

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG PHANH ABS DẪN ĐỘNG THỦY LỰC TRÊN Ô TÔ

STUDY ON THE DYNAMICS OF HYDRAULIC ANTI-LOCK BRAKING SYSTEMS

Đào Huy Hải¹, Nguyễn Tuấn Anh¹, Đặng Việt Hà²

¹Trường Đại học Giao thông Vận tải

²Cục Đăng kiểm Việt Nam

TÓM TẮT

Dựa trên nguyên tắc hoạt động của hệ thống chống bó cứng bánh xe khi phanh ABS (Anti-lock Braking System), bài báo giới thiệu phương pháp xây dựng các phương trình toán học mô tả động lực học của hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực độc lập bốn kênh, bao gồm: xi lanh phanh chính hai buồng, các van điều khiển áp suất, bộ tích năng, bơm thủy lực và xilanh phanh bánh xe. Phần mềm Matlab-Simulink được sử dụng để giải các phương trình động lực học mô phỏng các trường hợp phanh khác nhau khi hệ thống ABS không làm việc và khi hệ thống ABS được kích hoạt. Các kết quả mô phỏng thể hiện sự biến đổi của áp suất thủy lực ở các xilanh phanh bánh xe theo hành trình của piston xilanh chính cho thấy mô hình phù hợp với thực tế, đảm bảo độ tin cậy khi sử dụng cho các mục đích nghiên cứu tiếp theo.

Từ khóa: Hệ thống phanh ABS; Dẫn động thủy lực; Mô hình động lực học; Simulink.

ABSTRACT

Based on the anti-lock braking system (ABS) operation principle, the paper introduces the method of building mathematical equations describing the dynamics of a 4-channel ABS, including tandem master cylinder (TMC), inlet and outlet valves, hydraulic accumulator, hydraulic pump and brake calipers. Matlab-Simulink software is used to solve dynamic equations that simulate different braking cases without ABS and ABS being activated. The simulated results representing the variation of hydraulic pressure in the brake calipers according to the displacement of the TMC piston show that the model is consistent with reality, ensuring reliability when used for subsequent research purposes.

Keywords: Active safety systems; Automotive dynamics; Anti-lock braking system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống chống bó cứng bánh xe khi phanh ABS (Anti-lock Braking System) là một trong những hệ thống an toàn chủ động đầu tiên được hãng Bosch nghiên cứu, phát triển và sản xuất hàng loạt trên ô tô từ năm 1978 [1] và ngay sau đó đã trở thành thiết bị an toàn tiêu chuẩn ở nhiều nước trên thế giới. Bằng cách tự động điều chỉnh áp suất thủy lực ở các xi lanh phanh bánh xe để ngăn ngừa các bánh xe bị bó cứng và trượt lết khi phanh gấp, hệ thống giúp người lái duy trì được khả năng điều khiển hướng chuyển động và giảm quãng đường phanh của ô tô trong các tình huống khẩn cấp. Ngày nay, bộ chấp hành của hệ thống phanh ABS được tích hợp trong nhiều ứng dụng an toàn chủ động khác trên ô tô như hệ thống chống trượt quay bánh xe TCS (Traction Control System), hệ thống phân phối lực phanh điện tử EBD (Electronic Braking Force Distribution), hệ thống hỗ trợ phanh khẩn cấp EBA (Emergency Brake Assist) và hệ thống ổn định điện tử ESP (Electronic Stability Program). Vì vậy, việc nghiên cứu xây dựng mô hình mô tả chính xác động lực học hệ thống ABS, làm cơ sở cho việc nghiên cứu điều khiển hệ thống ABS cũng như các hệ thống an toàn chủ động khác sử dụng bộ chấp hành của hệ thống ABS là rất cần thiết.

Phần lớn các công trình nghiên cứu về hệ thống ABS đều chủ yếu tập trung vào các phương pháp điều khiển lực phanh nhằm duy trì hệ số trượt tối ưu của bánh xe trong quá trình phanh [2, 3]. Trên thực tế, động lực học của hệ thống dẫn động và bộ chấp hành thủy lực ABS có ảnh hưởng rất lớn đến hoạt động của hệ thống phanh cũng như độ tin cậy làm việc của bộ điều khiển ABS [4, 5, 6].

