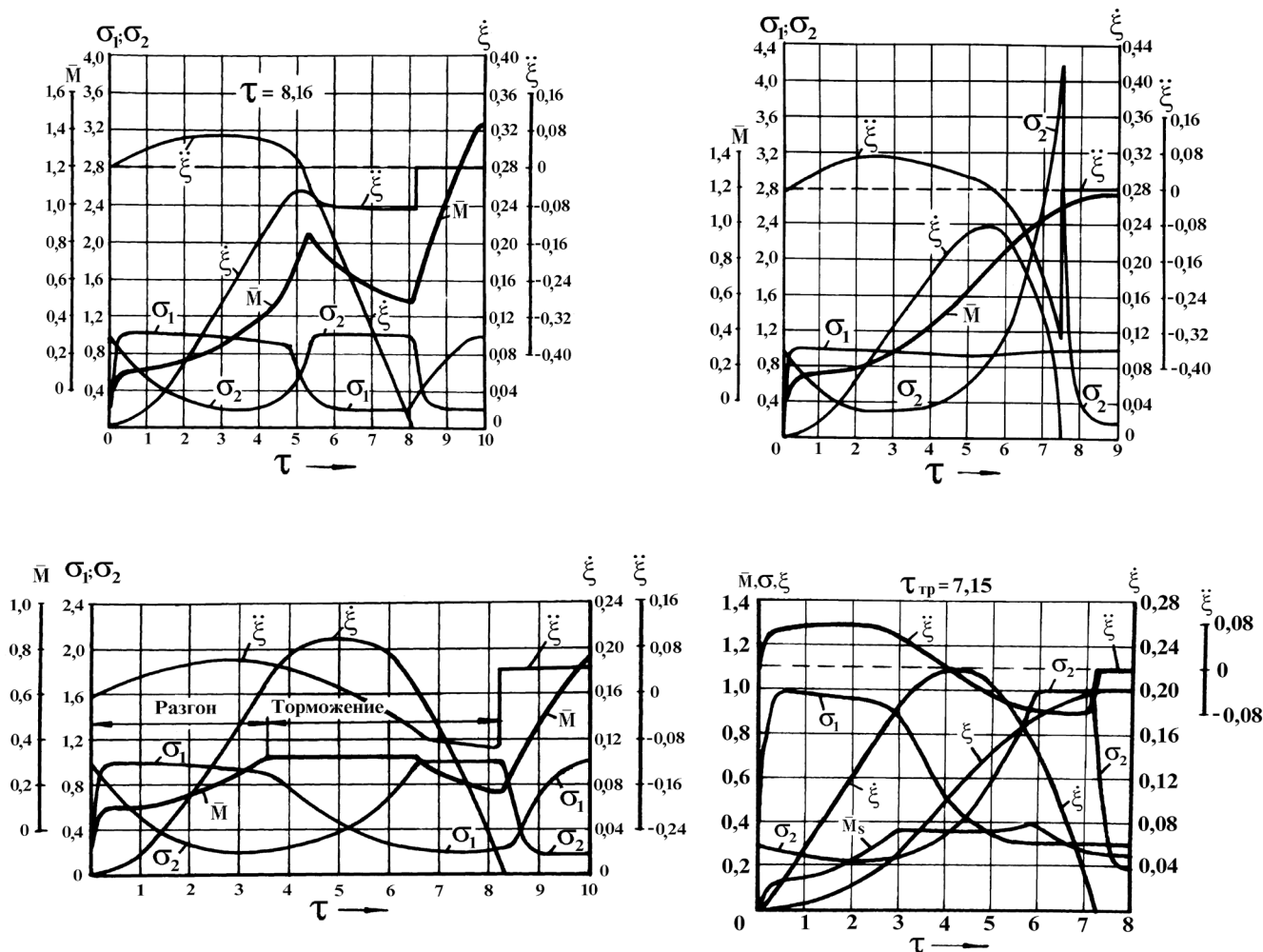


Рисунок 3 — Перехідні процеси у безрозмірній формі для деяких схем з таблиці 2 (а — I.1.a, б — I.4.в, в — I.2.б, г — III.2.г)

Схема І.4.в відрізняється простотою апаратної реалізації і, як видно з переходного процесу (рисунок 3, б), характеризується значно меншим значенням стиснення і меншим від'ємним прискоренням при гальмуванні (ξ). Однак спрацювання привода при такому способі гальмування супроводжується надмірно великими витратами стисненого повітря (\bar{M}).

Перехідний процес у приводі, що працює за схемою І.2.б (рисунок 3, в), свідчить про двократне зниження енерговитрат порівняно зі схемою І.4.в при збереженні переваг останньої.

