

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH CƠ CẤU CHẤP HÀNH CHO HỆ THỐNG TREO KHÍ NÉN TRÊN Ô TÔ CON

RESEARCH ON MODELLING THE ACTUATOR FOR AIR SUSPENSION SYSTEM ON PASSENGER CARS

**Đỗ Trọng Tú^{1,2}, Vũ Văn Tấn^{2,*}, Olivier Sename³, Phạm Tất Thắng², Đoàn Duy Đức²,
Nguyễn Việt Hoàng², Bùi Trung Đức², Ngô Việt Quang², Lương Đức Thịnh²**

¹Khoa Cơ khí - Ô tô và Xây dựng, Trường Đại học Điện lực, Hà Nội, Việt Nam

²Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải, Hà Nội, Việt Nam

³GIPSA-Lab, Trường Đại học Bách khoa Grenoble Alpes, Grenoble, Pháp

*Email tác giả liên hệ: vvtan@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo xây dựng mô hình toán học cho cơ cấu chấp hành khí nén dùng van điện từ, dựa trên định luật bảo toàn khối lượng, năng lượng, phương trình trạng thái khí và động lực học piston–xi lanh, nhằm mô tả đầy đủ tính phi tuyến của dòng khí và tương tác các phần tử trong hệ thống treo khí nén ô tô con. Từ mô hình này, mô phỏng số được thực hiện để phân tích động lực học cơ cấu chấp hành trong các điều kiện vận hành khác nhau. Nghiên cứu tập trung khảo sát ảnh hưởng của tần số kích thích, độ mở van và áp suất ban đầu đến chuyển vị, vận tốc và lực tác động của piston. Kết quả cho thấy tần số kích thích quyết định khả năng theo dõi và độ ổn định; độ mở van chi phối lưu lượng và tốc độ đáp ứng; áp suất ban đầu ảnh hưởng trực tiếp đến biên độ lực và độ cứng tương đương. Các kết quả này là cơ sở khoa học quan trọng để lựa chọn tham số và thiết kế chiến lược điều khiển tối ưu, nâng cao hiệu suất và độ tin cậy của cơ cấu chấp hành trong hệ thống treo khí nén ô tô con.

Từ khóa: Cơ cấu chấp hành; Hệ thống treo khí nén; Ô tô con; Van điện từ; Dao động ô tô.

ABSTRACT

This paper presents the development of a mathematical model for a pneumatic actuator controlled via solenoid valves, based on the conservation laws of mass and energy, the gas state equation, and the piston–cylinder dynamics, to accurately capture the nonlinear airflow behavior and interactions among components in a passenger car pneumatic suspension system. Using this model, numerical simulations are performed to investigate the actuator's dynamic response under various operating conditions. The study focuses on the influence of three key parameters – excitation frequency, valve opening, and initial pressure – on piston displacement, velocity, and force. Results indicate that each parameter significantly affects system performance: excitation frequency primarily governs tracking capability and stability, valve opening determines airflow and response speed, while initial pressure directly impacts force amplitude and equivalent system stiffness. These findings provide a scientific basis for optimal parameter selection and control strategy design, contributing to improved performance, reliability, and efficiency of actuators in automotive air suspension systems.

Keywords: Actuator; Air suspension system; Passenger cars; Solenoid valves; Vehicle vibration. 📧

1. GIỚI THIỆU

Trong hệ thống treo khí nén trên ô tô, cơ cấu chấp hành sử dụng môi chất nén đóng vai trò trung tâm nhờ khả năng tạo lực lớn, công suất cao và tính thích nghi linh hoạt, cho phép hiện thực hóa các thuật toán điều khiển thông minh thành chuyển động cơ học chính xác [1]. Tuy nhiên, đặc tính phi tuyến, tính nén được của môi chất và sự tương tác phức tạp giữa các phần tử trong hệ khiến việc phân tích và thiết kế điều khiển trở nên thách thức, đòi hỏi một khuôn khổ mô hình hóa chặt chẽ và có độ chính xác cao [2], [3], [4].

