

XÂY DỰNG THUẬT TOÁN XÁC ĐỊNH ĐẶC TÍNH BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH TRÊN Ô TÔ TẢI

BUILDING ALGORITHM TO DETERMINE THE CHARACTERISTICS OF THE LOAD SENSING PROPORTIONING VALVE ON TRUCKS

Nguyễn Văn Trà, Vũ Mạnh Dũng

Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Bộ điều hòa lực phanh được sử dụng khá phổ biến trên các ô tô vận tải do có ưu điểm nổi trội là kết cấu đơn giản, độ tin cậy làm việc cao, giá thành rẻ mà vẫn nâng cao được hiệu quả phanh. Trên cơ sở mô hình động lực học quá trình phanh kết hợp đồ thị sử dụng trọng lượng bám khi phanh, bài báo xây dựng thuật toán xác định đặc tính bộ điều hòa lực phanh trên ô tô tải. Kết quả nghiên cứu có thể được tham khảo hữu ích khi thiết kế, lắp đặt bộ điều hòa lực phanh trên ô tô tải.

Từ khóa: *Hệ thống phanh; Điều hòa lực phanh; Đặc tính bộ điều hòa lực phanh; Hiệu quả phanh.*

ABSTRACT

Load sensing proportioning valve is quite popularly used on trucks due to its outstanding advantages of simple structure, high working reliability, low cost and still improving braking efficiency. On the basis of the dynamic model of the braking process combined with the graph using the grip weight when braking, the article builds an algorithm to determine the characteristics of the load sensing proportioning valve on trucks. Research results can be useful references when designing and installing brake force regulators on trucks.

Keywords: *Brake system; Load sensing proportioning valve; Characteristic of the load sensing proportioning valve; Brake efficiency.*

1. TỔNG QUAN

Hệ thống phanh là một trong những hệ thống quan trọng trên ô tô, nó đảm bảo an toàn chủ động trong quá trình ô tô chuyển động trên đường. Theo số liệu thống kê của Ủy ban An toàn Giao thông Quốc gia năm 2022 [1] cho thấy, trong số các vụ tai nạn giao thông xảy ra mà nguyên nhân do lỗi kỹ thuật thì có $70 \div 80\%$ là do lỗi của hệ thống phanh, $15 \div 20\%$ là do lỗi của hệ thống lái còn lại là do lỗi của các hệ thống khác. Điều này cho thấy hệ thống phanh trên ô tô, đặc biệt là hệ thống phanh chính cần phải được đầu tư nghiên cứu một cách cẩn trọng và kỹ càng hơn.

Cùng với sự phát triển của khoa học và công nghệ, hệ thống phanh cũng được đầu tư nghiên cứu, cải tiến và hoàn thiện khá sớm nhằm nâng cao hiệu quả phanh. Cụ thể là từ hệ thống phanh một dòng, hai dòng đến nhiều dòng dẫn động; trong dẫn động điều khiển hệ thống phanh đã được bổ sung một số phần tử nhằm nâng cao hiệu quả phanh và độ tin cậy làm việc của hệ thống như bộ điều hòa lực phanh, bộ hỗ trợ lực phanh khẩn cấp, bộ phân phối lực phanh điện tử, bộ chống hãm cứng bánh xe... Trong số các phần tử được bổ sung vào dẫn động điều khiển hệ thống phanh chính kể trên thì bộ điều hòa lực phanh được sử dụng khá phổ biến trên các ô tô vận tải hạng trung hoặc trên các ô tô quân sự và là lựa chọn hợp lý hơn cả bởi các ô tô này thường chuyển động với vận tốc không quá cao, hơn nữa bộ điều hòa lực phanh có kết cấu đơn giản, giá thành rẻ và đảm bảo được hiệu quả phanh cần thiết. Sự khác biệt hoàn toàn giữa bộ điều hòa lực phanh với các bộ điều khiển điện tử ở trên chính là nó được điều khiển hoàn toàn bằng cơ khí, lợi dụng sự phân bố lại tải trọng tác dụng lên các cầu trong quá trình phanh ô tô. Cụ thể là khi phanh, tải trọng của ô tô có xu hướng dồn về cầu trước và giảm tải