Перехід від схеми І.2.б до схеми ІІІ.2.з, через заміну зворотного клапана редукційним і переходу від чотирьох-лінійного гальмівного розподільника до п'ятилінійного трьохпозиційного розподільника призводить, як видно з переходного процесу на рисунку 3, г, до кардинального покращення більшості експлуатаційних показників: швидкодія стає максимальною по відношенню до всіх розглянутих схем, витрати стисненого повітря суттєво скорочені і складають $\bar{M} = 0,21$ (тобто складають усього 21% маси стисненого повітря, необхідного для заповнення робочого об'єму циліндра).

Детальніший аналіз переходного процесу для привода зі схемою ІІІ.2.з дозволяє встановити наступні переваги:

- високий гальмівний ефект, створюваний за рахунок одночасного росту тиску в гальмівній порожнині й падіння тиску в робочій порожнині;
- запобігання гальмівній порожнині від високих тисків за рахунок повернення надлишку повітря в гальмівній порожнині в мережу (рекуперация);
- обмеження прискорення при гальмуванні й можливість створення плавного рівносповільненого режиму гальмування, причому для схеми І.2.з з'являється можливість регулювати величину цього прискорення;
- контрольований і регульований імпульс гальмівного тиску (на відміну від режиму дросельного гальмування);
- неповне заповнення робочої порожнини стисненим повітрям, яке дозволяє поряд із транзитною працездатністю використовувати й роботу розширення стисненого повітря;
- другим джерелом поліпшення енергетичних характеристик є рекуперация в мережу стисненого повітря з гальмівної порожнини.

Найбільш раціональна з погляду мінімізації енерговитрат схема ІІІ.2.з крім перерахованих вище переваг має:

- мінімальні витрати стисненого повітря на фіксацію поршня в кінцевому положенні;
- мінімізацію непродуктивної роботи виштовхування повітря з вихлопної порожнини.

Схема ІІІ.2.з має крім цього ще одну істотну перевагу: можливість переналаштування режиму гальмування без зміни гальмівного шляху тільки за рахунок налаштування редукційного клапана. Ця ж здатність дозволяє регулювати величину негативного прискорення при гальмуванні, що досить суттєво з метою запобігання «пневмо-відскоку» після відключення гальмівного розподільника.

На рисунку 4 показано головні енергетичні показники привода: відносна маса стисненого повітря, спожитого пневмоприводом (\bar{M}) і осереднений за цикл ККД (η_{cp}), які отримані з графіків переходних процесів для чотирьох розглянутих схем (рисунок 3) і у результаті чисельного інтегрування математичної моделі [10].

Порівняння енергетичних характеристик для чотирьох розглянутих схем (рисунок 3) свідчить про можливість кардинального поліпшення енергетичної ефективності пневмопривода за рахунок вибору раціональної схеми гальмування, адже схема ІІІ.2.з має кардинально меншу відносну масу стисненого повітря, спожитого пневмоприводом \bar{M} (до 4 разів) і кардинально вищий осереднений за цикл ККД η_{cp} (до 6,5 разів) порівняно з іншими схемами.

Крім істотного поліпшення енергетичних характеристик необхідно відзначити й досить серйозне розширення області використання пневмоагрегатів з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків у бік збільшення інерційних навантажень. Так перехідні процеси на рисунку 3, отримані при досить значних інерційних навантаженнях ($\beta = 5$), свідчать про забезпечення безударного спрацювання пневмопривода навіть у цьому випадку, тоді як область застосування традиційного дросельного гальмування обмежена $\beta < 0,3$.

На рисунку 5 показано осцилограму переходного процесу у пневмоприводі поздовжнього переміщення транспортера автоматичної лінії ІХАЛ78П, гальмування якого здійснювалося за схемою І.2.з.

Основні параметри пневмопривода:

$$D = 100 \text{ мм}, L = 400 \text{ мм}, f_{1з} = 35 \text{ мм}^2, f_{2з} = 24,5 \text{ мм}^2, m = 350 \text{ кг}, P = 700 \text{ Н}, \\ p_{\text{н}} = 0,6 \text{ МПа}, p_{\text{к}} = 0,3 \text{ МПа}$$

Як видно з осцилограми, на значній частині гальмівного шляху створюється приблизно постійний перепад тиску, і як наслідок, на кінцевій ділянці гальмування процес зміни швидкості є рівносповільненим. При цьому характер зміни швидкості близький до найбільш раціонального режиму — циклоїдального. Осцилограма повністю підтверджує висновок про високу ефективність запропонованого способу гальмування, який при збереженні