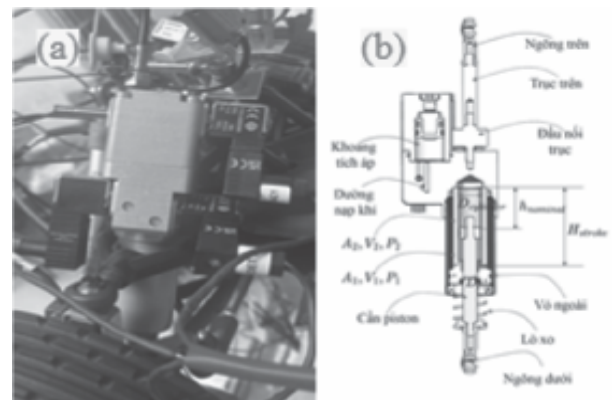
Các nghiên cứu trước đây đã đề xuất nhiều phương pháp mô hình hóa cơ cấu chấp hành, từ các mô hình tuyến tính hóa cục bộ quanh điểm làm việc đến các mô hình phi tuyến dựa trên các định luật vật lý cơ bản [5]. Trong đó, xu hướng gần đây tập trung vào việc mô tả chi tiết động lực học dòng khí, bao gồm quá trình nén–giãn, tổn thất qua van và ảnh hưởng của các phần tử trung gian như bộ tích áp [6], [7]. Mặc dù các mô hình này cải thiện đáng kể độ chính xác, chúng vẫn còn hạn chế trong việc phản ánh đầy đủ sự ghép nối động giữa khối van điều khiển, dòng môi chất và chuyển động của cơ cấu cơ khí trong các điều kiện vận hành biến thiên nhanh. Sự chuyển trạng thái rời rạc của các van điện từ dẫn đến biến thiên liên tục của áp suất và lưu lượng trong các khoang làm việc, từ đó chi phối trực tiếp lực tác động lên piston [8], [9]. Do vậy, việc xây dựng một mô hình có khả năng mô tả đồng thời các hiện tượng dòng chảy, biến đổi áp suất và đáp ứng cơ học của hệ là yếu tố then chốt để nâng cao độ tin cậy của phân tích và thiết kế điều khiển.

2. MÔ HÌNH CƠ CẤU CHẤP HÀNH SOBEN

2.1. Nguyên lý hoạt động

Trong cơ cấu chấp hành của hệ thống

treo khí nén của hãng Soben được thể hiện trong hình 1(a), dòng khí nén được dẫn từ nguồn cung cấp qua các đường ống đến khối van điều khiển và bộ tích áp trước khi đi vào xi lanh. Khi hệ thống nhận tín hiệu điều khiển, van điện từ nạp mở ra, cho phép khí nén đi vào một khoang của xi lanh, làm tăng áp suất trong khoang này. Áp suất chênh lệch giữa hai phía piston tạo ra lực đẩy, khiến piston và ty piston dịch chuyển theo một hướng xác định. Đồng thời, bộ tích áp giúp ổn định áp suất và giảm dao động dòng khí, đảm bảo quá trình truyền năng lượng diễn ra liên tục và êm dịu.



Hình 1. Mô hình cơ cấu chấp hành trên hệ thống treo khí nén của Soben

Khi yêu cầu chuyển động thay đổi, hệ thống điều khiển đảo trạng thái các van điện từ. Lúc này, dòng khí nén sẽ được dẫn vào buồng còn lại của xi lanh, trong khi buồng trước đó được nối với đường xả để giảm áp. Nhờ sự luân phiên cấp và xả khí giữa hai phía của piston, giúp điều chỉnh vị trí, tốc độ và lực của cơ cấu chấp hành, đảm bảo hệ thống làm việc hiệu quả và đáp ứng với tín hiệu điều khiển.

2.2. Phương trình động lực học giảm chấn

Lực tác dụng của xi lanh khí nén lên hệ cơ học hay còn gọi là lực do cơ cấu chấp hành khí nén sinh ra, tại hình 1(b), được xác định bởi chênh lệch áp suất hai buồng:

$$F_{\text{actuator}} = (P_2 - P_a)A_2 - (P_1 - P_a)A_1 \quad (1)$$

Trong đó, P_1, P_2 là áp suất hai buồng, P_a là áp suất khí quyển, còn A_1, A_2 là diện tích làm việc hiệu dụng của hai buồng. Do có cần piston nên hai diện tích này khác nhau:

$$A_1 = \frac{\pi(D_{\text{cylinder}}^2 - D_{\text{rod}}^2)}{4}, A_2 = \frac{\pi D_{\text{cylinder}}^2}{4} \quad (2)$$

Với $D_{\text{cylinder}} = 0,0826$ (m) là đường kính trong của xi lanh và $D_{\text{rod}} = 0,035$ (m) là đường kính của cần piston. Tại vị trí piston danh định $h_{\text{nominal}} = 0,05$ (m) và $H_{\text{stroke}} = 0,1$ (m) là hành trình xi lanh, thể tích ban đầu của hai buồng được xác định như sau:

$$V_{10} = A_1 h_{\text{nominal}}, V_{20} = A_2 (H_{\text{stroke}} - h_{\text{nominal}}) \quad (3)$$