ở cầu sau, dẫn đến cầu sau có khả năng trượt lết (mất khả năng bám) làm giảm đáng kể hiệu quả phanh. Chính vì thế, trên dẫn động phanh ra cầu sau được bố trí bộ điều hòa lực phanh và chỉ làm việc khi lực phanh cầu sau đạt tới giới hạn bám. Trong khuôn khổ bài báo tập trung phân tích cơ sở lý thuyết, xây dựng thuật toán xác định thời điểm làm việc của bộ điều hòa lực phanh và mô phỏng hiệu quả phanh trên máy tính để so sánh hiệu quả phanh giữa hệ thống phanh có và không có lắp thêm bộ điều hòa lực phanh. Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể tham khảo hữu ích khi nghiên cứu cải tiến hệ thống phanh chính nhằm nâng cao hiệu quả phanh ô tô.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH

2.1. Động lực học quá trình phanh

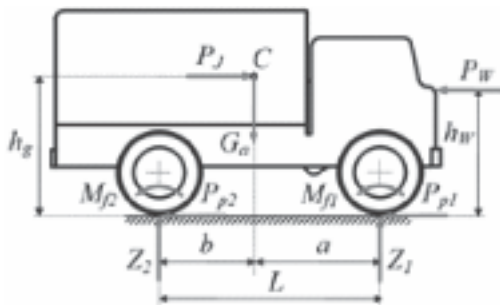
Khi nghiên cứu động lực học quá trình phanh ô tô cần thiết phải xây dựng mô hình dựa trên các giả thiết. Cụ thể là:

- Xét hình chiếu bên của ô tô hai cầu, không kéo moóc;
- Ô tô được phanh trong môi trường không có gió;
- Lực phanh sinh ra tại các bánh xe trên cùng một cầu là như nhau;
- Ô tô chuyển động trên đường không biến dạng, đồng nhất, bằng phẳng và nằm ngang;
- Tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường là tiếp xúc điểm, mọi sự dôi tâm áp lực được kể đến thông qua lực cản lăn.



Trên cơ sở các giả thiết đã nêu có thể xây dựng mô hình nghiên cứu động lực học quá trình phanh ô tô như hình 1.

Các ký hiệu trong mô hình: C là điểm tọa độ trọng tâm ô tô; a, b lần lượt là khoảng cách từ tọa độ trọng tâm đến tâm cầu trước, sau; L là chiều dài cơ sở; h_g là chiều cao trọng tâm ô tô; h_w là chiều cao điểm đặt lực cản không khí; G_a là trọng lượng ô tô; Z_1, Z_2 lần lượt là phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên các bánh xe cầu trước, sau; M_{f1}, M_{f2} lần lượt là mô-men cản lăn tác dụng lên các bánh xe cầu trước, sau; P_{p1}, P_{p2} lần lượt là lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra ở các bánh xe cầu trước, sau; P_j là lực quán tính của ô tô và P_w là lực cản không khí.



Hình 1. Mô hình động lực học quá trình phanh ô tô tải hai cầu.

Từ mô hình động lực học quá trình phanh (hình 1) viết được biểu thức cân bằng lực theo phương dọc là:

$$P_{p1} + P_{p2} + \frac{M_{f1}}{r_K} + \frac{M_{f2}}{r_K} + P_w - P_j = 0 \quad (1)$$

Trong đó: r_K là bán kính tính toán của bánh xe.

Khi phanh, mô-men cản lăn là rất nhỏ so với các mô-men phanh do cơ cấu phanh sinh ra. Mặt khác, lực cản không khí ở vận tốc thấp cũng được coi là không đáng kể. Do vậy, mô-

men cản lăn và lực cản không khí có thể bỏ qua [2, 3, 4, 5]. Biểu thức (1) được viết cho gọn lại như ở biểu thức (2).

$$P_{g1} + P_{g2} - P_j = 0 \quad (2)$$

2.2. Xây dựng đặc tính bộ điều hòa lực phanh

Như phân tích trong phần mở đầu chúng ta chỉ quan tâm tới lực phanh ở cầu sau P_{p2} . Lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra tỷ lệ thuận với lực hoặc hành trình làm việc của bàn đạp phanh. Nghĩa là:

$$P_{p2} = K \cdot S_{lv} \quad (3)$$

Trong đó: K là hệ số tỷ lệ; S_{lv} là hành trình làm việc của bàn đạp phanh.

