



THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ XÂY DỰNG MÔ HÌNH HỆ THỐNG HẠN CHẾ TRƯỢT QUAY BÁNH XE DỰA TRÊN HỆ THỐNG PHANH KHÍ NÉN CÓ ABS

Lê Anh Vũ, Đồng Minh Tuấn,

Trường Đại học Sư phạm Kỹ Thuật Hưng Yên – Dân Tiến, Khoái Châu, Hưng Yên

Email: leanhvu.oto@gmail.com

Ngày tòa soạn nhận được bài báo: 12/10/2019

Ngày phản biện đánh giá và sửa chữa: 22/11/2019

Ngày bài báo được duyệt đăng: 24/11/2019

Tóm tắt:

Điều khiển hệ thống chống trượt quay bánh xe chủ động góp phần nâng cao khả năng chuyển động và phát huy lực kéo tại các bánh xe chủ động cho ô tô. Bài báo đề xuất cấu trúc hệ thống chống trượt quay bánh xe chủ động tích hợp trong hệ thống phanh khí nén có ABS và khảo sát đặc tính tăng tốc của xe tải 4x2 trên đường thẳng có hệ số bám một bên bánh xe thấp. Các kết quả khảo sát cho thấy biến thiên áp suất khí nén tại bầu phanh và mô men của bánh xe bị trượt quay phù hợp với quy luật vật lý cho thấy hệ thống đã đề xuất có thể sử dụng để điều khiển chống trượt quay bánh xe giúp cho xe tăng tính năng động lực học.

Từ khóa: Điều khiển trượt quay bánh xe, Điều khiển ABS/TCS, đặc tính tăng tốc.

1. Đặt vấn đề

Hiện tượng trượt quay một bên bánh xe là do ô tô đi trên đường có hệ số bám không đồng nhất, mô men hai bên bán trục bánh xe theo quy luật phân phối bởi vì sai cầu chủ động trong khi mô men truyền từ động cơ xuống bán trục bánh xe bị dư thừa so với thực tế bám của bánh xe với mặt đường. Như vậy, bánh xe bên đường có hệ số bám thấp có thể trượt quay hoàn toàn, ô tô không chuyển động được. Để điều khiển tự động chống trượt của bánh xe chủ động của ô tô có rất nhiều biện pháp khác nhau như tác động nguồn động lực của ô tô, sử dụng các loại vi sai tăng ma sát, tác động vào hệ thống phanh và cùng lúc tác động các hệ thống trên. Đối với phương pháp tác động qua hệ thống phanh đang được các hãng xe áp dụng [1].

Bài báo này trình bày nội dung nghiên cứu đề xuất cấu trúc hệ thống hạn chế trượt quay bánh xe chủ động trên cơ sở hệ thống phanh khí nén có ABS (Anti-lock Brake System), thực nghiệm cụm van điều tiết áp suất khí nén và mô phỏng điều khiển nhằm đánh giá khả năng ứng dụng của mô hình.

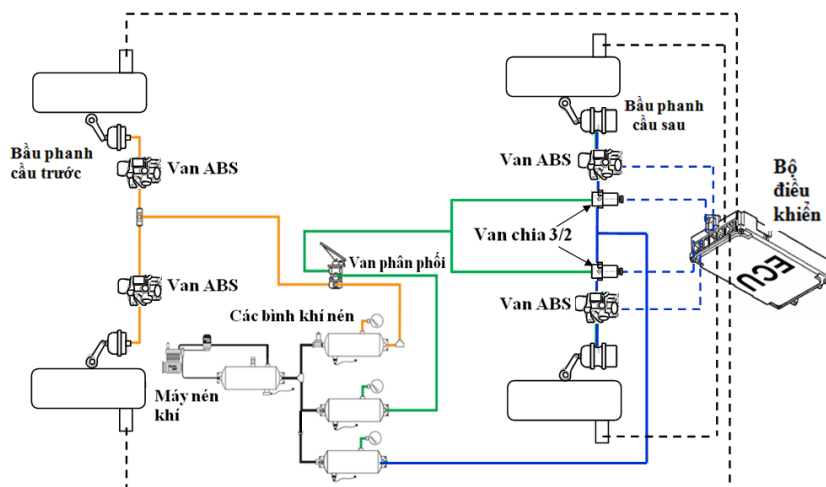
2. Cấu trúc hệ thống

Hệ thống chống trượt quay bánh xe chủ động được nghiên cứu đề xuất trên cơ sở hệ thống phanh khí nén có ABS gồm những thành phần cơ bản như trên hình 1[7], [8].

