



XÁC ĐỊNH HỆ SỐ MÔ HÌNH LỚP PACEJKA CỦA XE HYUNDAI STAREX BẰNG THỰC NGHIỆM

Vũ Thành Trung^{1*}, Nguyễn Đình Tuấn², Nguyễn Hoàng Vũ³

Tóm tắt: Mô hình lớp Pacejka là mô hình lớp bán thực nghiệm với một lớp cụ thể, được sử dụng phổ biến trong việc nghiên cứu động lực học chuyển động của ô tô. Việc xác định các hệ số thực nghiệm của mô hình lớp Pacejka là khó khăn, phức tạp. Bài báo trình bày kết quả xác định các hệ số của mô hình lớp Pacejka phục vụ việc nghiên cứu động lực học chuyển động thẳng của xe Hyundai Starex.

Từ khóa: Hệ số thực nghiệm; mô hình lớp Pacejka; xe Hyundai Starex.

Determining experimental coefficients of Pacejka tire model for Hyundai starex vehicle

Abstract: The Pacejka tire model is a semi-empirical model with a specific tire, which is widely used in studying vehicle dynamics. It is difficult and complicated to determine the experimental coefficients of the Pacejka tire model. This work presents the results of determining the coefficients of the Pacejka tire model to serve studying longitudinal dynamics of the Hyundai Starex vehicle.

Keywords: Experimental coefficients; Pacejka tire model; Hyundai Starex vehicle.

Nhận ngày 10/5/2017; sửa xong 19/6/2017; chấp nhận đăng 23/6/2017
Received: May 10, 2017; revised: June 19, 2017; accepted: June 23, 2017

1. Đặt vấn đề

Ngày nay, khi yêu cầu hiện đại hóa các dòng xe ngày càng cao, các hệ thống cơ điện tử được ứng dụng ngày càng nhiều trên các dòng xe thế hệ mới, việc nghiên cứu động lực học (ĐLH) chuyển động thẳng càng phải gần thực tế quá trình chuyển động của xe. Cùng với sự phát triển của CNTT và kỹ thuật mô phỏng, nhiều phần mềm mô phỏng chuyên dụng (Matlab/Simulink/Simdriveline, CarSim, GT-Suite...) đã được sử dụng để tính toán ĐLH chuyển động thẳng của ô tô [1]. Mô hình mô phỏng ĐLH chuyển động thẳng của ô tô bao gồm các khối chính như: khối "Thân xe", khối "Động cơ - bánh xe chủ động", khối "Người lái" và khối "Lớp xe". Trong khi đó, khối "Lớp xe" mô tả lực tương tác giữa lớp xe và đường; việc mô tả chính xác mối quan hệ vật lý của sự tương tác này là rất khó khăn (vật liệu phi kim loại, biến dạng rất phức tạp dưới tác động của lực). Các nhà khoa học trên thế giới đã đưa ra nhiều mô hình xác định lực tương tác của lớp xe và mặt đường, ví dụ như: HSRI, Ammon, Burckhard, Dugoff, Pacejka, De-Wit, LuGre [2]. Các mô hình này là đều mô tả lực tương tác lớp - đường ở dạng toán học với các hệ số thực nghiệm (được dùng cho một loại lớp cụ thể). Mô hình lớp Pacejka đã được sử dụng trong các phần mềm mô phỏng chuyên dụng như Simdriveline trong Matlab/Simulink, [3] hay CarSim, [4] và nhiều nghiên cứu đã công bố [5-7]. Khi tính toán, có thể chọn các hệ số của mô hình trong khoảng khuyến cáo hoặc chấp nhận các hệ số ngẫu nhiên trong phần mềm. Tuy nhiên, nếu theo cách này có thể dẫn đến kết quả tính toán không sát với đối tượng nghiên cứu thực tế. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tiến hành xác định các hệ số của mô hình lớp Pacejka bằng thực nghiệm và tính toán lực kéo dọc của lớp xe Hyundai Starex CVX trong một số điều kiện vận hành.