Điều kiện thiết kế cơ cấu phanh là khi đạp phanh hết hành trình làm việc (S_{lvmax}), lúc này lực phanh của cơ cấu phanh sẽ đạt cực đại (P_{p2max}) và đảm bảo để giữ ô tô khi đủ tải an toàn trong trạng thái đứng yên [6, 7]. Nghĩa là:

$$P_{p2max} = Z_2 \quad (4)$$

Kết hợp các biểu thức (3) và (4) xác định được hệ số tỷ lệ K là:

$$K = \frac{Z_2}{S_{lvmax}} \quad (5)$$

Dựa vào biểu thức (5) có thể xây dựng được đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh cầu sau. Đây là một đường thẳng có điểm xuất phát tại gốc tọa độ (0,0), điểm cuối có tọa độ (S_{lvmax}, P_{p2max}).

Mặt khác, theo điều kiện bám trong quá trình phanh ô tô [4, 5] thì:

$$P_{p2max} = P_{p2} = Z_{2p.p} \quad (6)$$

Trong đó: $P_{p\phi 2\max}$ là lực phanh cực đại theo điều kiện bám ở cầu sau; $P_{\phi 2}$ là lực bám ở cầu sau; Z_{2p} là tải trọng phân bố lên cầu sau ở trạng thái ô tô trong quá trình phanh và ϕ là hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.

Xét mô hình ở hình 1, sau khi đã bỏ qua các mô-men cản lăn, lực cản không khí dễ dàng xác định được Z_{2p} theo điều kiện cân bằng mô-men và được biểu diễn bằng biểu thức (7).

$$Z_{2p} = \frac{1}{L}(G_a \cdot a - P_J \cdot h_g) \quad (7)$$

Lực quán tính của ô tô được xác định bằng biểu thức (8).

$$P_J = \delta' \cdot \frac{G_a}{g} \cdot J_p \quad (8)$$

Trong đó: δ' là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay, $\delta' = 1.015$.

g là gia tốc trọng trường, $g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

J_p là gia tốc phanh $[\text{m/s}^2]$.

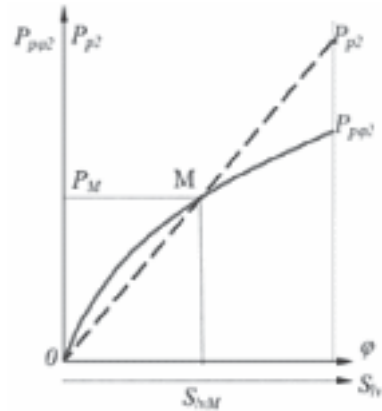
Gia tốc phanh đạt cực đại khi lực phanh đạt cực đại theo điều kiện bám, xác định bằng biểu thức (9).

$$J_{p\max} = \frac{g \cdot \phi}{\delta'} \quad (9)$$

Kết hợp các biểu thức (7), (8), (9) nhận được biểu thức xác định $P_{p\phi 2}$ như trong biểu thức (10).

$$P_{p\phi 2} = \frac{G_a \cdot a}{L} \left(1 - \frac{h_g \phi}{a} \right) \cdot \phi \quad (10)$$

Đường đặc tính $P_{p\phi 2}$ là đường cong bậc hai theo hệ số bám ϕ . Hình 2 thể hiện đặc tính làm việc của cơ cấu phanh và giới hạn lực phanh ở cầu sau.



Hình 2. Đặc tính làm việc của cơ cấu phanh và giới hạn lực phanh ở cầu sau.

Từ hình 2 cho thấy cầu sau đạt được hiệu quả phanh cao nhất (lý tưởng) chỉ duy nhất tại điểm M có tọa độ là (S_{ivM}, P_M) . Nghĩa là tại đó, lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra đúng bằng lực bám. Phụ thuộc vào tải trọng của ô tô mà điểm M sẽ thay đổi trượt trên đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh. Đồng thời, khi người lái đạp bàn đạp phanh với hành trình lớn hơn S_{ivM} thì cầu sau luôn xảy ra trượt lết vì lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra luôn lớn hơn lực bám. Khi các bánh xe ở cầu sau bị trượt lết, hệ số bám sẽ giảm mạnh từ hệ số bám giữa lốp xe với mặt đường thành hệ số ma sát giữa lốp (vật liệu cao su) với vật liệu đường. Để hạn chế sự trượt lết của các bánh xe cầu thì trên đường dẫn động phanh ra các bánh xe cầu sau bố trí bộ điều hòa lực phanh và bộ điều hòa lực phanh sẽ bắt đầu làm việc tại điểm M tương đương với hành trình bàn đạp phanh là S_{ivM} .