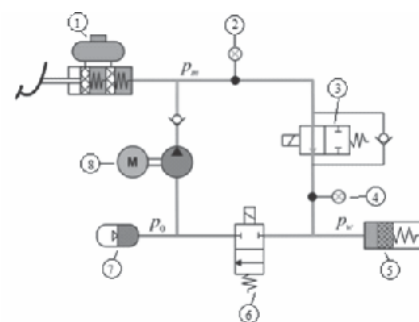
Dựa trên kết cấu và nguyên lý làm việc của hệ thống ABS dẫn động thủy lực độc

lập bốn kênh, bài báo tiến hành xây dựng các phương trình toán học mô tả quá trình động lực học của xi lanh phanh chính hai buồng, các van điều khiển áp suất, bộ tích năng, bơm thủy lực và xi lanh phanh bánh xe. Các phương trình động lực học của hệ thống ABS dẫn động thủy lực được giải bằng phần mềm mô phỏng Matlab-Simulink với tín hiệu đầu vào là hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính và đầu ra là áp suất thủy lực ở các xi lanh phanh bánh xe. Kết quả mô phỏng biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất thủy lực ở các xi lanh phanh bánh xe và hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính trong các trường hợp phanh khác nhau khi không có ABS và khi ABS hoạt động cho thấy mô hình đảm bảo độ tin cậy.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG PHANH ABS DẪN ĐỘNG THỦY LỰC

2.1. Nguyên lý hoạt động của hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực

Hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực có thể được sơ đồ hóa như Hình 1, bao gồm: xi lanh phanh chính hai buồng (1), cảm biến áp suất (2, 4), van tăng áp (3), xi lanh phanh bánh xe (5), van giảm áp (6), bộ tích năng (7) và bơm thủy lực (8). Hệ thống có hai trạng thái làm việc: trạng thái phanh bình thường và trạng thái ABS hoạt động khi các bánh xe có khả năng bị bó cứng.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực

● Chế độ phanh bình thường

Ở chế độ này, hệ thống ABS không hoạt động, van tăng áp (3) ở trạng thái mở, van giảm áp (6) đóng, bơm thủy lực (8) không làm việc. Khi đạp phanh, dầu phanh từ xilanh phanh chính qua van tăng áp đến các xilanh phanh bánh xe để tạo ra áp suất phanh tỉ lệ với hành trình bàn đạp.

● Chế độ ABS hoạt động

Trong trường hợp người lái đạp phanh khẩn cấp, áp suất thủy lực tại các xilanh phanh bánh xe tăng cao, bánh xe có nguy cơ bị bó cứng và bị trượt lết làm giảm hiệu quả phanh và mất khả năng điều khiển hướng chuyển động của ô tô. Để tránh hiện tượng này, bộ điều khiển ABS - ECU sẽ liên tục cấp tính hiệu điều khiển bộ chấp hành thủy lực hoạt động theo chu kỳ ba pha: giảm áp, giữ áp và tăng áp để duy trì độ trượt tối ưu cho các bánh xe [1, 2].

- *Pha giảm áp suất:* Khi độ trượt của bánh xe lớn hơn 20%, ABS - ECU sẽ cấp tín hiệu điện cho các cuộn dây của van điện từ để tạo ra từ trường đủ mạnh thắng lực lò xo hồi vị. Van tăng áp (3) ở trạng thái đóng ngăn dầu từ xilanh phanh chính đến các xilanh phanh bánh xe. Van giảm áp (6) mở cho phép dầu từ các xilanh phanh bánh xe trở về bình tích năng để giảm áp suất phanh. Bơm dầu (8) hoạt động chuyển dầu ngược về xilanh phanh chính và tạo tín hiệu cảnh báo ABS cho lái xe.

