

Вплив ступеня дроселювання на динамічні параметри приводу двосторонньої дії із вакуумними захватними пристроями

С.В. Носко¹ • О.С. Галецький¹ • Д.В. Костюк¹

Received: 30 October 2023 / Revised: 20 November 2023 / Accepted: 18 December 2023

Анотація. Представлено оцінку сучасного стану досліджень перехідних процесів у пневматичних приводах. Показані переваги і недоліки пневматичних приводів із вакуумними захватними пристроями та їх зв'язок із практичними завданнями проектування. Встановлено, що розрахунок параметрів і проектування високошвидкісних, типових пневмоприводів та приводів із вакуумними захватами значно відрізняються. Показано на доцільність використання у маніпуляційних приводах вакуумних захватних пристроїв. Встановлено, що на відміну від пневмоциліндрів механічних захватних пристроїв для яких важлива заключна фаза циклу спрацьовування, на якій поршень в кінці ходу вже нерухомий, але тиск в робочій порожнині зростає і відповідно збільшується зусилля на штоку, для приводів з вакуумними захватними пристроями, ця фаза не враховується. Обґрунтовано вибір математичної моделі і методики розрахунку перехідних процесів пневматичних приводів двосторонньої дії. Модель передбачає запис рівняння руху поршня циліндра, доповненого рівняннями, що описують зміни тисків в робочій і вихлопній порожнинах циліндра з подальшим моделюванням на ЕОМ. В рамках математичної моделі проводилось дослідження перехідних процесів, тому всі результати моделювання показані в інтервалі часу, обмеженому періодом руху поршня (тобто підготовчий та заключний періоди не розглядалися). Досліджено вплив ефективних площ вхідної та вихідної пневмоліній пневмоциліндра на динамічні процеси у приводі. Встановлено, що зміна діаметра вхідного отвору і відповідно площі вхідного отвору робочої або вихлопної порожнини призводить до зміни коефіцієнта витрати та коефіцієнта пропускної здатності ліній зв'язку, характеризується зміною кінетичної енергії вихідної ланки, обмежує її робочу швидкість та забезпечує плавність руху вихідної ланки приводу.

Ключові слова: приводи із вакуумними захватами; вплив дроселювання на перехідні процеси в приводі.

Вступ

Пневматичні приводи набули широкого застосування при автоматизації виробничих процесів у різних галузях промисловості, таких як машинобудування та верстатобудування, гірничодобувна, нафтовидобувна, нафтопереробна та хімічна промисловості, у медичній, автомобільній, будівельній галузях, у ливарному та ковальському виробництві. застосовується технологічне обладнання та роботи з пневмоприводом [1].

Одним з найважливіших і складних завдань, що вирішуються при автоматизації технологічних проце-

сів, є автоматизація допоміжних операцій (завантаження, вивантаження основного технологічного устаткування, транспортування і укладання штучних заготовок, деталей).

Наприклад, аналіз технологічних процесів операцій штампування, проведений в роботі [2], показав, що від 20 до 70% часу займають установка і зняття виробу з верстата. На спеціальних технологічних автоматах вдається досягти скорочення допоміжного часу, що витрачається, на встановлення та знімання виробів.

В сучасних автоматизованих виробництвах [3] широко застосовуються маніпуляційні механізми з пневматичними захватними пристроями і цикловими приводами, які виконують операції завантаження заготовками основного технологічного устаткування.

Пристрої даного виду призначені для захвату плоских деталей з центральним отвором, а також деталей із гладкою циліндричною поверхнею.

✉ Д.В. Костюк
kostiukdv@ukr.net

¹ КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

Велику групу захватних пристроїв складають вакуумні захвати. Принцип дії яких заснований на створенні притискового зусилля за рахунок розрідження в вакуумній камері, що замкнена деталлю і корпусом захвату. Внаслідок цього, під дією атмосферного тиску утворюється сила взаємодії між захватом і деталлю.

Однак цей принципово новий клас високошвидкісних вакуумних захватних модулів, для підвищення надійності виконання функції захоплення та відпускання об'єкту транспортування вакуумним захватом, а також належного застосування в промисловості потребує визначення оптимального поєднання їх динамічних параметрів.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В результаті аналізу літературних даних, в яких розглядаються пневматичні системи приводів із захватними пристроями встановлено, що в машинобудуванні значне число деталей різних масових виробів виготовляються з листових матеріалів. Кількість таких деталей в окремих виробках сягає 70% і навіть 100% [4]. Це вказує на доцільність використання у маніпуляційних приводах вакуумних захватних пристроїв, переваги яких полягають у наступному: зручність, швидкість захвату і звільнення об'єкту, збереження поверхні при захваті, можливість захвату за площину.

