

Дослідження демпфера нормально закритого чи відкритого з керуванням по тиску стиснутого повітря пневматичного привода

Ковриженко Д.В.

Кафедра Вищої математики, Севастопольський національний технічний університет, УКРАЇНА, м. Севастополь, вул. Університетська, 33, E-mail: onemoremagistr@gmail.com

Abstract – A mathematical model of the pneumatic actuator with the damping rod at the end of stroke was made. Transient movement of the actuator piston is considered as adiabatic and in pseudo steady-state. It is assumed that the compressed air is an ideal gas. Not any air leak in the drive is out. Designs of regulators normally open and closed adaptive to the level of pressure in the chambers of the drive was create. The design of the damper to the universal changeover from normally open to normally closed and vice versa. A mathematical model of adaptive dampers for the influence of design parameters on the process of damping was written. The greatest impact parameters are: the diameter of the piston, the spring constant, the zero offset spring, and the angle forming the rod to its axis. The optimal design of the drive, which provides a smooth stop for a range of pressure as the nominal flow rate, mass, and the constant force load, was found. In work showed the efficiency of a damper on the parameters established speed braking and a swing speed.

Ключові слова – пневматичний привід, демпфування, математична модель, автоматизація, дросель, коливання.

I. Вступ

Штокові пневматичні приводи (ПП) широко використовуються у сучасному виробництві. Шток привода виконує як розгін для установлення швидкості визначеного рівня, так і гальмування, після завершення технологічного процесу. Під час гальмування можливий удар поршня привода по кришці, тому що кришка є механічним стопором штоку.

Проблема плавної зупинки поршня пов'язана з потребою виключення зупинки його з ударом, що викликало би вібрацію, шум, та знизило би довговічність машини. Але чим більше зменшується швидкість поршня, тим більше зменшується продуктивність привода. Необхідно розробити оптимальний принцип демпфування, який забезпечив би високу продуктивність технологічного процесу без ударів [1].

Наукове завдання наступне: до механізму циклового пневматичного привода (ЦПП) зі штоком необхідно розробити принцип та пристрій автоматичного демпфування штоку.

Стандартне рішення: вмонтувати дросель у кришці привода з ручним керуванням. Перевага: налагодження до широкого діапазону технологічних умов. Недолік: необхідність ручного налаштування [3].

Запропоноване рішення: застосувати механізм сопло-заслінка, заслінка якого приводиться до руху стиснутим повітрям. Силу для зміщення штоку

забезпечити тиском повітря об поршень, для повертання використовувати пружину.

Важливо зазначити, що для плавної зупинки робочого органу ліпше використовувати повітря. Якщо, наприклад, у камері вихлопу переріз прохідного каналу зменшити, то поршень почне «наздоганяти» та стискати повітря у камері вихлопу, при цьому виникне повітряна подушка, завдяки якій і виникне гальмівна сила. Утворення повітряної подушки завдяки стрибкоподібного зменшення прохідного каналу, хоч і використовується дуже широко на практиці не є єдиним рішенням. В окремих випадках застосовують гальмівні пристрої з плавним зменшенням вихлопного каналу [3].

У даній праці необхідно дослідити тривалість та якість демпфування штоку (відсутність високої швидкості, незгасних коливань, повертань) регулятором адаптивним до тиску, завдяки математичній моделі.

II. Математична модель динаміки руху штоку циклового пневматичного привода

Процес зміщення поршня пневматичного привода з приведеною масою та силою до штока є газодинамічним та механічним. Почнемо аналіз з газодинамічного процесу у камерах ПП.

Головними параметрами робочого тіла є абсолютний тиск P (Па), об'єм робочого тіла W (m^3), абсолютна температура T (К). Вказані параметри взаємно співвідносяться за допомогою універсальної газової постійної R [2]:

$$P \cdot W = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T, \quad (1)$$

де m – маса робочого тіла (кг); M – молярна маса робочого тіла (кг/моль), для повітря $M=0,029$ (кг/моль); для нормальних умов $P_{ATM}=1,013 \cdot 10^5$ (Па), $T_A=294,15$ (К), удільний об'єм повітря $W_m=22,41 \cdot 10^{-3}$ (m^3 /моль); $R=8,31$ (Дж/(моль·К)).