Để điều khiển hạn chế vận tốc góc bánh xe chủ động, hệ thống sử dụng bộ điều khiển nhận biết vận tốc góc các bánh xe rồi tính toán độ trượt tại mỗi bên bánh xe chủ động và cung cấp các biến điều khiển đến các van chấp hành (tác động điều khiển mô men phanh cục bộ bên bánh xe chủ động bị trượt quay) thực hiện các chu trình làm việc tương ứng độ trượt hiện thời.

ECU sẽ nhận các tín hiệu về vận tốc góc bánh xe cầu trước và sau, tính toán độ lệch vận tốc góc của các bánh xe từ đó đưa ra các tín hiệu điều khiển riêng rẽ đến các cơ cấu chấp hành (van chia 3/2, van ABS, bầu phanh) bên các bánh xe chủ động, tác động điều khiển mô men phanh cục bộ bên bánh xe chủ động bị trượt quay để duy trì khả năng bám tốt nhất giữa bánh xe chủ động với mặt đường[1], [2].

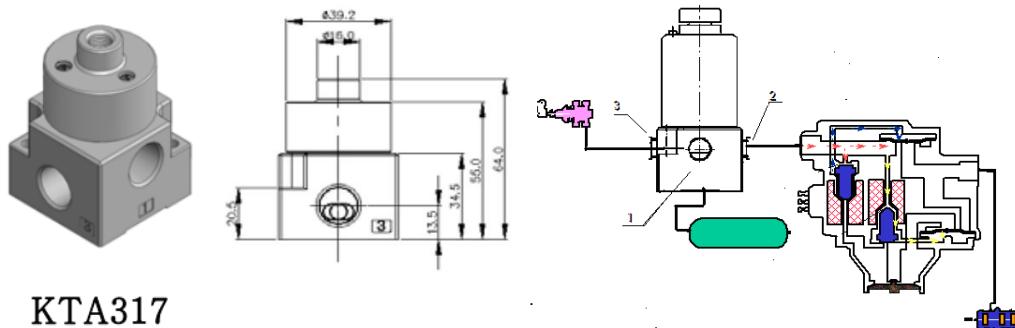
Để kiểm chứng hệ thống đã xây dựng, cần nghiên cứu mô hình mô phỏng với ô tô cụ thể cũng như mô phỏng, thực nghiệm hoạt động của các cụm chi tiết trong hệ thống.



Hình 1. Sơ đồ cấu trúc hệ thống chống trượt quay bánh xe bằng phanh khí nén

3. Mô hình mô phỏng hệ thống

Mô hình mô phỏng dẫn động khí nén qua van hạn chế trượt



Hình 2. Kết cấu van hạn chế trượt (chia 3/2 loại KTA317 và van ABS)

Mô hình mô phỏng van ABS đã được nghiên cứu xây dựng và công bố [3], [6] và được thể hiện bằng phương trình xác định lưu lượng khí nén từ bình chứa khí nén đến bầu phanh ở trạng thái tăng áp (Q_{in}) và lưu lượng khí nén từ bầu phanh xả ra môi trường ở trạng thái giảm áp (Q_{out}) sau đây:

$$Q_{in} = K_g \cdot C_v \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{cha})(p_{cha} + p_a)}{G \cdot T_u}} \cdot Ctr_sup \quad (1)$$

$$Q_{out} = K_g \cdot C_v \cdot \sqrt{\frac{(p_{cha} - p_a)(p_a + p_a)}{G \cdot T_u}} \cdot Ctr_exh \quad (2)$$

Trong đó: p_{cha} , p_a , p - lần lượt là áp suất khí nén trong bầu phanh, áp suất khí trời và áp suất khí nén ở cửa vào van ABS [N/m^2]; Ctr_sup , Ctr_exh - lần lượt là biến điều khiển dòng khí nén vào và xả khí nén khỏi bầu phanh; C_v - hệ số lưu lượng; K_g - hệ số chuyển đổi (theo hệ SI, $K_g =$

114,5); G - trọng lượng riêng trung bình của chất khí (với không khí, $G=1$); T_u - nhiệt độ của khí nén.

Khi ECU tạo tín hiệu điều khiển “ $Ctr_sup=1$ ” và “ $Ctr_exh=0$ ” thì xuất hiện Q_{in} , hệ thống ở trạng thái tăng áp suất trong bầu phanh.