Враховуючи те, що для захоплення та утримання виробів з гладкою та повітронепроникною поверхнею величини підйомної сили вакуумних захватних пристроїв незначні, так наприклад, значення теоретичної підйомної сили в залежності від діаметра присоски та рівня розрідження для діаметрів присоски 16–40 мм при рівні розрідження 0,060–0,075 МПа становить від 12,1 до 60,3 Н, а для розрідження – 0,070 МПа теоретична підйомна сила становить 53,3 та 88,2 Н відповідно [5].

Тому до пневматичних приводів із вакуумними захватними пристроями пред'являється наступна основна вимога: надійність захвату і утримання об'єкта на стадії переміщення, і особливо на стадіях розгону і гальмування, коли на об'єкт впливають інерційні навантаження.

Необхідно зазначити, що на відміну від пневмоциліндрів механічних захватних пристроїв для яких важлива заключна фаза циклу спрацьовування, на якій поршень в кінці ходу вже нерухомий, але тиск в робочій порожнині зростає і відповідно збільшується зусилля на штоку, для приводів з вакуумними захватними пристроями, ця фаза не враховується.

Тобто, для пневмоциліндрів з вакуумними захватними пристроями, приймається загальна теорія пневмоприводів, в якій кінцем процесу вважається вихід поршня циліндра в кінцеве положення.

Тому важливо вже на етапі проектування визначити вплив зміни параметрів приводу на його динамі-

міку, тобто встановити чи не виникають під час руху поршня різкі коливання швидкості та тиску, ривки поршня та ударна зупинка в кінці ходу.

Слід зазначити, що в рамках математичної моделі проводилось дослідження перехідних процесів, тому всі результати моделювання показані в інтервалі часу, обмеженому періодом руху поршня (тобто підготовчий та заключний періоди не розглядались).

В роботі не досліджувались перехідні процеси при зворотному ході, так як у виробничому процесі зворотний хід, як правило, використовується лише для повернення приводу у вихідне положення і ніякої корисної роботи з переміщення вантажу в цей час привід не здійснює.

У всіх розрахунках перехідних процесів приводу прийнята однакова маса рухомих частин приводу (сумарна маса поршня і штока).

На розрахунковій схемі приводу (рис. 1.) не показаний дросель на вході в поршневу камеру циліндра, проте в математичній моделі необхідно вказати ζ_1 – коефіцієнт опору пневмолінії підводу робочої порожнини циліндра. Дроселем на вході в розрахунковій схемі є штуцер циліндра, до якого підключається пневмолінія підводу стисненого повітря.

Враховуючи те, що нормалізовані циліндри мають розміри отворів для приєднання трубопроводів, розраховані на максимальну очікувану швидкість руху поршня, яка може зустрітись при експлуатації пристрою в найрізноманітніших умовах [6], використовувались найбільш поширені на практиці діаметри штуцерів від 3 до 30 мм. Застосування занадто малих діаметрів веде до зменшення швидкості робочого органу та зусилля на штоку, використання великих діаметрів призводить до громіздкості приводу та збільшення його вартості. Тому при розрахунках приймалися наступні діаметри штуцерів – 2; 4; 6; 8; 10; 12 мм.

Аналіз літературних джерел показав, що теорія динаміки пневматичних приводів приведена в ряді фундаментальних монографій [7]–[9] розроблена достатньо повно і задовольняє потребу загальних задач. У цих роботах розглядаються питання динаміки пневмоприводів і наводяться системи диференціальних рівнянь, що дозволяють моделювати різні типи пневматичних приводів

В роботі [10] наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень циклового пневмопривода при змінних навантаженнях. Уточнена математична модель дозволила враховувати хвилеподібні процеси зміни тиску в порожнинах циліндра. Апробовано оригінальну методику експериментального дослідження динаміки приводу із застосуванням відеозйомки та наступною обробкою інформації відеофайлів спеціальними програмами для побудови графіків перехідних процесів щодо переміщення, швидкості та прискорення вихідної ланки. Швидкість переміщення поршня регулювалася шляхом дроселювання вихлопної магістралі. Встановлено, що з початком збільшення

навантаження швидкодія циліндра мало змінюється, що узгоджується з результатами математичного моделювання. Однак при значному збільшенні навантаження час спрацювання циліндра різко зменшується, так як рух поршня набуває стрибкоподібного характеру.

В дослідженнях приведених в роботі [11] розглядається динаміка зміни тиску в робочих камерах пневматичного циліндра на фазах їх наповнення та спорожнення з використанням сталої часу інерційної ланки. Використовуючи отримані результати досліджень, можна шляхом раціонального підбору розмірів конструктивних елементів пневмомеханічної системи розподілу повітря та параметрів робочих і компенсаційних камер істотно впливати на стійкість роботи пневмомеханічних приводів у підкритичному режимі.

Автор роботи [12], з метою спрощення розрахунків та отримання узагальнених оцінок динамічних властивостей пневматичних приводів систему рівнянь приводить до безрозмірного вигляду, використовуючи безрозмірні параметри.