Рівняння (1) назване рівнянням Менделєєва – Клапейрона. Для спрощення розрахунку перехідного процесу запропоновано його порівняти з адіабатичним процесом. Для такого процесу запишемо рівняння Пуассона (2) [2].

$$P \cdot W^k = const, \quad (2)$$

де k – показник адіабати.

Робочим тілом ЦПП є стиснуте повітря. Якщо привести рівняння (1) до виду рівняння (2), та також диференціювати його по часу t , то матимемо рівняння зв'язку параметрів стиснутого повітря з абсолютним тиском стиснутого повітря у камері [2]:

$$dP_j(t) = -\frac{k \cdot P_j(t)}{W_j(t)} \cdot dW_j(t) + \frac{k \cdot P_0}{W_j(t)} \cdot Q_j(t) \cdot dt, \quad (3)$$

де $P_j(t)$ – залежність абсолютного тиску повітря у камері j від часу (Па); $W_j(t)$ – залежність об'єму стиснутого повітря у камері j від часу (m^3); P_0 – середній абсолютний тиск у камер джерела та споживача (Па); $Q_j(t)$ – залежність витрати повітря від часу (m^3/c).

Рівняння Бернуллі вказує постійність енергії стиснутого повітря під час відводу у трубопроводі [2]:

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + P + \sum_L P_{TR} = const, \quad (4)$$

де ρ – щільність стиснутого повітря (кг/м^3); ω – швидкість потоку стиснутого повітря (м/с); P – статичний тиск, розгляненої одиниці об'єму (Па); P_{TR} – втрати тиску на тертя (Па).

Розкриємо зв'язок витрат тиску на тертя зі швидкістю потоку, також запишемо рівняння нерозривності потоку (5), щоб отримати рівняння розходу [2].

$$S_1 \cdot \omega_1 + S_2 \cdot \omega_2 + \dots + S_i \cdot \omega_i + \dots = const, \quad (5)$$

де S_i – площа умовного проходу у i -ому перерізу (м^2); ω_i – швидкість стислого повітря у i -ому перерізу; i -ий переріз – один з n перерізів повідня.

Розхід стиснутого повітря при переході від i -ї до j -ї камери відповідає рівнянню (6), який залежить від співвідношення вхідного та вихідного тисків камери $\sigma = P_j/P_i$ ($P_j < P_i$) та від часу t . Рівняння (6) має точку σ^* , яка позначає зміну режиму від до критичного максимального розходу до над критичного режиму, розхід під час якого змінюється за параболою [2].

$$Q_{ij}(t) = \begin{cases} \frac{\mu \cdot S_{ПП} \cdot (2 \cdot k)^{1/2} \cdot P_i(t)}{\rho \cdot ((k-1) \cdot R \cdot T_i)^{1/2}} \cdot \left(\frac{2}{\sigma^k} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)^{1/2}, \\ \text{при } \sigma = P_j(t)/P_i(t) \geq \sigma^*; \\ \frac{\mu \cdot S_{ПП} \cdot (k)^{1/2} \cdot P_i(t)}{\rho \cdot (R \cdot T_i)^{1/2}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \\ \text{при } \sigma = P_j(t)/P_i(t) < \sigma^*; \end{cases} \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт розходу (показує різницю теоретичної та фактичної витрат повітря); $S_{ПП}$ – площа перерізу умовного проходу (м^2); T_i – абсолютна температура у i -ї камері (К); σ^* – критичне співвідношення тиску, для адиабатичного процесу – $\sigma^* = 0,528$.

Рівняння (6) назване рівнянням Сен-Венана та Ванцеля. Дане рівняння визначає розхід повітря для заданої площі перерізу умовного проходу.