Do điểm M vừa nằm trên đường thẳng là đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh lại vừa nằm trên đường cong giới hạn của lực bám nên cần thiết phải thiết lập trục hoành là trục trung gian. Để thuận lợi ta chọn hệ số tỷ lệ cho hành trình làm việc của bàn đạp phanh là 1 và hệ số tỷ lệ cho hệ số bám sẽ là:



$$K_{\varphi} = \frac{\varphi_{\max}}{S_{lv\max}} \quad (11)$$

Kết hợp biểu thức (3), (10) với biến trung gian xác định được tọa độ điểm M theo biểu thức (12).

$$S_{lvM} = \frac{a(a.G_a.K_{\varphi} - K.L)}{L.h_g.K_{\varphi}^2} \quad (12)$$

$$P_M = K.S_{lvM}$$

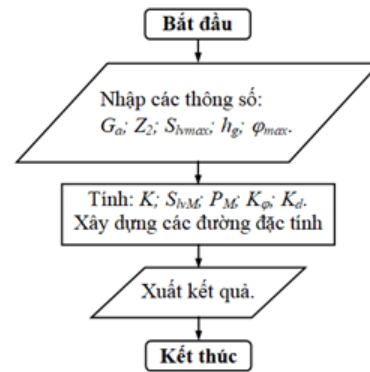
Việc thiết kế bộ điều hòa lực phanh đảm bảo sao cho lực phanh do các cơ cấu phanh cầu sau sinh ra tại vị trí hết hành trình làm việc $S_{lv\max}$ của bàn đạp phanh đúng bằng lực bám. Nghĩa là bộ điều hòa lực phanh có đường đặc tính làm việc là một đường thẳng có tọa độ điểm đầu (S_{lvM}, P_M) tọa độ điểm cuối là $(S_{lv\max}, P_{p\varphi 2})$ khi $\varphi = \varphi_{\max}$. Hệ số tỷ lệ K_d được xác định bằng biểu thức (13).

$$K_d = \frac{\frac{G_a \cdot a}{L} \left(1 - \frac{h_g \varphi_{\max}}{a} \right) \cdot \varphi_{\max} - P_M}{S_{lv\max} - S_{lvM}} \quad (13)$$

Tóm lại, đặc tính làm việc của cơ cấu phanh cầu sau khi có lắp bộ điều hòa lực phanh được biểu diễn bằng biểu thức (14).

$$P_{p2dh} = \begin{cases} K.S_{lv} & \text{ khi } S_{lv} \leq S_{lvM} \\ K_d.S_{lv} & \text{ khi } S_{lv} > S_{lvM} \end{cases} \quad (14)$$

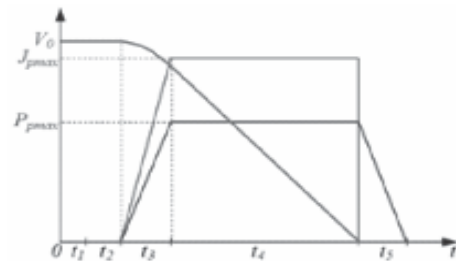
Trên cơ sở phân tích ở trên có thể khái quát lại bằng lưu đồ thuật toán xác định đặc tính bộ điều hòa lực phanh như hình 3.



Hình 3. Lưu đồ thuật toán xây dựng đặc tính bộ điều hòa lực phanh.

2.3. Hiệu quả phanh

Hiệu quả phanh được đánh giá thông qua các thông số [5]: thời gian phanh (t_p), gia tốc phanh (J_p), quãng đường phanh (S_p), lực phanh riêng (γ_p) và hành lang phanh (H_p). Trong khuôn khổ bài báo chỉ đánh giá thông qua ba thông số là gia tốc phanh, thời gian phanh và quãng đường phanh. Để đánh giá các thông số này, ta phân tích giản đồ phanh trên hình 4.