В роботі [13] проведені дослідження дозволили встановити, що час прямого ходу приводів, зменшується при збільшенні значень: коефіцієнта пропускної спроможності ліній зв'язку магістрального тиску діаметрів вхідного і вихідного отворів. Знайдено параметри двосторонніх пневмодвигунів без початкового перепаду тиску на поршні з позиції забезпечення режиму автогальмування

В приведених вище дослідженнях показано, що розрахунок параметрів і проектування високошвидкісних, типових пневмоприводів та приводів із вакуумними захватами значно відрізняються.

Слід зазначити, що методики пошуку потрібного поєднання параметрів приводу з розглянутих варіантів як такої не існує, недостатньо досліджено динамічні процеси безпосередньо в пневмоприводах із вакуумними захватними пристроями до яких на даний момент пред'являються досить високі вимоги щодо надійності, масогабаритних та енергетичних показників.

Інформаційний пошук та аналіз його основних даних дозволив обґрунтовано визначити задачі досліджень: при проектуванні пневмоприводів необхідно вирішувати задачі, що пов'язані з визначенням динамічних параметрів, що впливають на час спрацювання приводу та законів руху вихідної ланки.

Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є визначення раціональних динамічних параметрів пневматичного приводу з позиції утримання захватними пристроями об'єктів транспортування.

Для досягнення мети були поставлені наступні задачі:

– визначити вплив ступеня дроселювання пневматичного приводу на характер руху штока циліндра, що забезпечує досягнення приводом встановленої

швидкості та отримання режиму автогальмування;

– порівняти отримані результати моделювання динамічних параметрів пневматичного циліндра двосторонньої дії, з існуючими теоретичними і експериментальними даними.

Матеріали та методи дослідження перехідних процесів у пневматичному приводі двосторонньої дії

Об'єктом дослідження є пневматичний циліндр двосторонньої дії з вакуумними захватними пристроями. Діаметр поршня дорівнює 0,08 м, діаметр штока – 0,04 м, хід поршня – 0,310 м, сумарна маса всіх рухомих частин приводу (без урахування маси вантажу) – 20 кг, маса вантажу – 10 кг. Коефіцієнт тертя k_T для пневмоциліндра з типовими манжетними ущільненнями поршня приймався 0,2.

Слід зазначити, що в рамках математичної моделі проводилось дослідження перехідних процесів, тому всі результати моделювання показані в інтервалі часу, обмеженому періодом руху поршня (тобто підготовчий та заключний періоди не розглядалися). При дослідженні перехідних процесів дроселів із зворотними клапанами встановлювались на вході і виході у кожній порожнині пневмоциліндра, що дозволяє отримувати різні швидкості руху прямого ходу. При моделюванні приймалися наступні комбінації діаметрів дроселів $d_1 = (2; 4; 6; 8) 10^{-3}$ м, $d_2 = (4, 5, 6, 8, 10, 12) 10^{-3}$ м та коефіцієнтів витрати в робочій та вихлопній порожнинах циліндра $\mu_1 - \mu_2 = 0,6 - 0,7; 0,5 - 0,6; 0,4 - 0,5$.

Ця схема увібрала всі переваги дросельного регулювання на виході, але при цьому має велику гнучкість в регулюванні. Одночасно з регулюванням інтенсивності жорсткості повітряної подушки (за допомогою дроселя на виході) можна регулювати середню швидкість (за допомогою дроселя на вході). У цілому така схема дозволяє запобігти ривків поршня на початку його руху і зменшити максимально припустимі сили інерції при гальмуванні (забезпечити умови плавної зупинки поршня). Довжина пневмоліній підводу і вихлопу дорівнювала 0,3 м.

Математичне моделювання проводилось із використанням апробованої методики розрахунку приведеної в роботі [14], що базуються на рівнянні руху поршня, доповненому рівняннями зміни тисків у поршневій та штоковій порожнинах циліндра. Моделювання системи рівнянь проводилося в пакеті MathCAD за відповідних початкових та граничних умов. Крок інтегрування приймався $dt = 0,001$. За даною методикою створювався масив з такими поточними значеннями змінних: P_1 – тиск газу порожнини нагнітання, P_2 – тиск газу у вихлопній порожнині, d^2x – прискорення приводу, t – час перехідного процесу, v – швидкість пневмоприводу, x – координата переміщення пневмоприводу. Надалі цей масив використовувався для побудови графіків перехідних процесів.

Результати дослідження впливу ступеня дроселювання на динамічні параметри пневматичного приводу двосторонньої дії із вакуумними захватними пристроями

Динаміка пневматичних приводів у загальному випадку описується системою нелінійних диференціальних рівнянь, які можна вирішити лише чисельними методами. Тому відповідно до постановки задачі в якості математичної моделі використовувалися добре апробований метод розрахунку пневмоприводу двосторонньої дії [14].