Динаміка механічного руху штоку ЦПП наведена у системі (7). Використаємо другий закон Ньютона, та допишемо диференціальні рівняння швидкості та прискорення [2]:

$$\begin{cases} P_1(t) \cdot S_1 - P_2(t) \cdot S_2 - F_{TP} - F_N = m_{PC} \cdot A_{PC}(t), \\ dV_{PC}(t) = A_{PC}(t) \cdot dt, \\ dX_{PC}(t) = V_{PC}(t) \cdot dt, \end{cases} \quad (7)$$

де $P_1(t)$ і $P_2(t)$ – залежності абсолютного тиску у камері без штокової та штокової гільзи приводу від часу відповідно (Па); S_1 і S_2 – ефективні площі поверхонь без штокової та штокової камер приводу відповідно (м^2); F_{TP} – сила тертя, приведена до штоку (Н); F_N – постійна сила протидії, приведена до штоку (Н); m_{PC} – приведена маса до штоку (кг); $A_{PC}(t)$ – прискорення поршня (м/с^2); $V_{PC}(t)$ – швидкість поршня (м/с); $X_{PC}(t)$ – координата зміщення поршня (м).

III. Математична модель динаміки руху штоку демпфера нормально закритого чи відкритого з керуванням по тиску

При розробці демпферу була досягнута універсальність конструкції, завдяки цьому його можливо переналагодити від нормально закритого до відкритого, або навпаки.

Цей регулятор є загальним рішенням завдання автоматичного керування розходом стиснутого повітря. У даній праці регулятор використаний конкретно для демпфування стиснутого повітря.

Для компонування нормально закритого демпферу (рис. 1) необхідно установити пружину на гайці 4 з упором об кришку 12, а також підвести керуючий сигнал до порту Y стакану 9 та провести вихлоп із порту C кришки 12. Використовується таке компонування у якості відкидного клапану зайвого тиску у камері. Розхід прямо пропорційний тиску стислого повітря керуючого сигналу. Камера вихлопу гільзи пневматичного приводу з'єднана з портами A (від камери A стисле повітря йде до виходу B) та Y (саме тиск камери вихлопу використовується для зміщення заслінки дроселя). Камера вихлопу кришки пневматичного приводу з'єднана із B , стисле повітря при демпфуванні йде крізь адаптивний регулятор до атмосфери. Надмірний тиск у гільзи виконує гальмівну дію та сповільнює поршень приводу. Можливо запобігти завдяки гнучкій системі демпфування стиснутого повітря.

У нормальному стані прохідний канал максимально допустимо «закритий». Відкриття каналу здійснюється лише при наявності тиску спеціально встановленого рівня. Залишковий зазор величиною s_0 необхідний для вихлопу надмірного стиснутого повітря, тиск якого не перевищує необхідного тиску для зміщення поршню регулятора.

Для переналагодження нормально закритого компонування до нормально відкритого необхідно лише переставити пружину. Для цього необхідно відкрутити кришку 12, вийняти пружину 8, вийняти кільце 7, вийняти шток-поршень, надіти пружину та провести збірку у зворотному напрямку.

Для компонування нормально відкритого демпферу (рис. 2) необхідно встановити пружину на штоку 1 з упором об стакан 9, та також підвести керуючий сигнал до порту Y кришки 12 та вихлоп повітря проводити із порту C стакану 9. Використовується дане компонування для створення пневматичного стопора поршню привода. Камера вихлопу гільзи пневматичного приводу з'єднана з портами камер A (від камери A стиснуте повітря йде до виходу B) та Y (саме тиск камери вихлопу використовується для зміщення заслінки дроселя). Камера вихлопу кришки пневматичного приводу з'єднана із B , стисле повітря при демпфуванні йде крізь адаптивний регулятор до атмосфери.

У нормальному стані прохідний канал максимально допустимо «відкритий».

