

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC Ô TÔ KẾT HỢP BÁNH XE TƯƠNG TÁC MẶT ĐƯỜNG

STUDY ON THE ELECTRIC VEHICLES DYNAMICS MODEL COMBINING THE WHEEL INTERACTIVE ROAD SURFACE

Hà Huy Giáp^{1*}

TÓM TẮT

Mô hình động lực học ô tô kết hợp mô hình tương tác giữa lốp xe và mặt đường có ý nghĩa quan trọng trong việc nghiên cứu các hệ thống điều khiển chuyển động trên ô tô như hệ thống chống bó cứng khi phanh, hệ thống cân bằng xe, hệ thống điều khiển lực kéo tạo cảm giác lái an toàn. Mô hình lốp xe tương tác mặt đường Pacejka là mô hình phi tuyến mô tả rất tốt đặc tính bám của lốp với mặt đường. Tuy nhiên trong quá trình chuyển động bản thân lốp xe luôn có hiện tượng trượt, biến dạng lốp và thay đổi phụ thuộc vào điều kiện mặt đường, trọng lượng xe. Bài báo tập trung xây dựng mô hình động lực học thân xe và mô hình lốp xe tương tác mặt đường tương ứng với những thay đổi hệ số trượt và hệ số biến dạng khác nhau của lốp xe phát triển dựa trên mô hình Pacejka.

Từ khóa: Động lực học thân xe, mô hình lốp xe tương tác mặt đường, mô hình Pacejka.

ABSTRACT

Automobile dynamics model incorporating the interaction model between the tire and the pavement is important in the study of vehicle motion control systems such as anti-lock braking systems, By vehicle, traction control system makes driving sense feel safe. The Pacejka interactive pavement tire model is a nonlinear model that best describes the tire's adhesiveness to the road surface. However, during the movement of the tire itself there is a slip, tire deformation and change depending on the road condition, vehicle weight. The paper focuses on modeling the body dynamics and the interactive tire model in correspondence to the sliding coefficients and different deformation coefficients of tires developed based on the Pacejka model.

Keywords: Modeling the body dynamics, interactive tire model, Pacejka model.

¹Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: hhgiap@uneti.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/12/2017

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/01/2018

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2018

KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
m	kg	Khối lượng xe
β	rad	Góc nghiêng mặt đường

A	m ²	Diện tích cản gió
h	m	Chiều cao từ trọng tâm xe đến mặt đường
a, b	m	Khoảng cách đến trục trước và sau xe
V _x	m/s	Vận tốc dài xe
F _{xfr} , F _{xr}	N	Lực dọc trục lên bánh trước và bánh sau xe
F _{zfr} , F _{zr}	N	Phản lực lên bánh trước và bánh sau xe
C _d	Ns ² /kg.m	Hệ số cản gió
ρ	Kg/m ³	Mật độ không khí
F _d	N	Lực cản gió
r _e	m	Bán kính bánh xe
Ω	rad/s	Vận tốc góc bánh xe
Ω'	rad/s	Vận tốc góc tại điểm tiếp xúc bánh xe-mặt đường
V _{sx}	m/s	Độ trượt tốc độ
V' _{sx}	m/s	Độ trượt tốc độ tại điểm tiếp xúc
K	%	Hệ số trượt
K'	%	Hệ số trượt khi có biến dạng lốp

CHỮ VIẾT TẮT

CG	Center of gravity	Trọng tâm
----	-------------------	-----------

1. MỞ ĐẦU

Tiếp theo sự phát triển ô tô hybrid, ô tô điện đang được nhiều hãng ô tô nghiên cứu phát triển nhằm khắc phục các yếu điểm của nhiên liệu hóa thạch về ô nhiễm môi trường và tình hình cạn kiệt nguồn nhiên liệu. So với ô tô sử dụng động cơ đốt trong, ô tô điện có một số lợi thế đáng kể về công nghệ như sau:

- Có thể điều khiển động cơ điện để sinh momen theo cả hai hướng tăng tốc và giảm tốc một cách nhanh chóng và chính xác.