2. Cơ sở xác định các hệ số của mô hình lớp Pacejka bằng thực nghiệm

Mô hình vật lý về tương tác lớp đường được thể hiện trên Hình 1, trong đó ω là vận tốc góc của bánh xe; r_0 là bán kính lăn của bánh xe, [m]; r là bán kính bánh xe khi có tải, [m]; r_f là bán kính bánh xe khi chưa có tải, [m]; V_x là vận tốc chuyển động của xe, [m/s]; V_{sx} là vận tốc trượt dọc của bánh xe, [m/s]; F_x là lực tương tác lớp - đường, [N]; S là điểm tiếp xúc; F_z là tải trọng thẳng đứng, [N]; M_y là mô men cản lăn, [N.m].

¹ThS, Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự.

²TS, Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự.

³PGS.TS, Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự.

*Tác giả chính. E-mail: vuthanhtrung286@gmail.com.

Đối với mô hình lốp Pacejka (khi không xét đến ảnh hưởng của góc đặt bánh xe), lực tương tác lốp - đường (F_x) khi xe tăng tốc được xác định theo công thức (1), [8-10]:

$$F_x = D \cdot \sin[C \arctan\{B \cdot \kappa - E(B \cdot \kappa - \arctan B \cdot \kappa)\}] \quad (1)$$

trong đó: κ là hệ số trượt dọc [%], được xác định theo công thức (2); D là hệ số giá trị đỉnh, ảnh hưởng đến điểm cực đại của đường đặc tính lực kéo dọc theo hệ số trượt dọc, $D = F_{\kappa_{max}}$; C là hệ số biên dạng, chọn $C = 1,65$ khi tính toán lực kéo dọc của lốp, [9]; B là hệ số độ cứng; E là hệ số độ cong. Các hệ số B và E lần lượt được xác định theo các công thức (3) và (4):

$$\kappa = \frac{\omega r_f - V_x}{\omega r_f} = \frac{V_{Sx}}{\omega r_f} \quad (2)$$

$$B = \frac{BCD}{CD} \quad (3)$$

$$E = \frac{B\kappa_m - \tan(\pi / 2C)}{B\kappa_m - \arctan(B\kappa_m)} \quad (4)$$

trong đó: $BCD = (\partial F_x / \partial \kappa)_{\kappa=0} = C_{F\kappa}$ là độ cứng trượt dọc của lốp, trong trường hợp độ trượt là nhỏ, mối quan hệ F_x và κ là tuyến tính, khi đó: $C_{F\kappa} = F_x / \kappa$; κ_m là hệ số trượt tại thời điểm lực kéo dọc đạt cực đại, [%]. Để đánh giá ảnh hưởng của tải trọng thẳng đứng F_z , các hệ số B , D , E được viết lại theo công thức (5), [9]:

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z; \quad B = \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C \cdot D \cdot e^{a_5 F_z}}; \quad (5)$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$$

Như vậy, các hệ số D , B , E được xác định từ thực nghiệm, từ đó ta xác định tiếp được các hệ số $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$ và a_8 . Kết quả xác định lực kéo dọc $F_x = f(F_z, \kappa)$ được đưa vào khối lốp xe trong mô hình mô phỏng ĐLH chuyển động thẳng của ô tô. Hình 2 mô tả ví dụ về hai đặc tính lực kéo dọc của lốp xe được tích hợp sẵn trong phần mềm CarSim.

3. Xác định các hệ số của mô hình lốp Pacejka bằng thực nghiệm

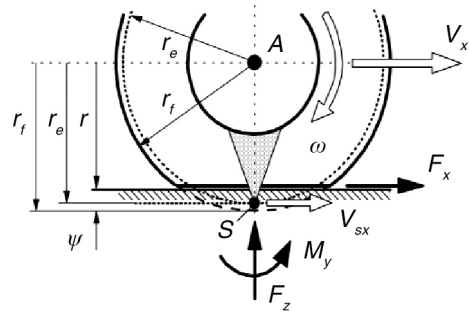
3.1 Đối tượng nghiên cứu

Xe Hyundai Starex (H1-Bus) model 2008 có thiết kế 05 chỗ ngồi và khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép là 600 kg; lắp động cơ diesel 2.5 TCI-A, thể tích công tác là 2497 cm³; hệ thống truyền lực kiểu cơ khí (5 số tiến, 1 số lùi), dẫn động cầu sau; trọng lượng toàn bộ xe là 2285 kg; chiều dài cơ sở là 3,2 m; tỷ số truyền tại các tay số tương ứng là: (số 1:4,393), (số 2:2,306), (số 3:1,356), (số 4:1), (số 5:0,763); sử dụng lốp có mã hiệu là 215/70 R16, [11].