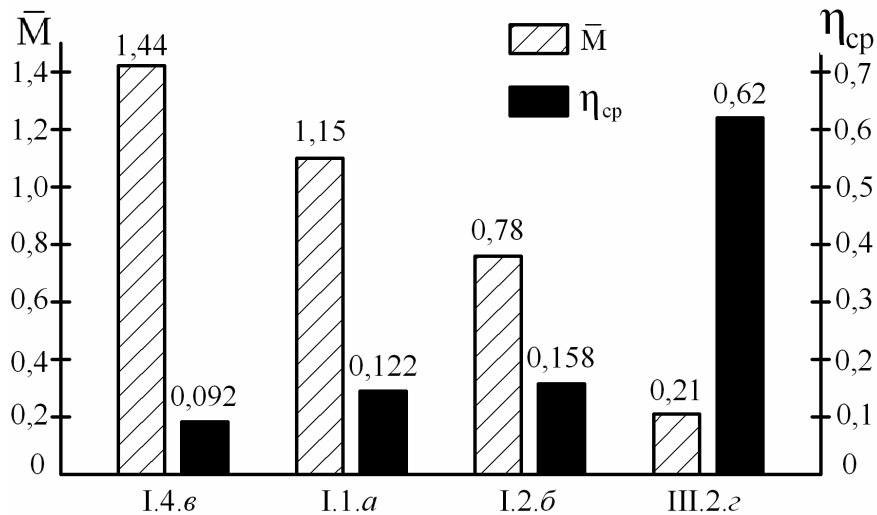


Рисунок 4 — Основні енергетичні показники різних схем гальмування

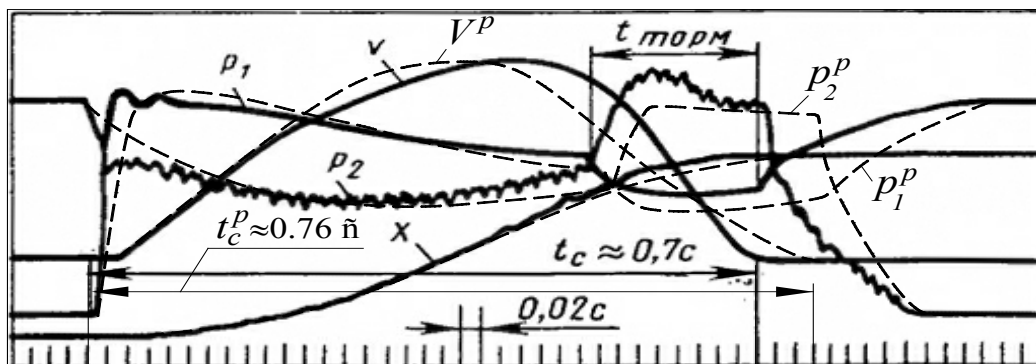


Рисунок 5 — Осцилограма перехідного процесу у пневмоприводі транспортера автоматичної лінії
(— — — розрахунковий перехідний процес)

високої швидкодії пневмопривода забезпечує плавний режим гальмування із заздалегідь заданим прискоренням навіть при значних інерційних навантаженнях.

Висновки

Для систематизованого аналізу способів гальмування на основі зміни структури комутаційних зв'язків проведено класифікацію і індексацію схем гальмування у відповідності з усіма можливими станами комутаційних трактів при розгоні і гальмуванні робочого органа. Для об'єктивного обліку енергетичних і динамічних показників, отриманих на основі комп'ютерного моделювання, розроблено комплексний показник технічного рівня, за допомогою якого визначено найбільш раціональні схеми з відповідними алгоритмами керування пневморозподільниками

Енергетичний і динамічний аналіз для найбільш раціональної схеми III.2.г дозволяє з високим рівнем об'єктивності встановити:

- розроблена схема пневмопривода і спосіб її керування забезпечує у всьому діапазоні конструктивних параметрів і умов функціонування плавне безударне спрацювання з рівносповільненим регульованим режимом гальмування, з більш високою швидкістю в порівнянні із традиційними схемами пневмоприводів, а також значно більш ефективно використання працездатності стисненого повітря;

- підвищена швидкодія досягається за рахунок зменшення непродуктивної роботи виштовхування повітря з вихлопної порожнини через низький початковий тиск у ній при фіксації поршня;
- значне скорочення непродуктивних енерговитрат у пневмоприводі із даною структурою пов'язане з тим, що в кожній фазі руху робочого органа забезпечуються оптимальні комутаційні зв'язки в приводі.