Khi piston dịch chuyển một đoạn z với vận tốc $\dot{z}$, thể tích hai buồng thay đổi theo và tốc độ biến thiên thể tích là:

$$\begin{cases} V_1 = V_{10} + A_1 z \\ V_2 = V_{20} - A_2 z \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{V}_1 = A_1 \dot{z} \\ \dot{V}_2 = -A_2 \dot{z} \end{cases} \quad (4)$$

Với $V_{10} = 0,000745$ (m³) và $V_{20} = 0,001971$ (m³) là thể tích của bình tích áp 1 và 2. Từ điều kiện cân bằng lực tĩnh của piston, áp suất ban đầu trong buồng 1 được xác định như sau:

$$P_{10_initial} = \frac{(P_{20_initial} - P_a)A_2 - m_s g}{A_1} + P_a \quad (5)$$

Với $P_{20_initial}$ là áp suất ban đầu tại buồng 2 (Pa), $m_s = 0$ (kg), $g = 9,81$ (m/s²) là gia tốc trọng trường. Áp suất ban đầu của các bình tích áp được giả thiết bằng áp suất ban đầu của các buồng tương ứng, tức là $P_{a10} = P_{10_initial}$, $P_{a20} = P_{20_initial}$.

Diện tích lỗ tiết lưu cực đại của van điện từ A_{0_max} được xác định theo $d_{\text{orifice}} = 0,01$ (m) là đường kính lỗ và diện tích mở thực tế A_{01}, A_{02} phụ thuộc vào tín hiệu điều khiển $u_1, u_2 \in [0,1]$, được biểu diễn bởi:

$$A_{0_max} = \frac{\pi d_{\text{orifice}}^2}{4} \Rightarrow \begin{cases} A_{01} = u_1 A_{0_max} \\ A_{02} = u_2 A_{0_max} \end{cases} \quad (6)$$

Dựa trên phương trình trạng thái khí lý tưởng và định luật bảo toàn khối lượng, đạo hàm áp suất trong mỗi buồng thông qua $\gamma = 1,4$ là tỉ số nhiệt dung riêng, $R = 287$ (J/kgK) là hằng số khí và $T_0 = 300$ (K) là nhiệt độ ban đầu của không khí, được xác định bởi:

$$\dot{P}_1 = \left(\frac{\gamma R T_0}{V_1} \right) \left(\frac{P_1}{P_{10_initial}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dot{m}_1 - \left(\frac{\gamma P_1}{V_1} \right) \dot{V}_1, \quad (7)$$

$$\dot{P}_2 = \left(\frac{\gamma R T_0}{V_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_{20_initial}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dot{m}_2 - \left(\frac{\gamma P_2}{V_2} \right) \dot{V}_2$$

Sau đó, áp suất trong các bình tích áp thay đổi ngược dấu với lưu lượng đi vào buồng xi lanh:

$$\begin{aligned} \dot{P}_{a1} &= \left(\frac{\gamma R T_0}{V_{a1}} \right) \left(\frac{P_{a1}}{P_{a10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} (-\dot{m}_1), \\ \dot{P}_{a2} &= \left(\frac{\gamma R T_0}{V_{a2}} \right) \left(\frac{P_{a2}}{P_{a20}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} (-\dot{m}_2) \end{aligned} \quad (8)$$

Lưu lượng khối qua van được xác định trên cơ sở hướng dòng chảy, suy ra từ chênh lệch áp suất giữa buồng xi lanh và bình tích áp. Khi áp suất buồng xi lanh lớn hơn áp suất bình tích áp, khí chảy từ xi lanh sang bình tích áp; ngược lại, khí chảy từ bình tích áp vào xi lanh. Do đó, các đại lượng trạng thái dùng trong công thức lưu lượng luôn được lấy tại phía thượng lưu, với $i = 1,2$ tương ứng cho hai

buồng. Sau khi xác định chiều dòng chảy, tỷ số áp suất được tính dưới dạng $b = \frac{P_{down}}{P_{up}}$. Nếu $b \geq 0,528$, dòng khí được xem là dòng chảy dưới âm, ngược lại, nếu $b < 0,528$ dòng khí đạt trạng thái chảy tới hạn hay chảy siêu âm tại cổ tiết lưu.