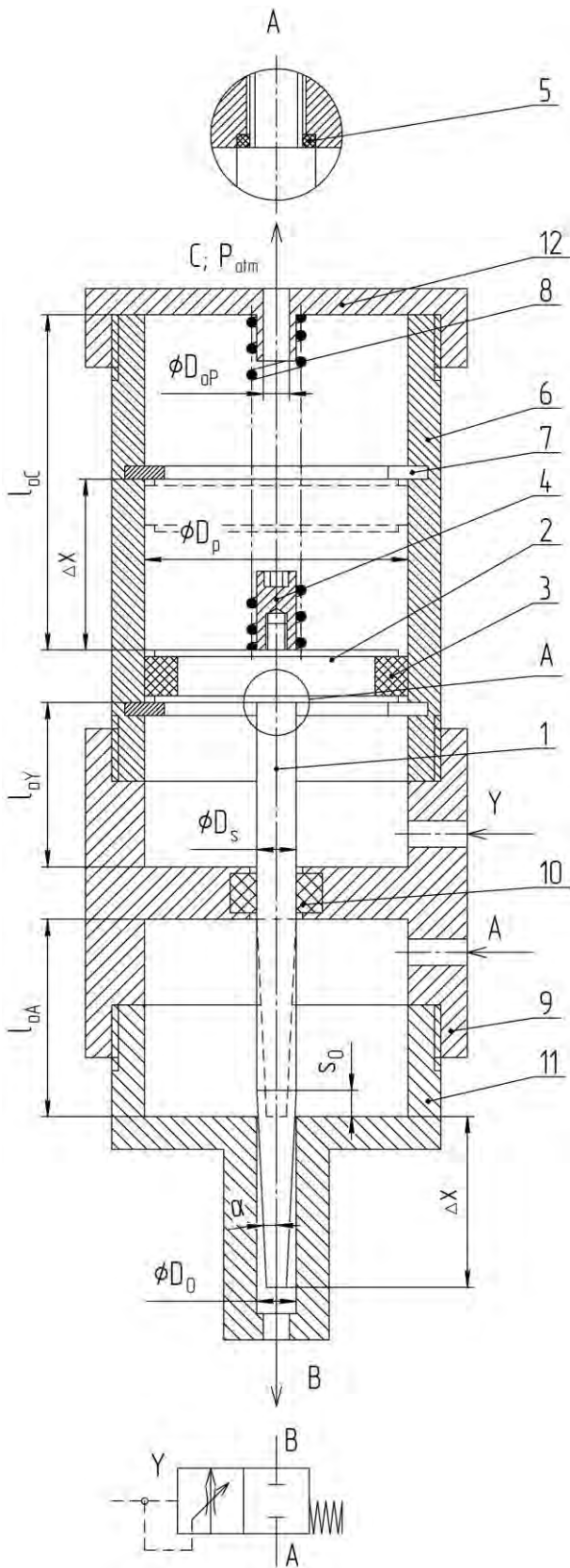


Рис. 1. Розрахункова схема нормально закритого демпфера з пневматичним керуванням