- *Pha giữ áp suất:* Khi ABS - ECU xác định độ trượt nằm trong giới hạn tối ưu (10% - 20%) sẽ ra lệnh cho bộ điều khiển thực hiện duy trì áp suất bằng cách tiếp tục đóng van tăng áp (3) ngăn không cho dầu phanh từ xilanh phanh chính đến các xilanh phanh bánh xe. Lúc này van giảm áp (6) và bơm dầu (8) không hoạt động, dầu phanh giữ nguyên trạng thái, không di chuyển được về xi lanh chính và cũng không

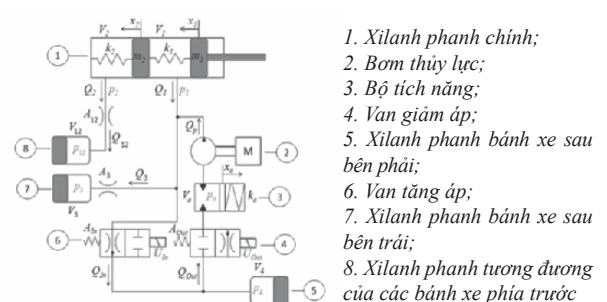
trở về được bình chứa dầu.

- *Pha tăng áp suất:* Khi vận tốc góc bánh xe tăng lên và độ trượt nhỏ hơn 10% cần tăng áp suất trong xi lanh phanh bánh xe để giảm tốc độ chuyển động. Lúc này ABS - ECU sẽ điều khiển mở van tăng áp (3) và đóng van giảm áp (6), dầu phanh sẽ đi từ xilanh phanh chính đến các xilanh phanh bánh xe như ở chế độ phanh bình thường. Tuy nhiên lúc này bơm dầu (8) vẫn được cấp nguồn và hoạt động bình thường với mục đích thường trực để đáp ứng nhu cầu khi cần chuyển sang pha giảm áp.

Quá trình trên được lặp lại liên tục nhiều lần trong một giây cho đến khi hiện tượng bó cứng bánh xe không còn nữa. Trong suốt quá trình phanh, bộ điều khiển kích hoạt bơm thủy lực hút dầu thoát ra từ xilanh phanh bánh xe và bộ tích áp để hồi lại cho mạch dầu cung cấp từ xilanh phanh chính nên áp lực trên bàn đạp phanh luôn được duy trì ổn định.

Khi dừng tác động lên bàn đạp, công tắc phanh gửi tín hiệu đến bộ điều khiển trung tâm, cuộn dây của van điện từ không được kích hoạt, con trượt di chuyển về vị trí ban đầu, dầu trong xilanh phanh bánh xe hồi về xilanh phanh chính và kết thúc quá trình phanh.

2.2. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực



Hình 2. Mô hình động lực học hệ thống ABS dẫn động thủy lực

Hình 2 trình bày mô hình động lực học hệ thống ABS dẫn động thủy lực 4 kênh độc lập, trong đó các chỉ số 1, 2 tương ứng với dòng thủy lực từ buồng thứ nhất của xi lanh phanh chính (dẫn động các xi lanh phanh bánh xe phía sau) và buồng thứ hai của xi lanh phanh chính (dẫn động các xi lanh phanh bánh xe phía trước). Mô hình chỉ mô tả chi tiết mạch điều khiển thủy lực của bánh xe sau bên phải (bánh xe số 4), phương pháp xây dựng các phương trình động lực học biểu diễn mối quan hệ giữa hành trình piston xi lanh phanh chính x_1 và áp suất xilanh phanh bánh xe sau bên phải p_4 được áp dụng tương tự đối với các bánh xe còn lại.

■ Động lực học xilanh phanh chính

Xilanh phanh chính hai buồng được mô hình hóa như một hệ cơ học 2 bậc tự do tương ứng với các dịch chuyển của piston xilanh phanh chính x_1 và x_2 , trong đó x_1 là tín hiệu đầu vào. Vì vậy, chỉ cần duy nhất một phương trình mô tả chuyển động của hệ thống:

$$m_2 \ddot{x}_2 + F_{f2} \text{sign} \dot{x}_2 - b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2 \dot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 x_2 = (p_1 - p_2) S \quad (1)$$

Trong phương trình: m_i (kg) là khối lượng của piston thứ i , b_i (N/m/s) là hệ số cản của dầu thủy lực buồng thứ i , k_i (N/m) là độ cứng của lò xo hồi vị buồng thứ i , p_i (N/m²) áp suất của dầu thủy lực buồng xilanh phanh chính thứ i , F_{fi} (N) là lực ma sát giữa piston và xilanh buồng thứ i , và S (m²) là diện tích làm việc của xilanh phanh chính. Chỉ số $i = (1, 2)$ tương ứng với buồng thứ nhất và buồng thứ hai của xilanh phanh chính.