Враховуючи на те, що до моменту початку руху приводу прискорення, швидкість і координата поршня дорівнюють нулю. То математична модель пневмоприводу доповнювалася відповідними логічними умовами, які необхідні для розрахунку перехідних процесів у пневмоприводі:

1) у крайньому лівому положенні поршня прискорення, швидкість руху та координата приймалися рівними нулю: $x \leq 0$, то $\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = x = 0$;

2) у крайньому правому положенні поршня, приймалася також умова, що обмежує координату x довжиною ходу приводу S : $x \geq s$, то $\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = x = 0$;

3) обмеження розрахунку перехідного процесу за часом $t \leq 2,5$, тобто розрахунок виконувався доти, поки час перехідного процесу не стане більшим, ніж 2,5 с.

Остаточно математична модель пневмоприводу двосторонньої дії має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{d^2x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_A (F_1 - F_2) - P_T, \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1 \sqrt{RT_M}}{F_1 (x + x_{01}) \sqrt{\zeta_1}} \sqrt{p_M^2 - p_1^2} - \frac{k p_1}{x + x_{01}} \frac{dx}{dt}, \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k f_2 \sqrt{RT_M}}{F_2 (s - x + x_{02}) \sqrt{\zeta_2}} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \\ + \frac{k p_2}{(s - x - x_{02})} \frac{dx}{dt}, \\ \text{якщо } x \leq 0, \text{ то } \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = x = 0, \\ \text{якщо } x \geq s, \text{ то } \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = x = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де D – діаметр поршня пневмоциліндра; d – діаметр штока пневмоциліндра; s – хід поршня пневмоциліндра; x – поточна координата поршня; x_{01} – координата поршня у лівому крайньому положенні; x_{02} – координата поршня у правому крайньому положенні; F_1, F_2 – площі поршня з боку робочої та штокової порожнин; P_T – технологічне навантаження; p_1, p_2 – абсолютні тиски в поршневій і штоковій порожнинах; x_{01}, x_{02} – почат-

кова та кінцева координата поршня; f_{e1}, f_{e2} – ефективні площі перетину напірної та вихлопної пневмоліній; $Dp1, Dp2$ – дроселі зі зворотним клапаном; ζ_1 – коефіцієнт опору пневмолінії підводу; d_1, d_2 – діаметри дроселів на вході і виході; ζ_2 – коефіцієнт опору пневмолінії вихлопу; p_m, p_a – магістральний і атмосферний тиски.

Таким чином, математична модель пневмоциліндра двосторонньої дії включає наступні рівняння: рівняння руху вихідної ланки, рівняння зміни тиску в порожнині нагнітання та рівняння зміни тиску у вихлопній порожнині. Розрахункова схема пневмоприводу представлена на рис. 1.

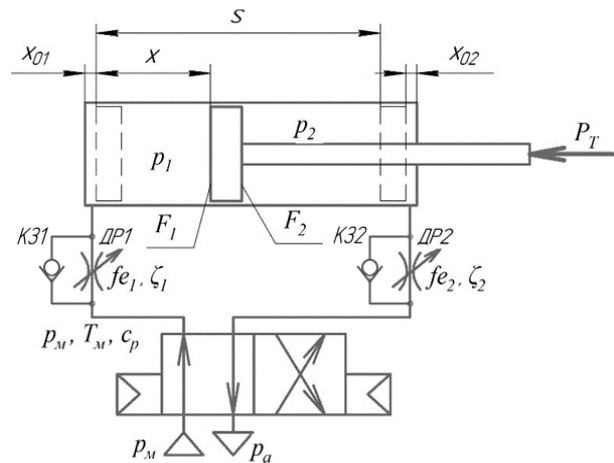


Рис. 1. Розрахункова схема пневмоциліндра двосторонньої дії

Моделювання системи рівнянь (1) проводилося в пакеті MathCAD за відповідних початкових і граничних умов. Відмінною особливістю даної програми є можливість, визначити вплив провідності магістралей живлення та спорожнення на характер зміни тисків у порожнинах циліндра.

Були визначені основні етапи складання програми перехідних процесів в пневмоприводі з дросельним гальмуванням.

1. На початку програми задавався крок інтегрування, значення конструктивних параметрів, параметрів навантаження, параметрів газу, а також вироблялись необхідні арифметичні розрахунки.

2. Далі створювався масив, що включав визначаючі змінні. У кожен рядок цього масиву MathCAD були занесені чисельні значення внутрішнього масиву, які заносяться у внутрішній масив на кожному кроці інтегрування. В результаті розмір масиву (кількість осередків) буде залежати від кроку інтегрування і часу перехідного процесу. Розмір масивів MathCAD формує автоматично.

Для даної задачі створювався масив з наступними поточними значеннями змінних: p_1 – тиск газу в порожнині нагнітання, p_2 – тиск газу в вихлопній порожнині, t – час перехідного процесу, x – координата, швидкість і прискорення руху приводу відповідно.