Khi ECU tạo tín hiệu điều khiển “ $Ctr_sup=0$ ” và “ $Ctr_exh=0$ ” hệ thống ở trạng thái giữ áp suất trong bầu phanh.

Khi ECU tạo tín hiệu điều khiển “ $Ctr_sup=0$ ” và “ $Ctr_exh=1$ ” thì xuất hiện Q_{out} , hệ thống ở trạng thái giảm áp suất trong bầu phanh (bầu phanh xả khí ra môi trường).

Mô hình mô phỏng bầu phanh

Mô hình mô phỏng van bầu phanh đã được nghiên cứu xây dựng và công bố [3] và được thể hiện bằng phương trình xác định áp suất khí nén

trong bầu phanh theo công thức:

$$\frac{dp_{cha}}{dt} = \frac{k.R.T}{g(y.F + V_0)} (Q_{in} - Q_{out}) \quad (3)$$

Trong đó: F -Diện tích màng piston trong bầu phanh [m^2]; y - Dịch chuyển của màng bầu phanh và cần đẩy [m]; V_0 : Thể tích ban đầu của bầu phanh [m^3]; k – nhiệt trị riêng (với không khí, $k=1,4$); R - hằng số chất khí [$Jmol^{-1}K^{-1}$]; T – nhiệt độ của chất khí [K].

Mô hình mô phỏng tính toán mô men phanh bánh xe

Theo [9], [4] xác định được mô men cơ cấu phanh M_{ccp} [$N.m$]:

$$M_{ccp} = \left(\frac{h_t}{a - \mu.r_t} F_{Pt} + \frac{h_s}{a + \mu.r_t} F_{Ps} \right) \mu.r_t \quad (4)$$

Trong đó: F_N , μF_N , F_p , F_x , F_z , F_{ccp} – lần lượt là lực pháp tuyến và tiếp tuyến của tang trống tác dụng lên guốc phanh, lực tác dụng của cam quay, lực tác dụng của gốc tựa guốc tác dụng lên guốc phanh, lực cần đẩy trong bầu phanh [N]; a , h , r_t – lần lượt là khoảng cách từ tâm chốt cố định đến tâm trục bánh xe, khoảng cách từ tâm chốt cố

định đến tâm cam quay, khoảng cách từ tâm chốt cố định đến vết tiếp xúc của trống phanh và má phanh, μ – hệ số ma sát; c – cánh tay đòn lực F_{ccp} đến tâm cam dẫn động cơ cấu phanh (m); η_T – hiệu suất truyền động cam ($\eta_T = 0,93$);

F_{Pt}, F_{Ps} – lần lượt là lực tác động từ tâm cam quay với guốc phanh trước và sau được xác định:

$$F_{Pt} + F_{Ps} = F_{ccp}.c.\eta_T/d = F.p_{cha}.c.\eta_T \quad (5)$$

Như vậy, công thức (4) có thể xác định mô men phanh theo lực tác dụng trong cơ cấu phanh tức là theo áp suất trong bầu phanh.

Thí nghiệm kiểm tra sự làm việc của cụm van chấp hành.

Tiến hành thí nghiệm cụm van điều tiết áp suất xem sự phù với mô hình và thời gian chậm tác dụng của hệ thống. Để theo dõi áp suất khí nén, tiến hành lắp một cảm biến (lựa chọn cảm biến áp suất khí nén loại M5156-10286X-020BG đã được sản xuất công nghiệp) tại đầu ra của bình chứa để kiểm tra áp suất cung cấp cho hệ thống, một cảm biến tại vị trí bầu phanh bánh xe để theo dõi biến thiên áp suất phanh ở các trường hợp điều khiển.

Mục đích	Nội dung thí nghiệm	Nhận xét
Đánh giá ảnh hưởng của van chấp hành đến độ trễ hệ thống.	Thí nghiệm xác định thời gian tăng áp suất tại bầu phanh khi có và không có van chấp hành.	Thời gian tăng áp suất tại bầu phanh.

➤ Trường hợp: thí nghiệm với ô tô nguyên bản

Từ kết quả đo có thể thấy thời gian tăng áp suất trong bầu phanh từ 0 Pa đến 75% giá trị áp suất ổn định (0,46.106Pa) là 0,28s, áp suất khi nén ổn định giá trị khi giữ nguyên bàn đạp chân phanh.