- Dễ dàng đo và xác định momen của động cơ.

- Tiết kiệm năng lượng khi vận hành.

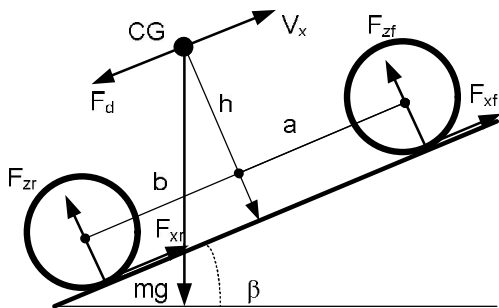
Để nghiên cứu ô tô điện đòi hỏi phải xây dựng được mô hình động lực học ô tô đặc biệt với những nghiên cứu về tính an toàn, khả năng vận hành êm ái, cảm giác lái thoải mái hoặc quá trình phanh của xe thì cần phải xây dựng

được mô hình lốp xe tương tác với mặt đường một cách chính xác từ đó mới đánh giá được các phương pháp điều khiển ứng dụng cho xe.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC Ô TÔ

2.1. Mô hình động lực học thân xe

Trục xe nằm trong một mặt phẳng song song với mặt đường. Hướng x dọc theo trục xe và song song với mặt đường, hướng z vuông góc với mặt đường. Giả thiết xe đang di chuyển trên đường dốc nghiêng β .



Hình 1. Mô hình thân xe trên mặt phẳng nghiêng

Chuyển động của xe phụ thuộc vào tất cả các lực tác động lên thân xe. Các lực dọc trục kéo xe di chuyển tiến hoặc lùi. Tùy thuộc vào góc nghiêng mà trọng lực kéo xe về phía trước hoặc phía sau. Lực cản gió luôn có chiều ngược với chiều chuyển động của xe. Để đơn giản ta dịch chuyển các véc tơ lực về trọng tâm của xe.

Phương trình động lực học mô tả chuyển động thân xe:

$$m\dot{V}_x = F_x + F_d - mg \cdot \sin\beta \tag{1}$$

Trong đó lực dọc trục tại điểm tiếp xúc mặt đường và lực cản gió được mô tả bởi phương trình:

$$\begin{cases} F_x = F_{xf} + F_{xr} \\ F_d = -\frac{1}{2} C_d \rho A V_x^2 \cdot \text{sign}(V_x) \end{cases} \tag{2}$$

Lực vuông góc với mặt đường tại điểm tiếp xúc của bánh trước và bánh sau với mặt đường:

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{h(F_d - mg \sin\beta - m\dot{V}) + b \cdot mg \cos\beta}{a+b} \\ F_{zr} = \frac{-h(F_d - mg \sin\beta - m\dot{V}) + a \cdot mg \cos\beta}{a+b} \end{cases} \tag{3}$$

Ta thấy rằng lực tác dụng theo phương dọc trục (phương chuyển động của xe) làm thay đổi lực tác động vuông góc với mặt đường tại điểm tiếp xúc. Lực này được phân tích trong bài toán ổn định cân bằng xe.

2.2. Mô hình lốp xe tương tác mặt đường

Lốp xe là bộ phận quan trọng liên kết giữa thân xe và mặt đường. Đây là yếu tố quan trọng quyết định đến động lực học của ô tô theo 3 phương: Phương thẳng đứng, phương dọc và phương ngang. Trong đó, theo phương thẳng đứng, lốp xe có tác dụng nâng đỡ toàn bộ khối

lượng của ô tô đồng thời ảnh hưởng trực tiếp đến các tính chất dao động của ô tô. Theo phương dọc và phương ngang, liên kết lốp - mặt đường có ảnh hưởng quyết định đến tính chất kéo, tính chất phanh và tính ổn định hướng chuyển động của ô tô.