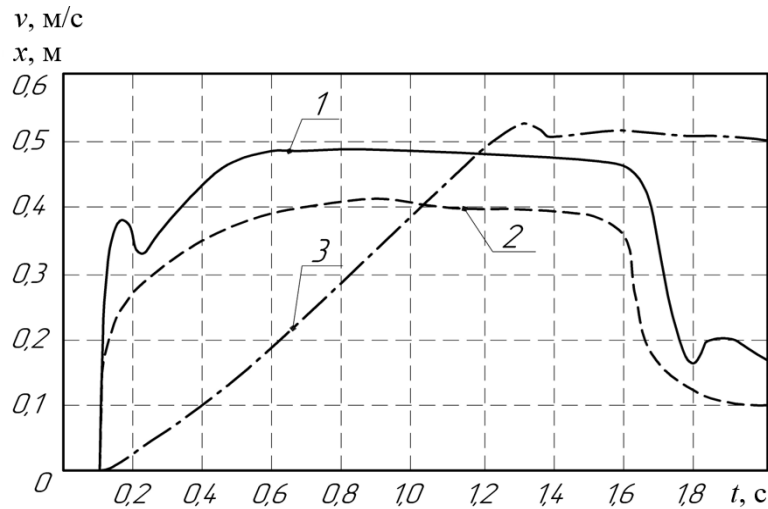


Рис. 2. Розрахункові графіки зміни швидкості приводу $v = f(t)$ (криві 1, 2) та координати поршня $x(t)$ (крива 3) з наступними параметрами: $D = 0,08$; $d = 0,04$ м; $p = 0,6$ МПа; $f_{e2}/f_{e1} = 0,25-0,6$; $\mu_1, \mu_2 = 0,25-0,8$ (крива 1 – $d_1 = 0,01$ м; $d_2 = 0,008$ м; $\mu_1 = 0,6$; $\mu_2 = 0,7$; криві 2, 3 – $d_1 = 0,01$ м; $d_2 = 0,006$ м; $\mu_1 = 0,6$; $\mu_2 = 0,7$);

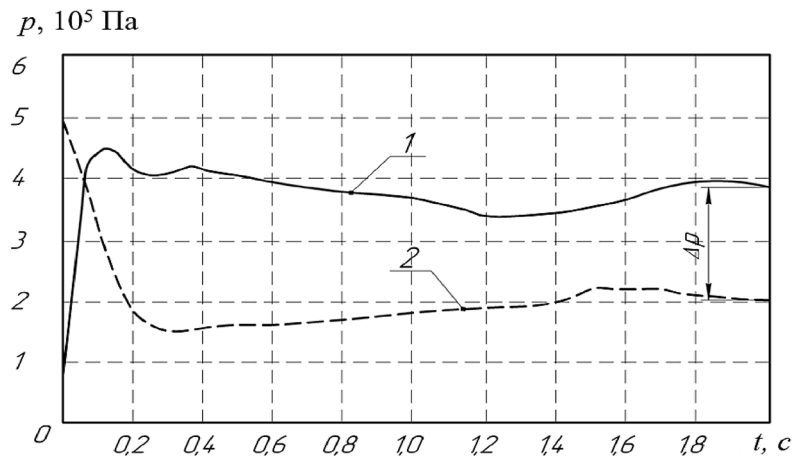


Рис. 3. Розрахункові графіки зміни тисків у поршневій порожнині (крива 1) і штоковій порожнині (крива 2) пневматичного циліндра з наступними параметрами: $D = 0,08$; $d = 0,04$ м; $p = 0,6$ МПа; $d_1 = 0,01$ м; $d_2 = 0,006$ м; $\mu_1 = 0,6$; $\mu_2 = 0,7$

У всіх розрахунках приймалися такі значення фізичних постійних $R = 287,14$ кДж / (кг·К). Атмосферний тиск і температура повітря в магістралі прийняті для нормальних умов, тобто $p_a = 98100$ Па, $T = 291$ К, $k = 1,4$ – показник адиабати для повітря.

Тиск повітря в магістралі прийнято рівним $p_m = 588600$ Па (6 ат), оскільки це найпоширеніший тиск промислових пневматичних мереж.

Графіки обчислювального експерименту для досліджуваного пневмоприводу представлені на рис. 2–3 і показують зміну основних динамічних параметрів на ділянках розгону, руху поршня, уповільнення руху і його зупинки.

Обговорення впливу ступеня дроселювання на динамічні параметри пневматичного приводу двосторонньої дії із вакуумними захватними пристроями

Необхідно зазначити, що швидкість поршня, крива 1 (рис. 2), на початку руху різко зростає до екстремального значення, потім також різко зменшується і далі повільно збільшується до максимального значення, що відповідає рівномірній зміні швидкості. Такий процес коливання швидкості на початку руху пояснюється в роботі [16].