➤ Trường hợp: thí nghiệm với ô tô đã lắp cụm van và kích hoạt

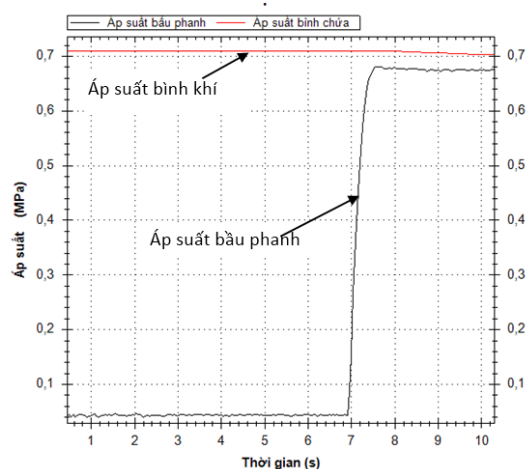
Từ kết quả đo có thể thấy thời gian tăng áp suất trong bầu phanh từ 0 Pa đến 75% giá trị áp suất ổn định (0,47.106Pa) là 0,29s, áp suất khi nén ổn định giá trị khi giữ nguyên bàn đạp chân phanh.

Qua các thí nghiệm cho thấy các cụm van lắp ráp lên ô tô hoạt động ổn định với độ trễ về thời

gian tăng áp suất tương đối nhỏ là 0,01s. Việc lắp bổ sung van 3/2 không làm ảnh hưởng đáng kể đến khả năng làm việc và thời gian chậm tác dụng của hệ thống. Trên cơ sở chế tạo và lắp ráp xong các cảm biến, cụm van chấp hành, bình khí, tiếp theo tiến hành mô phỏng bộ điều khiển ECU cho hệ thống trước khi chế tạo.

4. Kết quả mô phỏng

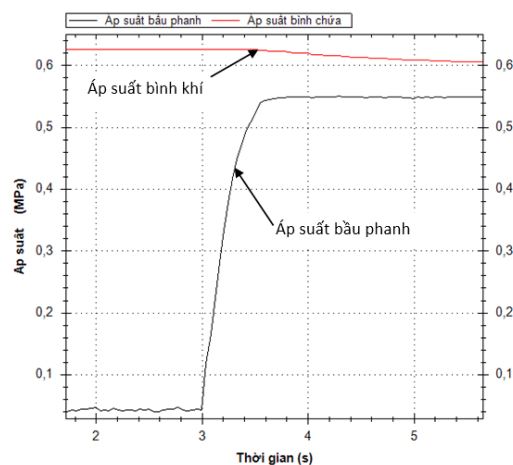
Để đánh giá sơ bộ hoạt động của hệ thống đã đề xuất, bài báo tiến hành mô phỏng hệ thống, khảo sát áp suất khí nén trong bầu phanh và mô men phanh bánh xe bị trượt quay theo các tín hiệu điều khiển van chia 3/2, van ABS với thông số đầu vào như trong bảng 1.



Hình 3. Biến thiên áp suất bầu phanh với ô tô nguyên bản

Mô phỏng quá trình tác động phanh đối với bánh xe bị trượt quay với giả thiết áp suất khí nén trong bình chứa là không đổi và bằng 0,7 Mpa, giữ nguyên bàn đạp chân ga ở mức 100% và không thay đổi trong suốt quá trình tác động phanh.

Kết quả mô phỏng ở các trường hợp ô tô chuyển động trên đường có hệ số bám hai bên



Hình 4. Biến thiên áp suất bầu phanh khi lắp van chấp hành và kích hoạt

bánh xe khác nhau, bánh xe chủ động bên phải có hệ số bám bằng 0,8, bánh xe chủ động bên trái có hệ số bám bằng 0,15 được thể hiện trên hình 5.

Từ kết quả mô phỏng có thể thấy bằng cách phối hợp các tín hiệu điều khiển cụm van điều tiết áp suất có thể thay đổi áp suất (do đó thay đổi mô men phanh) tùy theo trạng thái bám – trượt của bánh xe với mặt đường.