■ Động lực học bộ tích năng thủy lực

Bộ tích năng thủy lực được mô hình hóa như một hệ động lực một bậc tự do theo dịch chuyển của piston x_a :

$$m_a \ddot{x}_a + b_a \dot{x}_a + F_{fa} \text{sign} \dot{x}_a + k_a x_a = p_a S_a \quad (2)$$

Trong đó: m_a , b_a , k_a , p_a , F_{fa} , S_a lần lượt là khối lượng piston, hệ số cản thủy lực, độ cứng lò xo, áp suất, lực ma sát và diện tích làm việc của bộ tích năng thủy lực.

■ Động lực học dòng chảy thủy lực

Lưu lượng dòng chảy của dầu thủy lực qua van tăng áp Q_{In} và van giảm áp Q_{Out} được xác định từ phương trình sau:

$$\begin{cases} Q_{In} = c_{q,In} A_{In} \sqrt{\frac{2|p_1 - p_4|}{\rho}} \text{sign}(p_1 - p_4) \\ Q_{Out} = c_{q,Out} A_{Out} \sqrt{\frac{2|p_4 - p_a|}{\rho}} \text{sign}(p_4 - p_a) \end{cases} \quad (3)$$

Tương tự với lưu lượng dòng chảy của dầu thủy lực đến xilanh phanh bánh xe sau bên trái Q_3 và lưu lượng dòng chảy đến các xilanh phanh bánh xe cầu trước Q_{12} :

$$Q_3 = c_{q,3} A_3 \sqrt{\frac{2|p_1 - p_3|}{\rho}} \text{sign}(p_1 - p_3) \quad (4)$$

$$Q_{12} = c_{q,12} A_{12} \sqrt{\frac{2|p_2 - p_{12}|}{\rho}} \text{sign}(p_2 - p_{12}) \quad (5)$$

Cân bằng lưu lượng tại nút được biểu diễn qua phương trình:

$$Q_1 = Q_{In} + Q_3 - Q_p \quad (6)$$

Trong các phương trình trên, A_i (m²) là diện tích làm việc của van tiết lưu thứ i , Q_i (m³/s) là lưu lượng dòng chảy qua phần tử thứ i , ρ (kg/m³) là khối lượng riêng của dầu thủy lực, và $c_{q,i}$ là hệ số lưu lượng phụ thuộc vào sụt áp Δp và sức cản thủy lực λ [7]:

$$c_{q,i} = c_{q,\max} \tanh\left(2 \frac{\lambda}{\lambda_{cr}}\right) \quad (7)$$

$$\lambda = \frac{h_d}{v} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \quad (8)$$

Với h_d (m) là đường kính làm việc của đường ống thủy lực, v (kg/ms) là độ nhớt động học của dầu thủy lực, $c_{q, \max}$ là giá trị cực đại của hệ số lưu lượng đạt được khi λ lớn hơn rất nhiều so với giá trị sức cản tới hạn của dòng chảy khi chuyển từ chế độ chảy tầng sang chảy rối λ_{cr} .