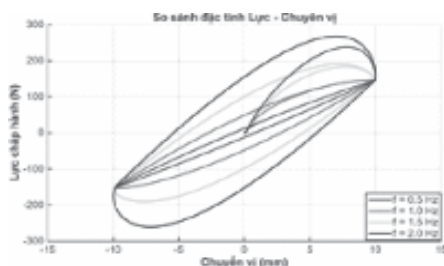
Coi $C_d = 0,7$ là hệ số lưu lượng, direction = 1 tương ứng với dòng khí đi ra khỏi xi lanh khi $P_i \geq P_{ai}$, trong khi direction = -1 tương ứng với dòng khí đi vào xi lanh khi $P_i < P_{ai}$, lưu lượng khối qua van được xác định theo biểu thức:

$$\dot{m} = \text{direction} \cdot C_d A_0 \psi(b) \sqrt{\frac{\gamma+1}{RT_{up}}} P_{up}^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad (9)$$

3. ĐÁNH GIÁ ĐẶC TÍNH CƠ CẤU CHẤP HÀNH

3.1. Ảnh hưởng của tần số kích thích

Trong phần này, biên dạng dịch chuyển của piston được chọn là dạng sóng sin $x = 0.01 \sin(2\pi ft)$ với tín hiệu điều khiển độ mở van $u_1 = u_2 = 0.5$ và $P_{20_initial} = 300000$ (Pa) là áp suất ban đầu tại buồng 2, biên độ chuyển vị vẫn giữ nguyên ở 10 mm, nên độ rộng theo trục chuyển vị gần như không đổi.



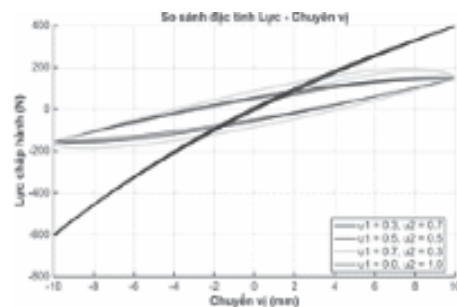
Hình 2. Lực giảm chấn-dịch chuyển khi chịu tần số kích thích khác nhau

Ở Hình 2, vận tốc lại tăng theo tần số, nên khi f càng lớn thì piston chuyển động càng

nhANH. Điều này làm lực chấp hành tăng lên rõ rệt, thể hiện qua việc vòng lực-vận tốc mở rộng dần khi tần số tăng. Ở 0,5 Hz, đường đặc tính còn hẹp, lực biến thiên nhỏ và hệ làm việc tương đối êm. Khi tăng lên 1 Hz, 1,5 Hz và đặc biệt 2 Hz, lực cực đại tăng, vòng trễ lớn hơn và đường đặc tính bắt đầu méo hơn, cho thấy ảnh hưởng của hiệu ứng tiết lưu và tính nén được của khí trở nên rõ hơn.

3.2. Ảnh hưởng của độ mở van

Khi giữ cố định tại $f = 1$ Hz và $P_{20_initial} = 300000$ và thay đổi cặp độ mở van. Với các trường hợp: $u_1 = 0,3$ và $u_2 = 0,7$; $u_1 = 0,5$ và $u_2 = 0,5$; $u_1 = 0,7$ và $u_2 = 0,3$, các đường đặc tính vẫn giữ dạng vòng trễ kín, nhưng độ rộng vòng và biên độ lực không hoàn toàn giống nhau. Do biên độ kích thích vẫn giữ nguyên, miền chuyển vị hầu như không đổi.



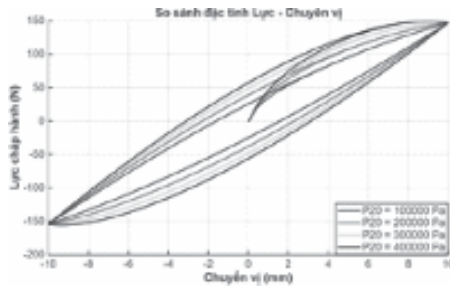
Hình 3. Lực giảm chấn-dịch chuyển khi thay đổi độ mở van khác nhau

Trên mặt phẳng lực – vận tốc, khi thay đổi u_1 và u_2 trong trường hợp $u_1 = 0$ và $u_2 = 1,0$ tại Hình 3 khác hẳn ba trường hợp còn lại. Đường đặc tính mở rất lớn và xuất hiện méo dạng rõ rệt cho thấy cho thấy sự mất cân bằng tiết lưu làm đặc tính hệ trở nên phi tuyến và cứng hơn rõ rệt.

3.3. Ảnh hưởng của áp suất ban đầu

Khi giữ $u_1 = u_2 = 0,5$ và $f = 1$ Hz, tăng

$P_{20_initial}$ từ 100000 Pa lên 400000 Pa làm đường đặc tính lực – chuyển vị mở rộng dần. Biên độ chuyển vị gần như không đổi, nhưng lực sinh ra tăng theo áp suất ban đầu. Ở 100000 Pa, đường cong hẹp hơn và lực nhỏ hơn. Khi tăng áp suất còn lại, lực tăng dần, cho thấy cơ cấu chấp hành làm việc cứng hơn trong cùng miền chuyển vị.