Hình 2. Mô hình lốp xe - mặt đường

2.2.1. Mô hình Pacejka

Lực phát động F_x được tính theo công thức:

$$F_x = f(K, F_z) = F_z \cdot D \cdot \sin(C \cdot \arctan\{[B \cdot K - E \cdot [B \cdot K - \arctan(B \cdot K)]]\}) \tag{4}$$

Trong đó: B, C, D, E là các hệ số phụ thuộc độ cứng, loại mặt đường, độ mấp mô, và độ cong của đường.

K: hệ số trượt dọc được xác định theo biểu thức:

$$K = \frac{r_e \Omega - V_x}{|V_x|} \tag{5}$$

Trong đó: Ω - vận tốc góc của bánh xe, V_x - vận tốc dài tại tâm bánh xe; r_e - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

2.2.2. Mô hình lốp xe tương tác mặt đường phát triển dựa trên mô hình Pacejka

Xét mô hình lốp xe như hình 2. Lốp xe chịu tác dụng của các lực bao gồm: phản lực mặt đường F_z , lực dọc trục F_x . Phản lực F_z phụ thuộc vào trọng lượng phân bố lên các bánh xe và lực động tương tác giữa bánh xe với mặt đường. Thành phần phản lực F_z ảnh hưởng đến lực ma sát do đó nó quyết định độ lớn của thành phần lực dọc trục F_x . Bánh xe quay với vận tốc góc Ω và vận tốc dài tại tâm bánh xe V_x so với hệ trục cố định gắn trên đường.

Nếu lốp xe không bị biến dạng và không bị trượt thì xe sẽ chuyển động với vận tốc dài $V_x = r_e \Omega$ nhưng thực tế khi xe chuyển động luôn có hiện tượng trượt. Vận tốc trượt tương đối được tính theo công thức:

$$V_{sx} = V_x - r_e \Omega \tag{6}$$

$$\text{Hệ số trượt } K = -V_{sx} / |V_x|.$$

Khi có lực tác động vào lốp xe do có độ đàn hồi nên lốp có hiện tượng biến dạng. Vận tốc góc của lốp xe tại điểm tiếp xúc mặt đường sẽ bị thay đổi là $\Omega' \neq \Omega$.

Vận tốc trượt tương đối tại điểm tiếp xúc được tính theo công thức:

$$V'_{sx} = V_x - r_e \Omega' \tag{7}$$

Hệ số trượt tại điểm tiếp xúc $K' = -V'_{sx} / |V_x|$

Gọi u là đại lượng đặc trưng cho độ biến dạng của lớp. u gây tác động trực tiếp đến sự thay đổi tốc độ trượt của bánh xe. Tốc độ biến dạng lớp được biểu diễn bằng biểu thức:

$$\frac{du}{dt} = V'_{sx} - V_{sx} \tag{8}$$

Theo công thức (4) mô hình Pacejka ta thấy lực dọc trục là một hàm phụ thuộc vào biến K' và $F_z, F_x = f(K', F_z)$. Từ công thức (7) và (8) ta thấy K' phụ thuộc vào hệ số biến dạng của lớp xe u .

Khi quay và có áp lực đặt lên thì trạng thái của lớp xe sẽ luôn bị thay đổi. Hệ số trượt tại điểm tiếp xúc K' và hệ số biến dạng u cũng thay đổi.

Ta xem xét sự ảnh hưởng giữa lực dọc trục F_x đến u và từ u đến K' khi u và K' thay đổi đủ nhỏ và có thể coi từng ảnh hưởng là tuyến tính.

$$F_x = C_{Fx} \cdot u = C_{FK} \cdot K' \tag{9}$$

Trong đó: $C_{Fx} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial u} \right|_{u=0}$, $C_{FK} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial K'} \right|_{K'=0}$

$$u = \sigma_K \cdot K' \tag{10}$$

Trong đó: $\sigma_K = \left. \frac{\partial F_x}{\partial K'} \right|_{K'=0} / \left. \frac{\partial F_x}{\partial u} \right|_{u=0} = \frac{C_{FK}}{C_{Fx}}$