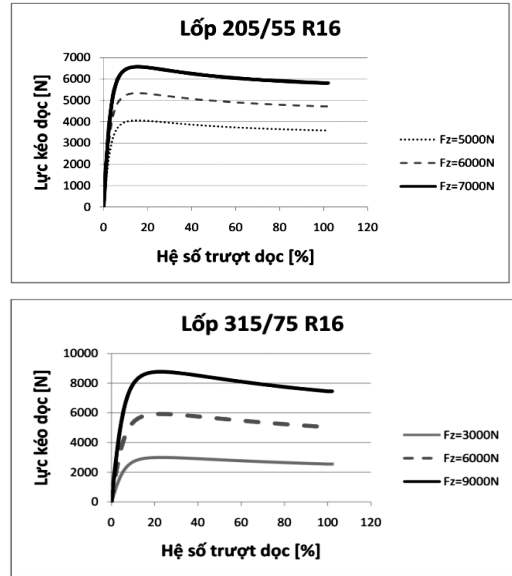
3.2 Phương pháp và trang thiết bị thử nghiệm

- Các trang thiết bị dùng để xác định bán kính lăn (r_e), tải trọng thẳng đứng của bánh xe (F_z) và độ dẫn dài của lốp (σ_κ) bao gồm: kích thủy lực, cân điện tử, dụng cụ đo độ dài, dụng cụ sơn màu và đánh dấu.

- Việc thực nghiệm xác định lực kéo lớn nhất ($F_{\kappa_{max}}$) và độ trượt của lốp khi xe đạt lực kéo lớn nhất (κ_m) được tiến hành trên bệ thử con lăn 48" [12] (tại Phòng thử ô tô hạng nhẹ của Trung tâm Quốc gia Thử nghiệm khí thải PTCGĐB/Cục Đăng kiểm Việt Nam) (Hình 3) kết hợp với thiết bị chẩn đoán theo chuẩn OBDII ELM - 327 [13].



Hình 1. Mô hình tương tác lốp đường, [8]



Hình 2. Ví dụ về đặc tính lực kéo dọc của lốp xe trong CarSim [4]



Hình 3. Xác định lực kéo lớn nhất và độ trượt của lốp xe Hyundai Starex CVX trên bộ thử con lăn tại Phòng thử ô tô hạng nhẹ

3.3 Quy trình thử nghiệm

a) Xác định bán kính lăn (r_e), tải trọng thẳng đứng của bánh xe (F_z) và độ dẫn dài của lốp tại F_z , (σ_k)

Chế độ thử nghiệm: đường bê tông asphalt, bằng phẳng; áp suất lốp ở mức 4,0 kg/cm²; tải trọng của cầu sau được đo ở 03 trạng thái: không tải (G0), tăng tải lần 1 (G0+200 kG) và tăng tải lần 2 (G0+400 kG). Quá trình thử theo các bước chính sau:

Bước 1: Khóa phanh tay, kích cầu sau sao cho bánh xe nhấc khỏi mặt đường với khoảng cách cao hơn chiều cao của bề mặt cân điện tử khoảng 1cm sau đó đặt cân vào vị trí đo; hạ kích.

Bước 2: Xác định giá trị trọng lượng của ô tô phân bố ra bánh xe cầu sau (F_z).

Bước 3: Kích cầu, dùng thiết bị sơn màu (mực màu đen) sơn toàn bộ bề mặt lốp sẽ tiếp xúc với bề mặt đường. Đặt bìa carton vào giữa vị trí lốp được sơn và bề mặt đường. Sau đó hạ kích sao cho lốp xe tiếp xúc nhẹ nhàng với tấm bìa.

