

MÔ PHÒNG ĐỘNG HỌC VÙNG TIẾP XÚC BÁNH XE-MẶT ĐƯỜNG BIẾN DẠNG

SIMULATION OF TYRE-DEFORMABLE TERRAIN INTERACTION

Trần Ngọc Vũ¹, Đỗ Hồng Việt²

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

²Trung tâm Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu mô hình động lực học tương tác bánh xe ô tô với mặt đường khi ô tô đi trên mặt đường biến dạng. Trong quá trình di chuyển trên địa hình này, động lực học của ô tô bị ảnh hưởng rất lớn bởi vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường. Để có thể chẩn đoán một cách chính xác nhất thì mô hình được xây dựng phải xét tới yếu tố biến dạng của cả mặt đường và bánh xe. Hơn nữa, lực ép của bánh xe xuống mặt đường sinh ra các lực cản làm thay đổi tính chất chuyển động của phương tiện. Mô hình tổng quát của ô tô với 16 bậc tự do được xây dựng và mô phỏng hóa. Một ví dụ sẽ được xem xét trong bài báo để đánh giá kết quả nhận được.

Từ khóa: Động lực học ô tô; Lớp xe-mặt đường, mô phỏng.

ABSTRACT

This article introduces the dynamic model of the interaction between the tyre - the road when the car travels on a deformed road surface. The vehicle's dynamic is influenced by the contact area between the tyre and the road surface. In order to ensure a reliable diagnosis, the model should take into account the wheel's and the soil's deformation. A global 16 degrees of freedom model is also introduced and is coupled with the interaction model giving the vehicle's simulator. An example will be considered in the article to evaluate the results received.

Keywords: Dynamic, simulation, tyre-road interaction, deformable tyre.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sự an toàn của lái xe và hành khách là vấn đề được quan tâm đầu tiên đối với các hãng ô tô. Để có thể trang bị những hệ thống an toàn hiệu quả thì các mô hình mô phỏng, chẩn đoán trên ô tô phải có độ chính xác và tin cậy trong những trường hợp thực tế.

Việc xảy ra tai nạn có thể có nhiều nguyên nhân như: Trình độ của người lái, các tổng thành trên xe hay nguyên nhân đến từ hoàn cảnh môi trường. Khi đó, ô tô thường vượt quá giới hạn cho phép về độ ổn định hay độ bám. Lực tiếp xúc ở vùng tương tác giữa bánh xe với mặt đường là một yếu tố quan trọng quyết định động học và tính an toàn của xe. Tuy nhiên, những hiểu biết đối với sự tương tác bánh xe - mặt đường còn nhiều hạn chế. Vì vậy, việc phát triển một mô hình cung cấp đầy đủ các hiện tượng là rất cần thiết để chẩn đoán chính xác tính chất chuyển động của ô tô. Điều này cũng xuất phát từ yêu cầu phát triển hệ thống an toàn chủ động trên ô tô.

Động lực học tương tác giữa bánh xe - mặt đường đã được nhiều tác giả quan tâm. Nổi tiếng nhất là (Pacejka 1973), dựa trên công thức "Magic formula" nhằm đánh giá các lực sinh ra ở vùng tiếp xúc theo chiều ngang và chiều dọc. Tác giả coi sự tiếp xúc của lốp xe và mặt đường là tiếp xúc điểm và tĩnh. (Ono 2003) dựa trên vận tốc góc của bánh xe đưa ra các lực tiếp xúc khi sử dụng thuật toán bình phương tối thiểu. (Canudas de Wit 1999) đề xuất mô hình động học phi tuyến. (Pacejka 1988) xây dựng mô hình có tên "Brush model", dựa vào sự trượt gây ra bởi sự biến dạng của lốp xe và mặt đường. Tất cả các mô hình trên đều không tính đến sự biến dạng của mặt đường cũng như các yếu tố như vận tốc, quay vòng... đều xét ở trạng thái tĩnh.

Tải trọng của ô tô gây ra sự thay đổi diện tích của bề mặt tiếp xúc và các lực cản do bánh xe bị ép xuống mặt đường. Trong trường hợp này sự truyền lực từ bánh xe xuống mặt đường phụ thuộc chủ yếu vào hình dạng vùng tiếp xúc. Một cách tổng quát, nó phụ thuộc đồng thời vào đặc tính cơ học của mặt đường và của bánh xe.