Hình 4. Giản đồ phanh lý thuyết.

Các ký hiệu trong hình 4: V_0 là vận tốc bắt đầu của quá trình phanh; $J_{p\max}$ là gia tốc phanh cực đại; $P_{p\max}$ là lực phanh cực đại; t_1 là thời gian phản xạ của người lái; t_2 là thời gian triệt tiêu tất cả các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh; t_3 là thời gian từ lúc cơ cấu phanh sinh lực đến khi đạt giá trị cực đại; t_4 là thời gian từ lúc lực phanh cực đại đến khi ô tô dừng hẳn và t_5 là thời gian nhả bàn đạp phanh.

- Thời gian phanh là tổng thời gian tính từ lúc người lái phát hiện chướng ngại vật, thực hiện quá trình phanh cho đến khi ô tô dừng hẳn.

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (15)$$

Các thời gian t_1, t_2, t_3 đều phụ thuộc vào người lái gồm khả năng phản xạ và tốc độ đạp bàn đạp phanh. Ngoài ra, thời gian t_2 còn phụ thuộc vào các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh, thời gian t_3 còn phụ thuộc vào môi chất trong dẫn động phanh (thủy lực hay khí nén). Trong thời gian t_3 , gia tốc phanh của ô tô sẽ tăng từ 0 đến khi đạt giá trị cực đại. Nhờ mối quan hệ vận tốc bắt đầu phanh, thời gian và gia tốc phanh có thể xác định được vận tốc chuyển động của ô tô cuối thời điểm t_3 . Từ đó, thời gian t_4 được xác định bằng biểu thức (16).

$$t_4 = \frac{2V_0 - J_{p\max} t_3}{2J_{p\max}} \quad (16)$$

- Gia tốc phanh là gia tốc trung bình trong suốt quá trình phanh. Lưu ý rằng: trong các khoảng thời gian t_1, t_2 , gia tốc phanh bằng 0. Trong thời gian t_4 , đối với hệ thống phanh

không có bộ điều hòa lực phanh do các bánh xe cầu sau bị trượt lết nên hệ số bám sẽ giảm xuống thành hệ số ma sát giữa lốp với vật liệu làm đường. Nghĩa là, gia tốc phanh cực đại trong biểu thức (9) hệ số bám sẽ được thay bằng hệ số ma sát giữa lốp và đường.

- Quãng đường phanh là tổng quãng các quãng đường trong suốt quá trình phanh từ vận tốc V_0 đến khi dừng hẳn. Sau khi xác định quãng đường đi được của ô tô trong các khoảng thời gian, biến đổi và rút gọn lại, ta nhận được biểu thức (17).

$$S_p = V_0(t_1 + t_2 + t_3) - \frac{J_{p\max} t_3^2}{6} + \frac{G_a}{2gP_{p\max}} \left(V_0 - \frac{J_{p\max} t_3}{2} \right)^2 \quad (17)$$

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Để kiểm chứng cho các vấn đề đã được nêu, bài báo sử dụng bộ số liệu ô tô vận tải quân sự hai cầu chủ động URAL – 43206 do Cộng hòa Liên bang Nga sản xuất hiện nay được nhập khẩu khá nhiều để tích hợp các loại vũ khí lên xe.

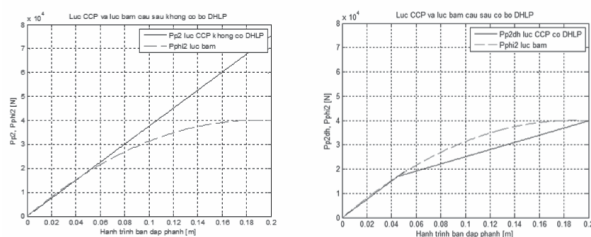
Bảng 1. Các thông số đầu vào [8].