Bước 4: Kích cầu, đo chiều dài lớn nhất của vết tiếp xúc được in trên tấm bìa (dạng hình chữ nhật, Hình 3). Đây chính là độ dẫn dài của lốp (σ_k).

Bước 5: Hạ kích sao cho bề mặt lốp xúc nhẹ nhàng với bề mặt đường; đánh dấu (cả lốp và đường) tại điểm nằm ở vị trí chính giữa vết tiếp xúc lốp - đường, nhả phanh tay; tay lái để vị trí đi thẳng.

Bước 6: Đẩy xe đi thẳng tới khi nào điểm đánh dấu quay được một vòng và trùng với trung điểm của vết tiếp xúc mới. Sau đó, đánh dấu điểm tiếp xúc mới và đo khoảng cách hai điểm đánh dấu (chu vi vòng lăn của bánh xe). Xác định bán kính lăn (r_e).

	Lốp trái Fz=5000N G0=1000KG		Lốp trái Fz=6000N G=G0+200KG		Lốp trái Fz=7000N G=G0+400KG
	Lốp phải Fz=5000N G0=1000KG		Lốp phải Fz=6000N G=G0+200KG		Lốp phải Fz=7000N G=G0+400KG

Hình 4. Vết tiếp xúc lốp-đường ứng với các tải trọng khác nhau của cầu sau

b) Xác định lực kéo lớn nhất F_{kmax} và độ trượt của lốp κ của xe Hyundai Starex

Trên bộ thử con lăn, tại số truyền 1, người lái tăng ga từ 0 đến 100% hành trình chân ga trong thời gian 3÷5 s; sau đó giữ ga ở vị trí 100% trong thời gian 2÷3 s. Từ các dữ liệu đo của bộ thử (lực kéo dọc, vận tốc của ru lô và vận tốc góc của bánh xe) sẽ xác định được F_{kmax} và độ trượt dọc của lốp xe κ_m .

3.4 Kết quả thử nghiệm

Các thông số được xác định từ quá trình thử nghiệm trên được thể hiện trong Bảng 1.

Căn cứ vào kết quả ở Bảng 2 và các biểu thức từ (2) đến (5), ta xác định được các hệ số B, D, E ở các chế độ tải trọng khác nhau, tiếp theo, xác định được các hệ số $a_1 = 0$; $a_2 = 0,96$; $a_3 = 0$; $a_4 = 0,2$; $a_5 = 0$; $a_6 = 0$; $a_7 = 0$; $a_8 = 0,82$.

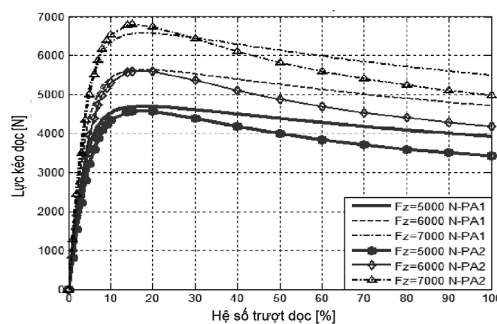
Kết quả tính toán đặc tính lực kéo dọc của lốp 215/70 R16 tương ứng với các điều kiện tải trọng khác nhau theo phương trình (1), với các hệ số thực nghiệm đã xác định (PA1) và từ khối "Lốp xe" ngầm định trong Matlab/Simulink/Simdriveline (PA2) với các thông số nhập ở Bảng 2, được biểu diễn như trên Hình 5. Ta thấy:

Bảng 1. Kết quả xác định các thông số dùng cho mô hình lốp 215/70 R16

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị		
			(G0)	(G0+200 kG)	(G0+400 kG)
1.	Tải trọng thẳng đứng (F_z)	N	5000	6000	7000
2.	Bán kính lăn tại F_z , (r_e)	M	0,3424	0,3408	0,3392
3.	Lực kéo dọc lớn nhất tại F_z , (F_{kmax})	N	4454	5450	6600
4.	Độ trượt tại F_{kmax} , (κ)	%	15	15	14
5.	Độ dẫn dài của lốp tại F_z , (σ_k)	M	0,175	0,180	0,205