В початковій стадії руху поршня об'єм робочої порожнини циліндра збільшується швидше ніж відбувається її наповнення магістральним тиском, це призводить не тільки до зниження тиску повітря в робочій порожнині, але і зниження витрати в ній. Далі по ходу поршня, швидкість повільно зростає до максимального значення ($v_{max} = 0,49$ м/с), тобто можна вважати рух поршня близьким до рівномірного (при $f_{e2}/f_{e1} = 0,25$). Висока швидкість поршня, на початку його гальмування, пояснюється тим, що тиск у робочій камері приводу протягом ходу зростає дуже швидко (завдяки великому діаметру дроселя на виході) і хоча швидкість поршня дуже велика, тиск у вихлопній порожнині не встигає зрости до величини, що забезпечує зупинку приводу з меншою швидкістю [17].

Слід звернути увагу на те, що за даних конструктивних параметрах приводу немає передумов для створення достатнього перепаду тисків на поршні, тобто за великого прохідного перерізу вихлопного дроселя повітряна подушка у вихлопній порожнині має малу жорсткість, і суттєво не впливає на перехідні процеси в приводі.

Тобто, в кінці ходу відбувається уповільнення, яке змінюється коливанням швидкості і плавна зупинка поршня (без удару о кришку циліндра) за таких умов неможлива.

Збільшення ступеня дроселювання на вході і виході пневмоциліндра, приведе до зміни кінетичної енергії вихідної ланки, обмежує її робочу швидкість та забезпечує плавність руху вихідної ланки приводу. Цьому відповідає крива 2 (рис. 2) при коефіцієнтах витрати $\mu_1 = 0,6$; $\mu_2 = 0,7$ і крива 3 (рис. 2) яка характеризує переміщення поршня пневмоциліндра.

Тобто, при зменшенні діаметра вихідного дроселя $d_2 = 0,006$ м, (див. криву 2, рис. 2) характер перехідного процесу значно змінюється: зменшується середня швидкість (до 0,41 м/с), швидкість наприкінці ходу (до 0,12 м/с) відсутні також коливання швидкості поршня.

Це говорить про те, що в даному випадку при зміні діаметра дроселя в межах від 0,01 м до 0,006 м жорсткість повітряної подушки значно зростає $\Delta P = 0,8$ МПа. Про це можна судити щодо зміни характеру перехідного процесу (криві 1, 2, рис. 3).

Як тільки перепад тисків у робочій та вихлопній порожнинах зростає настільки, щоб подолати сили опору приводу, поршень починає рух (крива 3, рис. 2). Залежність $x = f(t)$ змінюється практично лінійно до моменту часу $t = 1,4$ с, що відповідає зменшенню швидкості поршня і початку гальмування приводу.

При подальшому зменшенні діаметра вихідного дроселя до 0,004 м жорсткість повітряної подушки зростає, середня швидкість рухомих елементів привода зменшується, що приводить до втрати ефективності роботи привода. Ці процеси узгоджуються з результатами досліджень приведених в роботах [16], [17].

На рис. 3 показано, що тиск у поршневі камері на початку руху різко зростає, а потім також різко зменшується (крива 1). Даний процес зміни тиску пояснюється в роботі [17] наступним чином: під час переміщення поршня стиснене повітря продовжує надходити в порожнину із магістралі, що сприяє збільшенню тиску. Внаслідок руху поршня об'єм поршневої порожнини збільшується, і ця обставина сприяє зменшенню тиску. В той же час, тиск у вихлопній камері приводу (крива 2) на початку ходу плавно збільшується, а до кінця ходу зростання тиску з плавного переходить у різкий.

Таким чином, різниця тисків ($p_1 - p_2 = \Delta p$) у робочій та вихлопній порожнинах приводу максимальна на початку, в середині ходу знижується, і в кінці ходу з'являється ділянка гальмування поршня. Це говорить про те, що повітряна подушка у вихлопній порожнині має значну жорсткість. На графіку перехідного процесу з'являється ділянка гальмування, швидкість в кінці ходу зменшується до 0,12 м/с, а середня швидкість знижується до 0,41 м/с.

При передроселюванні вихлопного каналу в роботі приводу може спостерігатися зменшення середньої швидкості на протязі ходу, що значно знижують його продуктивність. Це пояснюється невідповідністю жорсткості повітряної подушки, що виникає у вихлопній порожнині пневмоциліндра.

Зміна діаметра вихлопного дроселя дуже впливає на характер перехідних процесів у приводі – жорсткість повітряної подушки значною мірою залежить від прохідного перерізу вихлопного дроселя.

Слід зазначити, що зміна діаметра дроселя на вході значно впливає на характер перехідних процесів у приводі, тобто перехідні процеси можуть мати хвилеподібний характер зміни швидкості (при малому діаметрі дроселя), також можуть мати удари поршня об кришку циліндра через велику швидкість в кінці ходу (при великому діаметрі дроселя).