TT	Tên thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Trọng lượng toàn bộ khi đầy tải.	G_a	N	121500
2	Trọng lượng phân bố cầu sau.	Z_2	N	75250
3	Chiều dài cơ sở của ô tô.	L	m	4,405
4	Khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu trước.	a	m	2,728
5	Chiều cao trọng tâm ô tô.	h_g	m	1,52
6	Hành trình làm việc của bàn đạp phanh.	S_{lv}	m	0,2
7	Hệ số bám của đường với lốp.	$\varphi_{\max}$	-	0,8
8	Hệ số ma sát của đường với lốp.	μ	-	0,6
9	Vận tốc bắt đầu phanh.	V_0	km/h	50
10	Thời gian phản xạ của người lái.	t_1	s	0,5
11	Thời gian triệt tiêu tất cả các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh.	t_2	s	0,8
12	Thời gian từ lúc cơ cấu phanh sinh lực đến khi đạt giá trị cực đại.	t_3	s	1,0



Sử dụng phần mềm Matlab với bộ số liệu trong bảng 1 cho kết quả đặc tính làm việc cơ cấu phanh cầu sau khi không có và có bộ điều hòa lực phanh được thể hiện trên hình 5.

Kết quả với đặc tính bộ điều hòa lực phanh là: Điểm M trên hình 2 có tọa độ $S_{lvM} = 0,045$ [m], $P_M = 16931$ [N], hệ số tỷ lệ lực phanh khi bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc $K = 376250$ [N/m] và khi bộ điều hòa lực phanh làm việc $K_d = 147780$ [N/m].



a) Không có bộ DHLP b) Có bộ DHLP
Hình 5. Đặc tính làm việc cơ cấu phanh cầu sau và lực bám ở cầu sau.

Kết quả tính toán các thông số đánh giá hiệu quả phanh ở vận tốc bắt đầu $V_0 = 50$ [Km/h]. Cụ thể là (chỉ số đầu ứng với không có bộ điều hòa lực phanh):

+ Thời gian phanh:

$t_p = 4,42/3,77$ [s], giảm 14,7%;

+ Gia tốc phanh:

$J_p = 5,30/7,06$ [m/s²], tăng 33,2%;

+ Quãng đường phanh:

$S_p = 37,38/31,72$ [m], giảm 15,1%.

Như vậy có thể nhận thấy, mặc dù có thể chưa thật sự đạt được như các hệ thống phanh có lắp bộ chống hãm cứng bánh xe, nhưng bộ điều hòa lực phanh với lợi thế là đơn giản, giá thành rẻ mà vẫn tăng đáng kể hiệu quả phanh, hoàn toàn có thể đáp ứng được đối với ô tô vận

tải chuyển động với vận tốc không quá cao, đặc biệt là ô tô quân sự.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày cơ sở lý thuyết, xây dựng được thuật toán xác định đặc tính làm việc của bộ điều hòa lực phanh và so sánh hiệu quả phanh giữa hệ thống phanh có và không có bộ điều hòa lực phanh.

Kết quả mô phỏng bằng phần mềm Matlab cho thấy với ô tô vận tải việc lắp thêm bộ điều hòa lực phanh là hoàn toàn hợp lý. Các cơ sở lý luận cũng như kết quả mô phỏng có thể tham khảo hữu ích khi cải tiến hệ thống phanh đối với ô tô vận tải thế hệ cũ. Trong khuôn khổ giới hạn của bài báo chưa đưa ra được quy trình lắp đặt, hiệu chỉnh và thử nghiệm kiểm chứng cụ thể trên ô tô thực. ❖

Ngày nhận bài: 01/3/2024

Ngày phản biện: 11/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. <https://www.antoangiaothong.gov.vn/>.
- [2]. J. Y. Wong, Ph.D., D.Sc. John Wiley & Sons. *Theory of ground vehicles (Third Edition)*, INC., 2001.
- [3]. Rajesh Rajamani. *Vehicle dynamics and control*, Springer Science & Business Media, 2011.
- [4]. Teorie vozidel. Automobily, Vlk, F., SNTL Praha, 1982.
- [5]. Nguyễn Phúc Hiểu, Vũ Đức Lập; *Lý thuyết ô tô quân sự*, NXB. Quân đội Nhân dân, 2002.
- [6]. Шасси автомобиля, Атлас конструкций. М., 1980.
- [7]. А. И. Гришкевич. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть, М.Н.: Выш. шк., 1987.
- [8]. Автомобиль УРАЛ-43206 и его модификации, Руководство по эксплуатации 43206-3902035 РЭ. УралАЗ, 2006.