Quan hệ giữa sự thay đổi của áp suất p_i theo thời gian và sự thay đổi của lưu lượng dòng chảy trong thể tích V_i được biểu diễn bằng phương trình [6]:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_i}{V_i} (\pm Q_i - \dot{V}_i) \quad (9)$$

Trong đó: $i = (1, 2, 3, 12)$ là chỉ số của các phần tử tương ứng trong mô hình, V_i (m³) là thể tích của phần tử thứ i , lưu lượng Q_i có giá trị dương khi dòng chảy đi vào thể tích V_i , β_i (N/m²) là mô đun khối của dầu thủy lực phụ thuộc vào áp suất p_i theo công thức:

$$\beta_i = \beta_n \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_{atm}}{p_{atm} + p_i} \right)^{1/n}}{1 + \alpha \frac{(p_{atm})^{1/n}}{n(p_{atm} + p_i)^{(n+1/n)}} \beta_n} \quad (10)$$

Ở đây: β_n là mô đun khối của chất lỏng tinh khiết, α là hàm lượng khí tương đối tại áp suất khí quyển P_{atm} , và n là tỉ số nhiệt dung riêng của chất khí.

■ Động lực học xi lanh phanh bánh xe

Tương tự như trên, sự thay đổi của áp suất trong xi lanh phanh bánh xe sau bên phải p_4 và sự thay đổi của áp suất trong bộ tích năng thủy lực p_a được xác định như sau:

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{\beta_4}{V_4} (Q_{In} - Q_{Out} - \dot{V}_4) \quad (11)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{\beta_a}{V_a} (Q_{Out} - Q_{In} - \dot{V}_a) \quad (12)$$

Sự thay đổi thể tích ở buồng thứ nhất V_1 và buồng thứ hai V_2 của xi lanh phanh chính do sự dịch chuyển của hai piston được xác định theo công thức:

$$V_1 = V_{10} + S(x_2 - x_1) \quad (13)$$

$$V_2 = V_{20} - Sx_2 \quad (14)$$

với V_{10} và V_{20} tương ứng là thể tích ban đầu của buồng thứ nhất và thứ hai của xi lanh phanh chính khi chưa tác dụng vào bàn đạp phanh.

Khi sử dụng cơ cấu phanh đĩa có thể bỏ qua hành trình dịch chuyển của các piston xi lanh phanh bánh xe, thể tích dầu tại các xi lanh phanh bánh xe được xem như hằng số. Vì vậy, $\dot{V}_3 \approx \dot{V}_4 \approx \dot{V}_{12} \approx 0$.

Quan hệ giữa thể tích V_{12} và diện tích làm việc A_{12} của dòng thủy lực tương đương đến các bánh xe cầu trước với các bánh xe cầu sau được biểu diễn như sau:

$$\begin{aligned} V_3 &= V_4 \\ V_{12} &= q(V_3 + V_4) = 2qV_4 \end{aligned} \quad (15)$$

$$A_3 = A_{In}$$

$$A_{12} = 2A_{In}$$

Trong đó, hệ số q thể hiện tương quan thể tích giữa xi lanh phanh bánh xe cầu trước và xi lanh phanh bánh xe cầu sau.

■ Động lực học bơm thủy lực

Khi áp suất trong bộ tích quá thấp, bơm

thủy lực sẽ không hoạt động. Vì vậy, lưu lượng dòng chảy Q_p do bơm thủy lực tạo ra phụ thuộc vào áp suất trong bộ tích năng p_a theo công thức:

$$Q_p = Q_{ss} \left[1 - e^{3p_a/p_{th}} \right] \quad (16)$$

với Q_{ss} là giá trị lưu lượng dòng chảy ở trạng thái ổn định và p_{th} là ngưỡng áp suất kích hoạt bơm thủy lực làm việc.

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Các phương trình động lực học của hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực được giải bằng phần mềm Matlab-Simulink với các thông số kỹ thuật của ô tô Lexus GX 470 và các tham số liên quan đến dầu thủy lực tham khảo và hiệu chỉnh từ [6] như trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số mô hình động lực học hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực

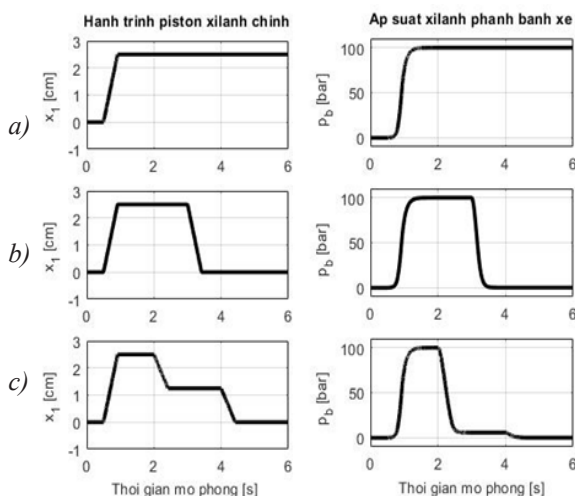
Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị	Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
m_2	Khối lượng của piston thứ hai xilanh chính	$40 \cdot 10^{-3}$	kg	V_{10}	Thể tích ban đầu của buồng thứ nhất xilanh chính	$13 \cdot 10^{-6}$	m^3
m_a	Khối lượng của piston bộ tích năng	$10 \cdot 10^{-3}$	kg	V_{20}	Thể tích ban đầu của buồng thứ hai xilanh chính	$12,5 \cdot 10^{-6}$	m^3
b_1, b_2	Hệ số cản nhớt trong xilanh chính	100	N/m/s	V_b	Thể tích xilanh phanh bánh xe	$338,9 \cdot 10^{-6}$	m^3
b_a	Hệ số cản nhớt trong bộ tích năng	85	N/m/s	ν	Độ nhớt động học của dầu thủy lực	$100 \cdot 10^{-6}$	kg/ms
k_1	Độ cứng lò xo xilanh chính buồng thứ nhất	2222	N/m	n	Tỉ số nhiệt dung riêng của chất khí	1,4	
k_2	Độ cứng lò xo xilanh chính buồng thứ hai	4000	N/m	α	Hàm lượng khí tương đối ở áp suất khí quyển	0,37	
k_a	Độ cứng lò xo trong bộ tích năng	35	N/m	β_n	Mô đun khối của chất lỏng tinh khiết	$27 \cdot 10^8$	N/m ²
F_{f2}, F_{fa}	Lực ma sát trong xilanh chính và bộ tích năng	14	N	c_{qmax}	Giá trị lớn nhất của hệ số lưu lượng dòng chảy	0,7	
S	Tiết diện làm việc của xilanh chính	$4,91 \cdot 10^{-4}$	m^2	λ_{cr}	Hệ số lưu lượng dòng chảy tới hạn	100	
S_a	Tiết diện làm việc của bộ tích năng	$1,56 \cdot 10^{-4}$	m^2	P_{th}	Ngưỡng áp suất làm việc của bơm thủy lực	0,6	bar
A_{in}	Tiết diện làm việc của van tăng áp	$0,29 \cdot 10^{-6}$	m^2	P_{atm}	Áp suất khí quyển	1,0	bar
A_{out}	Tiết diện làm việc của van giảm áp	$0,59 \cdot 10^{-6}$	m^2	Q_{ss}	Lưu lượng bơm ở trạng thái ổn định	$4,3 \cdot 10^{-6}$	m^3/s



Động lực học của hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực được mô phỏng ở hai chế độ: 1) hệ thống ABS không làm việc, và 2) khi hệ thống ABS được kích hoạt. Ở các chế độ mô phỏng, tín hiệu đầu vào là hành trình dịch chuyển của piston xilanh chính và tín hiệu đầu ra là áp suất thủy lực ở các xilanh phanh bánh xe.

3.1. Trường hợp ABS không làm việc

Kết quả mô phỏng sự thay đổi áp suất dầu ở các xilanh phanh bánh xe theo hành trình dịch chuyển của piston xilanh chính ở các chế độ phanh khác nhau được thể hiện trên Hình 3.



Hình 3. Quan hệ giữa áp suất dầu xilanh phanh bánh xe và hành trình dịch chuyển của piston xilanh chính khi ABS không làm việc

Trường hợp thứ nhất, ở thời điểm 0,5 giây, người lái đạp phanh hết cỡ (Hình 3a), hành trình piston xilanh chính x_1 tăng từ 0 đến giá trị cực đại 2,5 cm trong khoảng 0,5 giây và giữ nguyên trạng thái này, áp suất dầu tại xilanh phanh bánh xe p_b tăng từ 0 lên 100 bar và không thay đổi.