За рахунок цього досягається:

- досить повне використання роботи розширення стисненого повітря в робочій порожнині;
- скорочення непродуктивної роботи виштовхування стисненого повітря з вихлопної порожнини;
- значне скорочення витрат стисненого повітря на фіксацію поршня в кінцевому положенні;
- рекуперация в мережу потенційної енергії стисненого повітря з гальмової порожнини.

Причому найбільший ефект досягається при роботі із середніми й, особливо, великими інерційними навантаженнями. За рахунок цього вдається розширити область ефективного використання пневмопривода у бік значно більших інерційних навантажень. Можливість забезпечення найоптимальніших комутаційних зв'язків для кожної фази руху (схема III.2.2) дозволяє також кардинальним чином поліпшити основні експлуатаційні характеристики ПП і, насамперед, забезпечити ефективне енергозбереження.

Література

1. Филипов, И. Б. Тормозные устройства пневмоприводов [Текст] / И.Б. Филипов. — Л.: Машиностроение, 1987. — 143 с.
2. Дроздецкий, Н. А. Точность остановки пневматического исполнительного механизма работа при торможении методом противодавления [Текст] / Н. А. Дроздецкий, В. А. Королев, И.Д. Майоров // Пневматика и гидравлика. — М.: Машиностроение, 1989. — Вып. 6. — С. 25—30.
3. Райнес, Я. К. Управление пневматическим приводом при торможении противодавлением [Текст] / Я. К. Райнес // Вопросы динамики и точности. — Рига, 2006. — Вып. 7. — С. 88-95.
4. Зорин, А. С. Исследование торможения пневмопривода противодавлением [Текст] / А.С. Зорин, В.М. Пашков, К.С. Солнцева // Пневматика и гидравлика. — М.: Машиностроение, 1990. — Вып. 15. — С. 68-72.
5. Linnet, J.A. Low friction pneumatic actuator for accurate robot control [Text] // J.A. Linnet, M.C. Smith // International conference of Computer-aided production Engineering. — Edinburgh. — April, 1992. — P. 86 — 87.
6. Linnet, J.A. An accurate low-friction pneumatic position control system [Text] / J.A. Linnet, M.C. Smith // Proc. Inst. Mech. Eng, 1996. — Vol. 20. — P. 203—208.
7. Кудрявцев, А. И. Функционально-стоимостной анализ пневматических приводов и устройств [Текст] / А. И. Кудрявцев, Г. А. Крутиков, И. Н. Оленин и др. // Методические рекомендации для Минстанкопрома. — М.: ВНИИТЭМР, 1984. — 67 с.
8. Al-Dakkan, K. A. Dynamic Constraint Based Energy Saving Control of Pneumatic Servo Systems [Text] / K. A. Al-Dakkan, E. J. Barth, M. Goldfarb // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. — Volume 128. — 2015. — P. 655 - 662.
9. Arinaga, T. Approach for energy-saving of pneumatic systems [Text] / T. Arinaga, Y. Kawakami, Y. Terashima, S. Kawai // Proceeding of the 1-th FPNI-PhD Symposium. — 2010. — P. 49—56.
10. Krutikov, G. The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator / G. Krytikov, M. Strizhak, V. Strizhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. — Vol. 1, No 7 (85). — P. 38—44.

References

1. Filipov, I. B. Tormoznye ustroystva pnevmoprivodov (1987). — L., Mashunostroenie. — 143 s.
2. Drozdetsky, N. A., Korolyov, V. A., Mayorov, I. D. (1989). Tochnost ostanovki pnevmaticheskogo ispolnitelnogo mekhanizma robota pri tormozhenii metodom protivodavlenia. Pnevmatika i gidravlika. — Moskva: Mashinostroenie. 1989. — Vyp. 6. — S. 25—30.
3. Raynes, Ya. K. (2006). Upravlenie pnevmaticheskim privodom pri tormozhenii protivodavleniem. Voprosy dinamiki i tochnosti. Riga: 2006. — № 7. — S. 88—95.
4. Zorin, A. S., Pashkov, V.M., Solnceva K.C. (1990). Issledovanie tormozheniia pnevmoprivoda protivodavleniem. Pnevmatika i gidravlika. — Moskva: Mashunostroenie, 1990. — № 15. — S. 68—72.