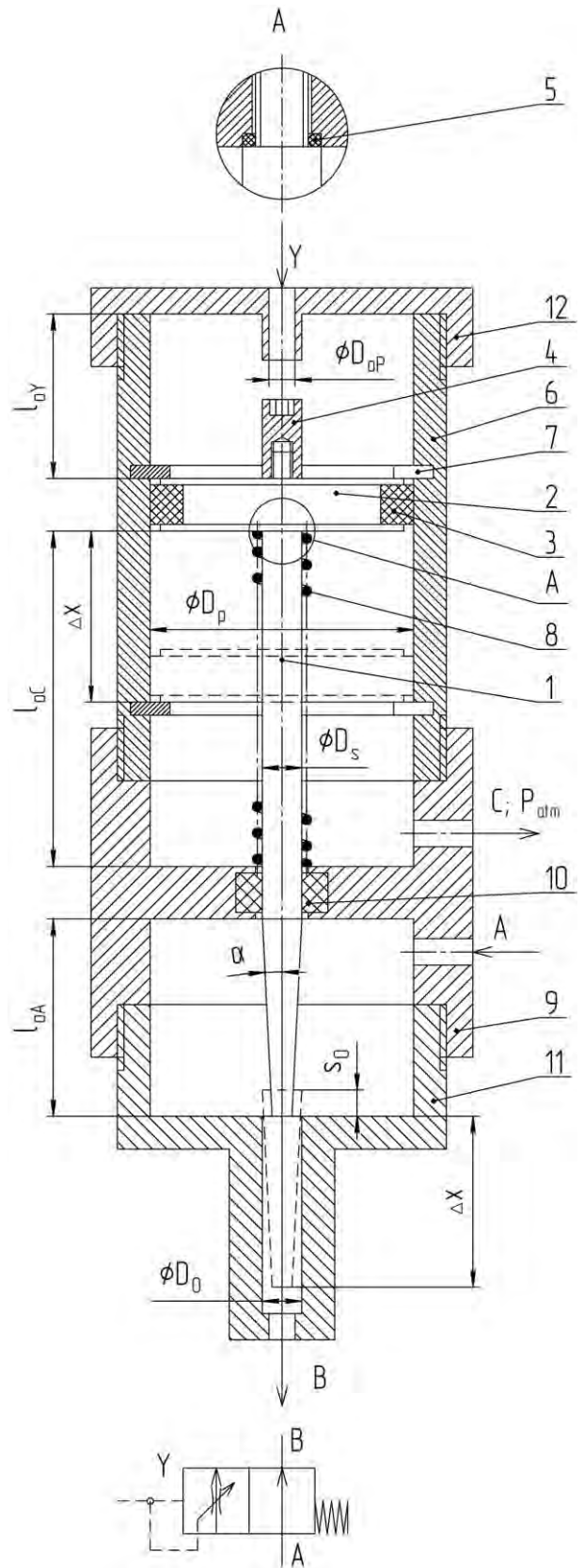


Рис. 2. Розрахункова схема нормально відкритого демпфера з пневматичним керуванням

Склад конструкції демпфера: 1 – шток; 2 – поршень; 3 – манжета поршнева; 4 – гайка; 5 – кільце ущільнювальне; 6 – гільза стопорна; 7 – кільце стопорне; 8 – пружина; 9 – стакан штоковий; 10 – манжета штокова; 11 – кришка камери А; 12 – кришка гільзи стопорної.

Нормально закритий демпфер при збільшенні керуючого сигналу збільшує прохідний переріз та розхід стиснутого повітря. Якщо рівень тиску повітря у камері керування зростає, то сила, приведена до поверхні поршня 2, зростає, поршень зміщується, пружина стискається, заслінка виходить із отвору. Площина перерізу прохідного каналу зростає. Пропускна здатність каналу зростає. Якщо рівень тиску у камері керування зменшується, то сила, приведена до поверхні поршня, умовлена лише тиском атмосферного повітря, тому поршень зміщується пружиною до стопорного кільця, заслінка входить у отвір. Площина перерізу прохідного каналу зменшується. Залишковий зазор достатній для вихлопу повітря, під час холостого помпування повітря.

Нормально відкритий демпфер при збільшенні керуючого сигналу зменшує прохідний переріз та розхід стислого повітря. Якщо рівень тиску у камері керування зростає, то сила, приведена до поверхні поршня, збільшується, поршень зміщується, пружина стискається, заслінка входить до отвору. Площина перерізу прохідного каналу зменшується. Пропускна здатність каналу зменшується. Залишковий зазор достатній для помпування повітря. Якщо рівень тиску у камері керування зменшується, то сила, приведена до поверхні поршня, умовлена лише тиском атмосферного повітря, тому поршень зміщується пружиною до стопорного кільця, заслінка виходить із отвору. Площина перерізу прохідного каналу зростає. Пропускна здатність каналу зростає.