Từ công thức (8) và (10) biến đổi ta được phương trình mô tả hệ số biến dạng lớp xe u :

$$\frac{du}{dt} + \frac{1}{\sigma_K} |V_x| u = -V_{sx} \tag{11}$$

Ở tốc độ thấp hiện tượng trượt xảy ra ít đó đó theo tài liệu [1]. Hệ số trượt được tính theo công thức:

$$K' = \frac{u}{\sigma_K} = \frac{k_{V_{low}}}{C_{FK}} V_{sx} \tag{12}$$

Trong đó:

$$k_{V_{low}} = \begin{cases} \frac{1}{2} k_{V_{low}}(0) \left\{ 1 + \cos \left(\pi \frac{|V_x|}{V_{low}} \right) \right\} & , |V_x| \leq V_{low} \\ 0 & , |V_x| \geq V_{low} \end{cases} \tag{13}$$

$$\left(\frac{1}{C_{FK}} \right) \frac{dF_x}{dt} + |V_x| K' = -V_{sx} \tag{14}$$

Mặt khác, lực tương tác dọc trục F_x cũng phụ thuộc vào hệ số trượt và phản lực thẳng đứng theo công thức Pacejka (4), $F_x = f(K', F_z)$, do đó:

$$\frac{dF_x}{dt} = \frac{\partial F_x}{\partial K'} \frac{dK'}{dt} + \frac{\partial F_x}{\partial F_z} \frac{dF_z}{dt}$$

Thay vào công thức (14) ta được:

$$\left(\frac{1}{C_{FK}} \right) \frac{\partial F_x}{\partial K'} \frac{dK'}{dt} + |V_x| K' = -V_{sx} - \left(\frac{1}{C_{FK}} \right) \frac{\partial F_x}{\partial F_z} \frac{dF_z}{dt} \tag{15}$$

Xét trong trạng thái giới hạn trượt, coi F_x phụ thuộc tuyến tính vào K' , $F_x = C_{FK} \cdot K'$ và xét F_z không thay đổi theo thời gian, từ (15) ta được:

$$\frac{dK'}{dt} = -V_{sx} - |V_x| K' = -|V_x| K' - V_x + r_e \Omega \tag{16}$$

Phương trình (15) và (16) là phương trình động lực học mô tả quan hệ giữa bánh xe với mặt đường.

Áp dụng định luật 2 Newton với hệ gồm bánh và thân xe ta được phương trình động lực học của xe như sau:

$$\begin{cases} J \frac{d\Omega}{dt} = T_{drive} - r_e F_x \\ m \frac{dV_x}{dt} = F_x + F_d - mg \cdot \sin \beta \end{cases} \tag{17}$$

3. MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC Ô TÔ BỐN BÁNH THEO PHƯƠNG DỌC

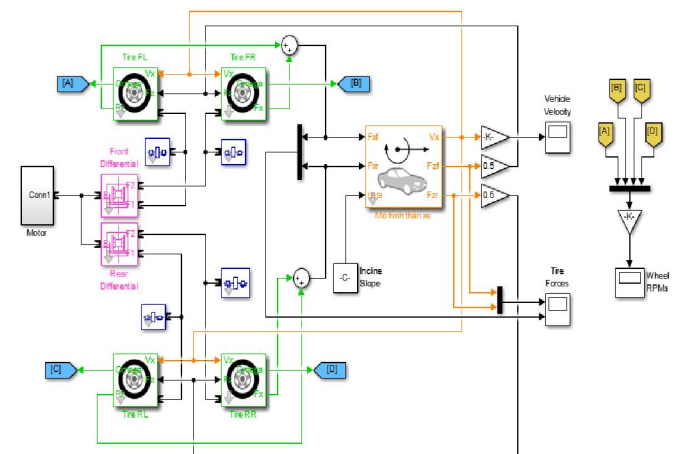
Mô phỏng xe ô tô với các thông số như bảng 1, 2.