Hình 4. Lực giảm chấn-dịch chuyển khi thay đổi áp suất khác nhau

Ở Hình 4 tần số kích thích không đổi nên miền vận tốc hầu như không thay đổi nhiều giữa các trường hợp. Tuy nhiên, khi $P_{20_initial}$ tăng thì lực tại cùng một vận tốc cũng tăng lên. Điều đó cho thấy áp suất ban đầu tăng làm khả năng sinh lực và mức tiêu tán năng lượng của cơ cấu tăng theo.

4. KẾT LUẬN

Mô hình toán học trong nghiên cứu này được phát triển đã mô tả hiệu quả đặc tính phi tuyến của cơ cấu chấp hành khí nén, bao gồm động lực học dòng khí qua van điện từ và tương tác cơ-khí trong cụm piston-xi lanh. Kết quả mô phỏng cho thấy tần số kích thích ảnh hưởng đáng kể đến khả năng bám theo tín hiệu điều khiển và dải tần làm việc ổn định của piston. Đồng thời, độ mở van quyết định lưu lượng khí và tốc độ đáp ứng của hệ thống, trong khi áp suất ban đầu chi phối lực đầu ra và độ cứng động học của cơ cấu chấp hành.

Các kết quả đạt được không chỉ khẳng

định tính hợp lý của mô hình đề xuất mà còn xác lập cơ sở khoa học vững chắc cho bài toán tối ưu tham số và thiết kế bộ điều khiển trong điều kiện thực tế, hướng đến cải thiện chất lượng làm việc và độ bền của hệ thống treo khí nén trên ô tô con. ♦

Ngày nhận bài: 03/4/2026

Ngày phản biện: 15/4/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. I. Mendia-Garcia, N. Gil-Negrete Laborda, A. Pradera-Mallabiarrena, and M. Berg, "A Survey on the Modelling of Air Springs-Secondary Suspension in Railway Vehicles". *Vehicle System Dynamics*, vol. 60, no. 3, pp. 835–864, 2022.
- [2]. F. He, J. Zhao, and H. Wang, "Study on Control Strategies of Semi-Active Air Suspension for Heavy Vehicles Based on Road-Friendliness". *Advanced Materials Research*, vol. 452–453, pp. 328–333, 2012.
- [3]. K. Chunyan, X. Jie, Y. Mingkun, L. Yang, and L. Yi, "Analysis of Static and Dynamic Characteristics of Membrane Air Springs for Small Passenger Cars". *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 46, no. 12, pp. 1–19, 2024.
- [4]. R. Jiao, V. Nguyen, X. Guo, and V. Le, "Evaluating the Reliability of Two Mathematical Models of the Pneumatic Suspension via Two Various Theoretical Approaches". *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 43, no. 11, pp. 1–14, 2021.
- [5]. Z. Zhou, H. Xu, V. Nguyen, L. Pan, and B. Wang, "Assessing the Efficiency of the Air Isolation System Based on the Mathematical Models". *International Journal of Acoustics and Vibrations*, vol. 29, no. 1, pp. 48–58, 2024.
- [6]. V. A. Atindana, X. Xu, A. N. Nyedeb, J. K. Quaisie, J. K. Nkrumah, and S. P. Assam, "The Evolution of Vehicle Pneumatic Vibration Isolation: A Systematic Review". *Shock and Vibration*, vol. 2023, pp. 1–23, Sep. 2023.
- [7]. A. Kuzyshyn, V. Kovalchuk, Y. Sobolevska, Y. Royko, and I. Kravets, "Determining the Effect of Additional Tank Volume and Air Pressure in the Spring on the Dynamic Indicators of a Pneumatic System of Spring Suspension in High-Speed Railroad Rolling Stock". *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 3, no. 7(129), pp. 47–62, 2024.
- [8]. Z. Sun, Y. Shi, N. Wang, J. Zhang, Y. Wang, and S. Xu, "Mechanism and Optimization of a Novel Automobile Pneumatic Suspension Based on Dynamic Analysis". *Electronics (Switzerland)*, vol. 10, no. 18, 2021.
- [9]. M. Y. Wu, H. Yin, X. B. Li, J. C. Lv, G. Q. Liang, and Y. T. Wei, "A New Dynamic Stiffness Model with Hysteresis of Air Springs Based on Thermodynamics". *Journal of Sound and Vibration*, vol. 521, no. December 2021, 2022.