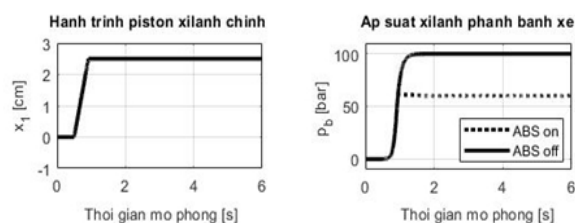
Trường hợp thứ hai, sau khi đạp phanh hết cỡ ở thời điểm 0,5 giây, đến thời điểm 3,0

giây thì người lái nhả hết phanh (Hình 3b), hành trình piston xilanh chính x_1 tăng đến giá trị cực đại 2,5 cm ở thời điểm 1,0 giây rồi giảm về 0 từ thời điểm 3,0 giây, áp suất dầu tại xilanh phanh bánh xe tăng lên 100 bar và ổn định trong khoảng thời gian 1,0 - 3,0 giây trước khi giảm về 0.

Trường hợp thứ ba, sau khi đạp phanh hết cỡ, tại thời điểm 2,0 giây người lái nhả phanh và giữ phanh ở một phần hai hành trình bàn đạp trước khi nhả phanh ở giây thứ 4, (Hình 3c), áp suất dầu tại xilanh phanh bánh xe tương ứng tăng lên 100 bar sau đó giảm xuống khoảng 5 bar và trở về 0.

3.2. Trường hợp ABS hoạt động

Để mô phỏng sự làm việc của hệ thống ABS, khi áp suất dầu tại các xilanh phanh bánh xe vượt quá giá trị 60 bar, hệ thống ABS sẽ kích hoạt sự phối hợp đóng mở của các van tăng áp và giảm áp để duy trì giá trị áp suất cho phép ở các xilanh phanh bánh xe. Kết quả mô phỏng cho trường hợp người lái đạp phanh hết hành trình được thể hiện trên Hình 4.



Hình 4. Quan hệ giữa áp suất dầu xilanh phanh bánh xe và hành trình dịch chuyển của piston xilanh chính khi ABS hoạt động

Khi hệ thống ABS không làm việc, áp suất dầu tại xilanh phanh bánh xe p_b đạt giá trị cực đại 100 bar. Khi hệ thống ABS hoạt động, áp suất được duy trì ổn định ở giá trị $p_b = 60$ bar.

4. KẾT LUẬN

Kết quả mô phỏng mô tả các quá trình phanh khác nhau đã cho thấy mô hình động lực học hệ thống phanh ABS dẫn động thủy lực được giới thiệu trong bài báo phù hợp với thực tế và đảm bảo độ tin cậy. Mô hình có thể được sử dụng kết hợp với các mô hình động lực học chuyển động của ô tô để nghiên cứu điều khiển hệ thống phanh ABS cũng như điều khiển các hệ thống an toàn chủ động khác sử dụng bộ chấp hành thủy lực của hệ thống phanh ABS trên ô tô. ❖

Ngày nhận bài: **09/7/2022**

Ngày phản biện: **22/7/2022**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Robert Bosch GmbH (2011); *Bosch Automotive Handbook*. Bentley Publisher, 8th edition.
- [2]. U. Kiencke and L. Nielsen (2010); *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer, 2nd edition.
- [3]. R. Rajamani; *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, New York, NY, USA, 2006.
- [4]. Khalid M. Algahtah, Abdulaziz S. Alaboodi (2019); *Anti-Lock Braking System Components Modelling*. International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering.
- [5]. Ivan Filipovic and Boran Pikula (2016); *A Detailed Model for Simulation of Hydrodynamic Processes in Hydraulic Braking System with ABS on Motor Vehicles*. Journal of Scientific Research & Reports 9(3): 1-12, 2016.
- [6]. Tota, Antonio et al. (2012); *Passenger Car Active Braking System: Model and Experimental Validation (Part I)*. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 11, No. 4, December 2012 - ISSN 0954-4062.
- [7]. Donald F. Elger et al. (2012); *Engineering Fluid Mechanics*, 10th Edition. Wiley - ISBN 10: 1118164296.