Тобто, за умови незмінності всіх інших параметрів, які характеризують привід (маси вантажу, що переміщається; діаметра та довжини ходу) спостерігається дещо більша чутливість до зміни прохідного перерізу на виході, ніж на вході.

В рамках обраної математичної моделі, що складається з системи диференціальних рівнянь та прийнятих відповідних початкових і граничних умов, необхідно порівняти ефективність розробленого методу вирішення задачі, з існуючими теоретичними і експериментальними даними.

Так, в роботі [10] при експериментальному дослідженні динаміки пневмоприводу визначався вплив різних експлуатаційних параметрів на характер руху штока циліндра. Визначалися основні динамічні характеристики пневмоприводу з наступними параметрами: діаметр поршня $D = 25$ мм, діаметр штока $d = 14$ мм, робочий хід поршня $s = 100$ мм і інерційному навантаженню на поршні, що становило 1,0 кг.

При підключенні каліброваних дроселів з прохідними перерізами на вході 0,65 мм та на виході 0,54 мм отримана експериментальна залежність $x = f(t)$ переміщення вихідної ланки пневмоциліндра, яка якісно співпадає, на основній ділянці ходу поршня, з кривою 3 (рис. 2). Незначну розбіжність кривих, на ділянці гальмування поршня, можна пояснити різними значеннями діаметрів дроселів в лінії вихлопу та різними геометричними розмірами пневмоциліндрів, що використовувались в роботах.

Автором роботи [13], в результаті машинного експерименту встановлено, (для пневмоприводу із параметрами $D = 0,028$ м; $d = 0,022$ м; $s = 0,075$ м; початковими координатами робочої та вихлопної порожнини $x_{01} = x_{02} = 0,01$ м та коефіцієнтами витрати $\mu_1 = \mu_2 = 0,45$ при магістральному тиску від 0,25 до 0,4 МПа), що якщо привід працює при значних відносних навантаженнях в інтервалі 0,4...0,7, то значення конструктивного параметра N в інтервалі від 0,1 до 2,5, при встановленні дроселів з площею перерізу на магістральній пневмолінії $f_1 = 1,54 - 2,14$ мм² та площею перерізу $f_2 = 1,54 - 5,31$ мм² на вихлопній пневмолінії призводить до режиму автогальмування у приводі.

В даній роботі режим автогальмування відбувається при зміні діаметра дроселя вихлопної пневмолінії в межах від 0,01 м до 0,006 м, що припустимо враховуючи різні навантаження на штоці пневмоциліндрів і геометричні параметри приводів.

В роботах [16], [17] показано, що при діапазоні зміни конструктивного параметра $N = 0,4 - 1,5$ і при відношенні пропускної спроможності лінії вихлопу до лінії входу, що дорівнює $f_2/f_1 = 0,25$, можна вважати рух поршня близьким до рівномірного. Ці показники якісно і кількісно збігаються з результатами отриманими авторами даної роботи.

Розбіжності, що виникають при зрівнянні результатів даної роботи з дослідженнями [10], [13], [16], [17], можна пояснити декількома причинами.

По-перше, у приведених роботах при вирішенні диференціальних рівнянь, що описують рух поршня пневмоциліндра, використовуються різні програми моделювання з різними початковими умовами та припущеннями.

По-друге вирішуються завдання по'язані з визначенням ступеня дроселювання на динаміку приводу при його змінних параметрах (силових і конструктивних характеристик приводу, сил тертя і ходу приводу, конструктивного параметру, коефіцієнтів витрати та параметрів магістралі тощо).

Слід зазначити, що відмінність завдань досліджень, у наведених вище роботах, призводить до деяких кількісних розбіжностей при зрівнянні результатів отриманих для приводу з фіксованими параметрами. Наприклад, при зміні діаметра поршня пневмоциліндру, для отримання режиму автогальмування, необхідна зміна тиску та витрати повітря в робочих порожнинах, а відповідно і діаметрів дроселів в пневмолініях.

Висновки

1. З'ясовано, що для забезпечення переміщення вантажу з плавною зупинкою приводу і відсутністю при цьому різких коливань швидкості та тиску, слід задаватися значеннями дроселювання f_2/f_1 в інтервалі 0,3–0,6.

2. На підставі проведених досліджень можна стверджувати, що отримані результати моделювання впливу ступеня дроселювання на динамічні параметри приводу з незмінними параметрами задовільно узгоджуються з існуючими теоретичними і експериментальними даними.