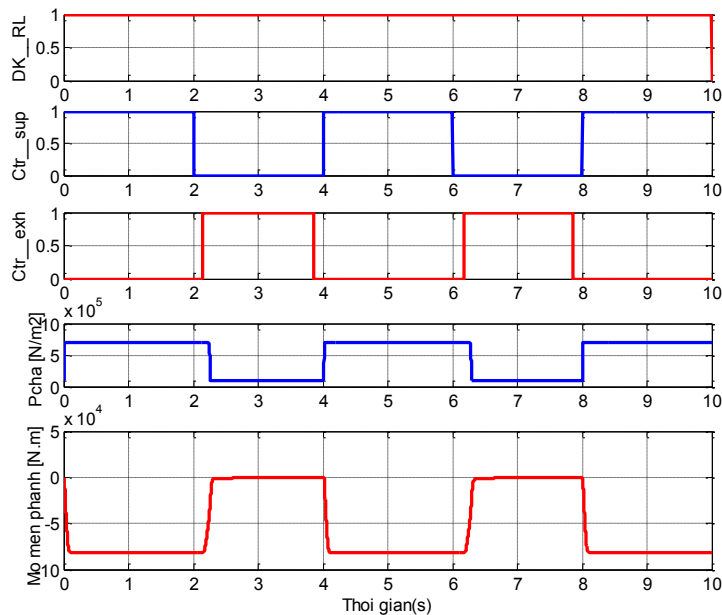
Bảng 1. Thông số mô phỏng

STT	Các thông số	Giá trị
1.	Trọng lượng bản thân (m_0)	45100 N
2.	Trọng lượng toàn bộ (m)	76850 N
3.	Mô men lớn nhất của động cơ (M_c - diezen)	320 Nm
4.	Thông số lớp (B-d)	8,25-20
5.	Tỷ số truyền tay số 1 (i_{h1})	7,31
6.	Tỷ số truyền truyền lực chính của vi sai (i_0)	6,57
7.	Hệ số bám của bánh xe với mặt đường (φ_i)	$\varphi_{rl}=0,15$; $\varphi_{rr}=0,8$

Các tín hiệu điều khiển của ECU tới van điều tiết áp suất tương ứng với các trạng thái điều khiển tăng, giữ và giảm áp suất khí nén trong bầu phanh bánh xe.

Sự biến thiên của mô men phanh bánh xe tương ứng với biến thiên áp suất khí nén trong bầu phanh và tín hiệu đóng mở các van 3/2, ABS

trong van điều tiết áp suất. Áp suất khí nén trong bầu phanh tăng nhanh đến giá trị cực đại ở 0,18 giây, mô men phanh đạt giá trị cực đại ở 0,86 giây do ban đầu phải khắc phục khe hở má phanh, và độ trễ khi lắp thêm van chia 3/2, sau đó tăng giảm theo áp suất khí nén trong bầu phanh.



Hình 5. Các biến điều khiển van 3/2 và van ABS, áp suất bầu phanh, mô men phanh bánh xe ở bên bánh xe bị trượt quay

5. Kết luận

Bài báo đã bổ sung đề xuất cấu trúc hệ thống chống trượt quay bánh xe chủ động trên cơ sở hệ thống phanh khí nén có ABS trong chuyển động thẳng của ô tô tải 4x2 trên đường có hệ số bám một bên bánh xe thấp (0,15), một bên bánh xe có độ bám tốt (0,8).

Kết quả mô phỏng hệ thống phù hợp với điều kiện thực tế và quy luật biến thiên áp suất bầu phanh, mômen phanh bánh xe. Mô hình mô phỏng đã mô tả được bản chất hoạt động của hệ thống phanh khí nén có điều khiển.

Với việc lựa chọn cấu trúc hệ thống và bổ

sung thí nghiệm đo biến thiên áp suất bầu phanh bánh xe cho kết quả có thể tin cậy được và có thể sử dụng để nghiên cứu hoàn thiện bộ điều khiển cho ECU hạn chế trượt quay bánh xe chủ động. Nghiên cứu tiếp theo là hoàn thiện thuật toán và ngưỡng điều khiển cho ECU này có thể tích hợp với hệ thống sẵn có trên xe để điều khiển giúp cho ô tô tải 4x2 tăng tính năng động lực học ở nhiều loại đường khác nhau.

Lời cảm ơn

Nội dung nghiên cứu của bài báo được thực hiện với sự hỗ trợ của đề tài có mã số UTEHY.L.2019.12.

EXPERIMENTAL EVALUATION OF TRACTION CONTROL SYSTEM BASED ON ABS PNEUMATIC BRAKING SYSTEM

Abstract:

Traction control system enhances safety and mobility of vehicle. The paper proposes an anti-slip regulator by braking active wheels integrated in ABS pneumatic braking system and investigates the acceleration characteristics of a 4x2 truck on roads with non-homogeneous adhesion coefficient. The simulation results show that the air pressure in the brake actuator and braking torque of the slipping wheels reflect true physical laws. This shows that the proposed system can be used as an anti-slip regulator for enhancing vehicle acceleration characteristics.

Keywords: Traction control system, ABS/TCS Control, Acceleration Characteristics