Координата положення поршня X_p нормально закритого регулятора ($F_Y(t)=P_Y(t) \cdot (S_p-S_s)$) або нормально відкритого регулятора ($F_Y(t)=P_Y(t) \cdot (S_p-S_s)$) зв'язана із тиском P_Y керуючого сигналу функціонально $X_p=f(P_Y(t))$ за другим законом Ньютона (8) [2]:

$$\begin{cases} F_Y(t) - F_{ATM} - F_X = m_p \cdot A_p(t), \\ F_{ATM} = P_{ATM} \cdot S_p, \\ F_X = c_X \cdot (X_p + X_O), \\ dV_p(t) = A_p(t) \cdot dt, \\ dX_p(t) = V_p(t) \cdot dt, \end{cases} \quad (8)$$

де $P_Y(t)$ – залежність абсолютного тиску повітря від часу (Па); S_p – площина поверхні поршня, $S_p=\pi \cdot D_p^2/4$ (м²), діаметром D_p (м); S_s – площина поверхні перерізу штоку, $S_s=\pi \cdot D_s^2/4$ (м²), діаметром D_s (м); P_{ATM} – рівень атмосферного тиску (Па); c_X – коефіцієнт пружності пружини (Н/м); X_O – початкове стискання пружини (м); m_p – маса системи пружина-поршень-шток (кг); $A_p(t)$ – прискорення поршня демпфера (м/с²); $V_p(t)$ – швидкість поршня демпфера (м/с); $X_p(t)$ – координата поршня демпфера (м).

Коефіцієнт пружності пружини визначає чутливість демпфера до змінення тиску повітря керуючого сигналу. Чим більший коефіцієнт пружності, тим менш чутливий демпфер до підвищення тиску на вході Y , та навпаки низький коефіцієнт пружності – це висока чутливість до коливань тиску під час перехідного процесу демпфування. Початкове стискання пружини визначає необхідний тиск для відкриття демпфера. Цей тиск для нормально закритого демпфера зветься тиском сбросу.

Площина перерізу S_{AB} прохідного каналу також функціонально зв'язана із координатою зміщення поршня X_p штока у циліндричному отвору каналу AB $S_{AB}=f(X_p(t))$ рівнянням геометрії пари сопло-заслінка для нормально закритого компонування (9) та для нормально відкритого компонування (10):

$$S_{AB} = \frac{\pi}{4} \cdot [D_s^2 - (D_s - 2 \cdot (X_p(t) + s_O) \cdot \operatorname{tg}(\alpha))]^2, \quad (9)$$

$$S_{AB} = \frac{\pi}{4} \cdot [D_s^2 - (D_s - 2 \cdot X_p(t) \cdot \operatorname{tg}(\alpha))]^2, \quad (10)$$

де α – угол нахилу твірної до осі штока (град).

Висновки

Результат моделювання адаптивних демпферів визначив, що вони є найбільш ефективні при великому тиску у магістралі (від 6 до 10 (бар)), при встановленому на виході приводу. Конструкція привода: поршень діаметром 63 (мм), шток діаметром 20 (мм) та демпферна втулка діаметром 28 (мм), з довжиною демпфування для без штокової сторони 16 (мм) та штокової 17 (мм) із демпфером з конструкцією: поршень діаметром 40 (мм), діаметром 14 (мм), кутом нахилу твірної 0,72 (град), ходом штоку 10 (мм), зазором 2 (мм), початковим стисканням пружини 62 (мм), коефіцієнта пружності 13,5 (Н/мм) забезпечує якісне демпфування навантажень масою від 1 до 15 (кг) та постійної сили від 1 до 50 (Н). При використанні нормально відкритого компонування.

Надалі пропонується змінити конструкцію регулятора для збільшення діапазону навантажень для яких можливо провести якісне демпфування.

References

- [1] E.V. Rozrakhunok pnevmopryvidiv: dovidnykovyy posibnyk [Calculation actuators: inquiry manual]/ E.V. Gerz, G.V. Kreynin. – М.: Manufacturing, 1975.
- [2] I.V. Saveliev Kurs zahal'noyi fizyky. Mekhanika. Molekulyarna fizyka: navchal'nyy posibnyk [Course of general physics. Mechanics. Molecular physics: educational manual. Vol. 1.]/ General editorial staff physics and math literature, 1982.
- [3] Gerz E.V., Ed., Pnevnotychni prystriyi ta systemy v mashynobuduvanni: dovidnyk [Pneumatic machinery and systems in manufacturing: manual]/ Moscow: Manufacturing, 1981