References

- [1] V. Y. Kostyuk and A. P. Havrysh, *Promyshlennyye roboty: konstruyovanye upravlenie, ekspluatatsiyi*, Kyiv: Vyscha shkola, 1985.
- [2] A. A. Shaparyn, A. D. Chudakov and B. V. Shandrov, *Avtomatyzatsia proizvodstva (metalloobrabotka): uchebnik dlia nachalnoho professionalnoho obrazovanyia*, Moscow: Akademyia, 2004, 255 p.
- [3] *Osnovy avtomatyzatsii mashynobudivnoho vyrobnytstva: pidruchnyk dlia vuziv*, Yu. M. Solomentseva Ed., 3-th izd., Ster, Moscow: Vyscha shkola, 2001, 312 p.
- [4] N. P. Kosov, A. N. Ysaev and A. H. Skhyrladze, *Tekhnolohyeheskaia osnastka: voprosy y otvety*, Moscow: Mashynostroenye, 2005, 303 p.
- [5] E. V. Pashkov, Yu. A. Osynskiy and A. A. Chetverkyn, *Elektropnevoavtomatika v proyzvodstvennykh protsessakh*, E. V. Pashkova Ed., 2-e izd., pererab. i dop., Sevastopol: Yzd-vo SevNTU, 2003, 496 p.
- [6] *Pnevmaticheskie sredstva avtomatyzatsyy: Katalog 1998/1999*, Esslynhen (FRH): Festo AG CO. 2000.
- [7] D. N. Popov, *Dynamyka y rehulyrovanye hydro- y pnevmosystem*, Moscow: Mashynostroenye, 2016, doi: 10.38050/013001052016414
- [8] K. L. Navrotskiy, *Teoriya y proektyrovanye hydro-y pnevmopryvodov*, Moscow: Mashynostroenye, 1991.
- [9] E. V. Herts and H. V. Kreinyn, *Raschet pnevmopryvodov. Spravochnoe posobyie*, Moscow: Mashynostroenye, 1975.
- [10] V. V. Sedach, *Yssledovanye dynamyky tsyklovoho pnevmopryvoda avtomatycheskoho oborudovanyia, Vestnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnolohyy v mashynostroenyy*, No. 54, pp. 119–124, 2010.
- [11] V. M. Stasiuk, "Dynamyka podkrytycheskoho rezhyma pnevmomekhanicheskyykh pryvodov mashyn udarnoho deistviya," *Lutskiy natsionalnyi tekhnicheskyy unyversytet "Perspektyvni tekhnolohii ta pryklady"*, No. 15, pp. 94–98, 2019.

- [12] N. A. Zaitseva, "Vlyaniye parametrov sylovykh pnevmopryvodov promyshlennykh robotov na perekhodnye protsessy v nykh," *Vestnyk MYYTa*, Vol. 10, pp. 67–73, 2004.
- [13] A. S. Donskoi, *Modelyrovanye perekhodnykh protsessov v pnevmaticheskyykh systemakh*, SPb.: SPHUTD, 1998.
- [14] A. S. Donskoi, *Obobshchennye matematicheskiye modely elementov pnevmosystem*, SPb.: SPHUTD, 2001.
- [15] *Hydropryvody y hydropnevoavtomatyka Stankov*, V. A. Fedortsa Ed., Kyiv: Vyshcha shk. Holovnoe yzd-vo, 1987.
- [16] *Dynamyka pnevmaticheskyykh system mashyn*, E. V. Herts Ed., Moscow: Mashynostroenye, 1985.

The influence of the degree of throttling on the dynamic parameters of a two-way drive with vacuum gripping devices

S.V. Nosko¹ • O.S. Haletskiy¹ • D.V. Kostiuk¹

¹ Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. An assessment of the current state of research on transient processes in pneumatic actuators is presented. The advantages and disadvantages of pneumatic drives with vacuum gripping devices and their connection with practical design tasks are shown. It has been established that the calculation of parameters and the design of high-speed, typical pneumatic actuators and actuators with vacuum grippers differ significantly. The expediency of using vacuum gripping devices in manipulation drives is shown. It was established that, unlike pneumatic cylinders of mechanical gripping devices, for which the final phase of the actuation cycle is important, in which the piston at the end of the stroke is already stationary, but the pressure in the working cavity increases and, accordingly, the force on the rod increases, for actuators with vacuum gripping devices, this phase is not taken into account. The choice of a mathematical model and a methodology for calculating the transient processes of double-acting pneumatic actuators is substantiated. The model involves recording the equation of motion of the cylinder piston, supplemented by equations describing pressure changes in the working and exhaust cavities of the cylinder, followed by computer simulation. As part of the mathematical model, a study of transient processes was carried out, therefore, all simulation results are shown in the time interval limited by the period of piston movement (i.e., preparatory and final periods were not considered). The effect of the effective areas of the input and output pneumolines of the pneumocylinder on dynamic processes in the actuator was studied. It was established that the change in the diameter of the inlet opening and, accordingly, the area of the inlet opening of the working or exhaust cavity leads to a change in the flow rate and capacity factor of the communication lines, is characterized by a change in the kinetic energy of the output link, limits its working speed and ensures the smoothness of the movement of the output link of the drive.

Keywords: actuators with vacuum grippers; the effect of throttling on transient processes in the drive.