Bảng 1. Thông số thân xe

Thông số thân xe	Giá trị
Khối lượng xe m	1500 [kg]
a	1,4 [m]
b	1,6 [m]
h	0,5 [m]
Tiết diện cản gió A	3 [m ²]
Hệ số cản gió C_d	0,4

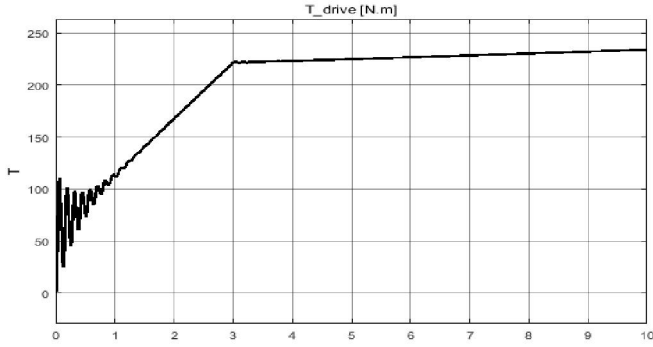
Bảng 2. Thông số bánh xe

Thông số bánh xe	Giá trị
Bán kính bánh xe r_e	0,3 [m]
F_z	3000 [N]
Hệ số trượt K'	10 [%]
Hệ số σ_K	0,2 [m]



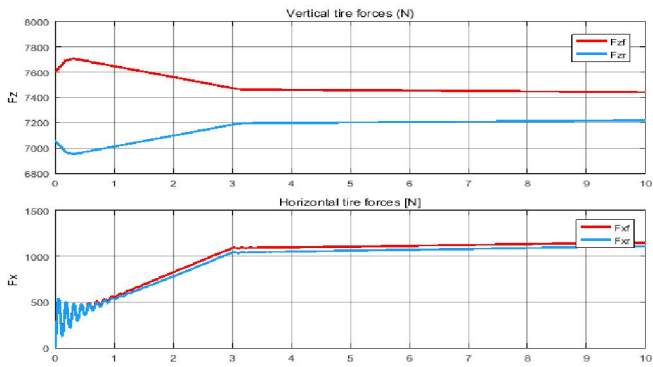
Hình 3. Mô hình mô phỏng động lực học ô tô 4 bánh theo phương dọc

Mô hình mô phỏng động lực học ô tô 4 bánh theo phương dọc như hình 3. Momen đặt lên một bánh xe như hình 4.



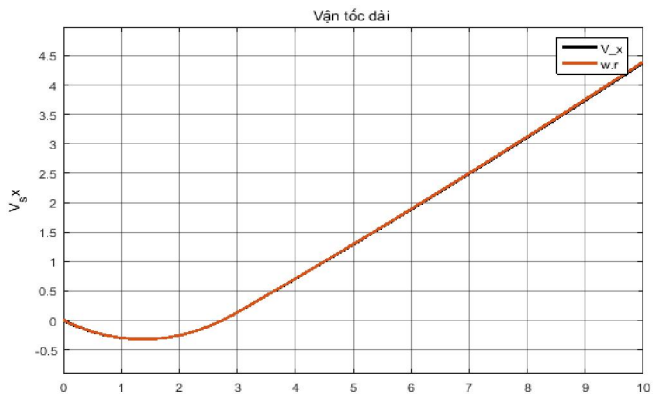
Hình 4. Momen đặt lên một bánh xe

Thời điểm đầu từ 0 đến 3 giây ta tăng dần momen đặt lên bánh xe. Từ 3s trở đi giữ ổn định momen đặt lên mỗi bánh xe như hình 4. Khi đó ta đo được các thành phần phản lực F_z và lực dọc trục F_x tác động lên bánh trước và bánh sau của xe như trên hình 5.