5. Linnet, J.A., Smith, M.C. (1992). Low friction pneumatic actuator for accurate robot control. International conference of Computer-aided production Engineering. Edinburgh. 86—87.
6. Linnet, J.A., Smith, M.C. (1996). An accurate low-friction pneumatic position control system. Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 20, 203—208.
7. Kudryavtchev, A. I., Krutikov, G.A., Olenin I.N. etc. (1984). Funkhionalno-stoimostnoi analiz pnevmaticheskikh privodov i ustroystv. Metodicheskie rekomendatsii dlia Minstankoproma. — M.: VNIITEMR, 1984. — 67 s.
8. Al-Dakkan, K. A., Barth, E. J., Goldfarb, M. (2015). Dynamic Constraint Based Energy Saving Control of Pneumatic Servo Systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 128, 655—662.
9. Arinaga, T., Kawakami, Y., Terashima, Y., Kawai, S. (2010). Approach for energy-saving of pneumatic systems. Proceeding of the 1-th FPNI-PhD Symposium. — P. 49—56.
10. Krytikov, G., Strizhak, M., Strizhak, V. (2017). The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Applied mechanics, 2017. Vol. 1, No 7 (85), P. 38—44.

Надійшла 16.02.2018 року

УДК 621.5

Расширение области эффективного применения пневмопривода

**Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак,
В. В. Стрижак**

Цель. Расширение сферы применения пневмопривода при существенном увеличении инерционных нагрузок, в пределах которых привод остается работоспособным, а также существенное повышение экономичности пневмоприводов.

Методы исследования. Структурный синтез энергосберегающего пневмопривода с торможением рабочего органа привода путем изменения структуры коммутационных связей. На основании ранее построенной математической модели пневмопривода и проведенного компьютерного моделирования переходных процессов выбраны схемы и алгоритмы управления пневмоприводами, обеспечивающие наилучшие эксплуатационные характеристики. Проведена оценка эффективности работы пневмопривода на основе комплексного показателя технического уровня.

Результаты исследования. Разработан ряд схем пневмоприводов с торможением рабочего органа за счет изменения структуры коммутационных связей, в наибольшей степени пригодных для компьютерного управления. Проведен машинный эксперимент, который позволил сделать сравнительный анализ переходных процессов для различных схем

UDC 621.5

Expansion of the area of efficient application of pneumatic drive

**G. A. Krutikov, M. G. Strizhak,
V. V. Strizhak**

Aim. Expanding the scope of the pneumatic drive with a significant increase in inertial loads, within which the drive remains operational, as well as a significant increase in the efficiency of pneumatic actuators.

Methods of research. Structural synthesis of an energy-saving pneumatic drive with braking of the drive operating element by changing the structure of commutation links. Based on the previously constructed mathematical model of the pneumatic drive and computer simulation of transient processes, schemes and algorithms for controlling pneumatic drives that provide the best performance characteristics are selected. The efficiency of the pneumatic actuator is evaluated on the basis of a complex technical level indicator.

Results of research. A number of pneumatic actuator schemes with braking of the working element have been developed due to a change in the structure of commutation links that are most suitable for computer control. A computer experiment was performed, which made it possible to make a comparative analysis of the transient processes for various schemes of pneumatic drives. As a result of the simulation, it was possible to determine the effective braking scheme.

New methods and braking schemes have been obtained, which can significantly expand the field of opera-

пневмоприводов. В результате моделирования удалось определить эффективную схему торможения.

Получены новые способы и схемы торможения, способные существенно расширить область эксплуатации в сторону больших инерционных нагрузок, а также осуществить эффективное использование работоспособности сжатого воздуха.

Экспериментально получен переходный процесс в пневмоприводе по рациональной схеме торможения рабочего органа, который подтвердил результаты компьютерного эксперимента.

Выводы. Разработанная схема пневмопривода и способ ее управления обеспечивает во всем диапазоне конструктивных параметров и условий функционирования плавное безударное срабатывания с равнозамедленным регулируемым режимом торможения, с более высоким быстродействием по сравнению с традиционными схемами пневмоприводов, а также значительно более эффективное использование работоспособности сжатого воздуха.

Ключевые слова: пневмоприводы, торможение, структура коммутационных связей, понижены непроизводительных энергозатрат.

tion in the direction of large inertial loads, and also make efficient use of the working capacity of compressed air. The transient process in the pneumatic drive with a rational braking scheme of the working member was experimentally obtained, which confirmed the results of the computer experiment.

Conclusions. The developed scheme of the pneumatic drive and the method of its control provide for a smooth, unstressed operation with an equally slowed-down adjustable braking regime in the whole range of design parameters and operating conditions, with a faster response time than traditional pneumatic drive schemes, and much more efficient use of compressed air capacity.

Key words: pneumatic drives, braking, the structure of commutation links, lower unproductive energy cost