- Đặc tính lực kéo dọc của lốp 215/70 R16 tính toán theo PA1 có hình dạng phù hợp với PA2; Tuy nhiên, độ cong và giá trị ngưỡng của đường đặc tính là khác nhau;

- Trong khoảng hệ số trượt là nhỏ (từ 0 ÷ 15%), sự chênh lệch về giá trị lực kéo dọc lớn nhất giữa PA1 và PA2 là nhỏ (2,3% (G0), 0,35% (G0+200), 3,48% (G0+400)); Tuy nhiên, trong khoảng hệ số trượt lớn (từ 15% ÷ 100%), sự chênh lệch về giá trị lực kéo dọc (khi trượt hoàn toàn, hệ số trượt bằng 100%) là lớn (12,9% (G0), 11,3% (G0+200), 9,2% (G0+400)). Nguyên nhân do khối lốp xe có sẵn trong Simdriveline được xây dựng từ đặc tính lực kéo dọc của một lốp xe cụ thể dưới dạng bảng tra mà không có dữ liệu của tất cả các loại lốp [3].



Hình 5. Kết quả tính toán lực kéo dọc của lốp 215/70 R16 từ các hệ số thực nghiệm và từ khối “Lốp xe” có sẵn trong Simdriveline

4. Kết luận

Bài báo trình bày quy trình thử nghiệm và kết quả xác định một số thông số của lốp xe 215/70 R16, bao gồm: tải trọng thẳng đứng (F_z), bán kính lăn (r_e), lực kéo dọc lớn nhất (F_{kmax}), hệ số trượt (κ_m) và độ giãn dài của lốp (σ_k). Kết quả thực nghiệm được dùng để xây dựng mô hình lốp Pacejka, dùng trong mô hình mô phỏng ĐLH chuyển động thẳng của xe Hyundai Starex [1].

Tài liệu tham khảo

1. Vũ Thành Trung, Vũ Đức Mạnh, Nguyễn Đình Tuấn, Nguyễn Hoàng Vũ (9/2016); “Nghiên cứu xây dựng mô hình và đánh giá đặc tính tăng tốc của xe Hyundai Starex bằng phần mềm mô phỏng GT-Suite”, *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, (số đặc biệt):287-291.
2. Reza N.J. (2009), *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer, USA.
3. Matlab & Simulink (2013), *SimdrivelineTM user's guide*, The Mathworks, Inc, USA.
4. Carsim (2010), *Tire Models*, Mechanical Simulation Corporation, USA.
5. Mingyuan B., Long C., Yugong L., Keqiang L. (2014), “A Dynamic Model for Tire/Road Friction Estimation under Combined Longitudinal/Lateral Slip Situation”, *SAE Technical Paper*, (2014-01-0123):1-6.
6. Lidner L. (1992), “Experience with the Magic Formula Tyre Model”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 21(S1):30-46.
7. Aparow, Vimal Rau; Ahmad, Fauzi; Hudha, Khisbullah; Jamaluddin, Hishamuddin (2013), “Modelling and PID control of antilock braking system with wheel slip reduction to improve braking performance”, *International Journal of Vehicle Safety*, 6(3):265-296.
8. Pacejka H.B. (2006), *Tire and Vehicle Dynamics*, Elsevier, USA.
9. Bakker E., Nyborg L., Pacejka H.B. (1987), “Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies”, *SAE Technical Paper*, (870421):190-204.
10. Pacejka H.B, Besselink I.J.M. (1987), “Magic Formula Tyre Model with Transient Properties”, *Vehicle System Dynamics*, (27): 234-249.
11. Hyundai (2008), *Technical Specifications for H1 - Bus*, Hyundai Motor Company, <https://www.hyundai.com>.
12. AVL Zöllner GMBH (2001), *Chassis Dynamometer System for Exhaust Emission Analysis*, AVL, <https://www.avl.com>.
13. Oustil OBD Facile (2012), *Technical Specifications for ELM 327*, ELM Electronics, <http://www.outilsobdfacile.com/>.