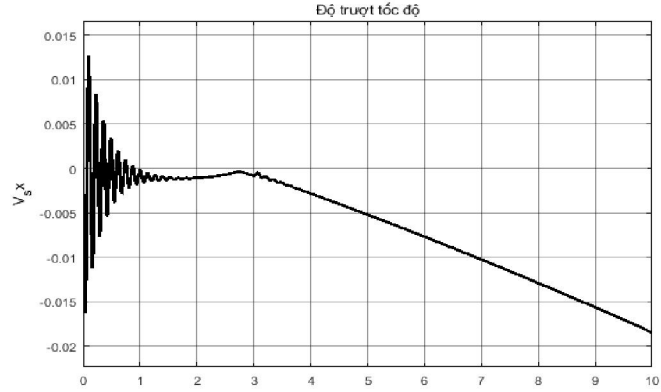
Hình 5. Phản lực và lực dọc trục tác động lên bánh trước và bánh sau xe

Ta nhận thấy do momen sinh ra chưa đủ lớn để thắng sức ỳ của xe nên xe có hiện tượng giật sau đó tăng dần tốc độ lên như hình 6.



Hình 6. Vận tốc dài và vận tốc khi không có sự trượt của bánh xe

Hình 7 thể hiện độ trượt tốc độ của xe, ở thời điểm đầu do quán tính và momen kéo chưa đủ lớn nên xe bị trượt và có hiện tượng rung lắc nhỏ trong khoảng 1s, khi tốc độ tăng lên ở thời điểm tốc độ chậm hiện tượng trượt xảy ra ít. Khi tốc độ cao hơn ta nhận thấy độ trượt tốc độ tăng dần lên như trên hình.



Hình 7. Độ trượt tốc độ của xe

4. KẾT LUẬN

Tác giả đã xây dựng mô hình động lực học thân xe và mô hình tương tác giữa bánh xe với mặt đường. Trên cơ sở mô hình hóa, tác giả đã xây dựng phương trình vi phân của hệ số trượt tương đối giữa bánh xe với mặt đường. Sử dụng công thức Pacejka để mô tả đặc tính lực bám phụ thuộc vào hệ số trượt. Hệ số trượt được xác định bằng cách giải phương trình vi phân giúp mô tả đáp ứng động lực học lực tương tác giữa bánh xe với mặt đường trong giai đoạn quá độ như khi bắt đầu truyền momen kéo hoặc ở trạng thái giới hạn trượt. Kết quả mô phỏng cho thấy sự làm việc ổn định trong giai đoạn quá độ, kết quả mô phỏng phản ánh đúng bản chất bám giữa bánh xe với mặt đường ở giai đoạn quá độ cũng như giai đoạn ổn định. Bài báo chỉ dừng lại ở mô phỏng trên máy tính, cần có các nghiên cứu thực nghiệm để khẳng định sự chính xác của mô hình nghiên cứu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. H. B. Pacejka, 2006. *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann.
- [2]. C. Canudas de Wit, H.Olsson, K.J.Astrom and P.Lischinsky, 1995., *A new model for control of systems with friction*. IEEE Trans. Autom. Control, vol 40, tr 419-424.
- [3]. C. Canudas-de-Wit, M. Lind Petersen and A. Shiriaev, 2003. *A New Nonlinear Observer for Tire/Road Distributed Contact Friction*. Conf. Decis. Control.
- [4]. E. Velenis, P. Tsiotras, C. Canudas-De-Wit and M. Sorine, 2005. *Dynamic tyre friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion*. Veh. Syst. Dyn., vol 43, s.1, pp. 3-29.
- [5]. R. Nouailletas, 2009. *Modélisation hybride, identification, commande et estimation d'états de système soumis à des frottements se cs - Application à un embrayage robotisé*. Grenoble INP, Grenoble.
- [6]. P. Holdmann, P. Kohn and J. Holtschulze, 7/1999. *Dynamic tyre properties under combined slip situation in test and simulation*. Eur. Automot. Congr.