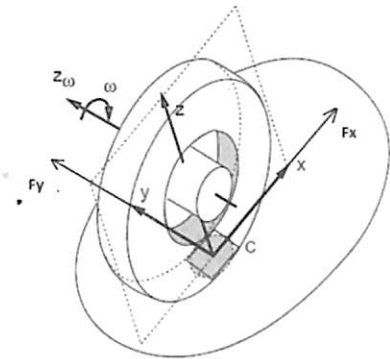
2. MÔ HÌNH LỚP XE BIẾN DẠNG TRÊN MẶT ĐƯỜNG BIẾN DẠNG

Các nghiên cứu về sự tương tác giữa mặt đường với bánh xe được miêu tả dưới 2 dạng như sau:

- Lốp xe biến dạng trên mặt đường cứng: Trường hợp này bánh xe ở trạng thái đàn hồi. Tức là nếu loại bỏ lực và ứng suất gây ra biến dạng này, lốp xe sẽ quay về hình dạng ban đầu (Gim 1991).

- Lốp xe cứng trên mặt đường biến dạng: Trường hợp này mặt đường coi ở trạng thái dẻo. Vì ở trạng thái này, khi chịu tải trọng của xe, mặt đường sẽ bị biến dạng vĩnh viễn. (Bekker, 1969).

Khi kết hợp 2 dạng trên cho chúng ta một mô hình với lốp xe và mặt đường đồng thời biến dạng. Giả thiết rằng vùng tiếp xúc khi đó là một mặt phẳng tạm thời và nằm trên mặt phẳng tiếp tuyến với bề mặt của lốp. Giả thiết này được kiểm chứng khi xe đi trên mặt đường lún và lồi lõm. Lúc này vùng tiếp xúc trở nên bằng phẳng (các vết lồi lõm đã bị loại bỏ bởi tải trọng của xe). Mặt phẳng tiếp xúc được coi như có dạng hình chữ nhật (hình 1).



Hình 1. Bề mặt vùng tiếp xúc.

Với $R_c = (C, x, y, z)$ là hệ tọa độ trục chuẩn gắn ở tâm mặt tiếp xúc. Trục z vuông góc với mặt đường, trục x cùng chiều chuyển động bánh xe và trục y hướng vuông góc với trục x. R_ω là hệ tọa độ đặt ở tâm bánh xe. Trục z_ω là trục bánh xe.

2.1. Chuyển động tương đối bánh xe-mặt đường

Trước khi tính được các lực dọc-ngang ở vùng tiếp xúc, cần định nghĩa trạng thái động học, tĩnh học của bánh xe-mặt đường. Trong trường hợp bánh xe lăn không trượt, vận tốc tuyến tính tức thời của bánh xe được định nghĩa bởi các thông số trượt.

Hệ số trượt dọc s được định nghĩa trong trục tọa độ R_c , như sau:

$$s = \begin{cases} (V_x - V_r) / V_x & \text{Khi phanh} \\ (V_x - V_r) / V_r & \text{Khi kéo} \end{cases}$$

Trong đó:

V_x là vận tốc chuyển động theo chiều dọc của tâm bánh xe so với mặt đường;

$V_r = R_c \cdot \omega$ (ω là vận tốc góc của bánh xe và R_c là bán kính).

Ta cũng có tỉ số trượt dọc như sau: $S_s = |s|$

Tỉ số trượt ngang:

$$S_\alpha = \begin{cases} |\tan(\alpha)| & \text{Khi phanh} \\ (1 - S_s) |\tan(\alpha)| & \text{Khi kéo} \end{cases}$$

Góc trượt α (Góc lệch) được định nghĩa bởi: $\alpha = \arctan(V_y/V_x)$

Vận tốc trượt của mặt tiếp xúc xét trong hệ tọa độ R_c :

$$V_s = \sqrt{(V_x - V_r)^2 + V_y^2}$$

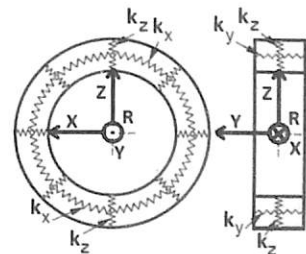
Vận tốc trượt tạo với trục dọc của bánh xe một góc $\beta = \arcsin(V_y/V_s)$.

2.2. Tương tác bánh xe-mặt đường

Một mô hình tiếp xúc phải được xem xét cả các yếu tố về cơ tính vật liệu của các vật thể tiếp xúc với nhau (Ben Amar, 1994). Với nghiên cứu này, mục đích là xây dựng một mô hình phân tích hiệu quả và đơn giản, có thể tích hợp được vào một mô hình tổng quát khác nhằm miêu tả động học của xe.

Sau đây, chúng ta sẽ đi xem xét các trường hợp sau:

- Lớp xe biến dạng và mặt đường cứng: Chuyển động tương đối bánh xe-mặt đường lúc này được xác định dựa vào cơ tính lớp xe, xét ở trạng thái đàn hồi không đồng nhất (Hệ số độ cứng khác nhau theo 3 trục), (hình 2).



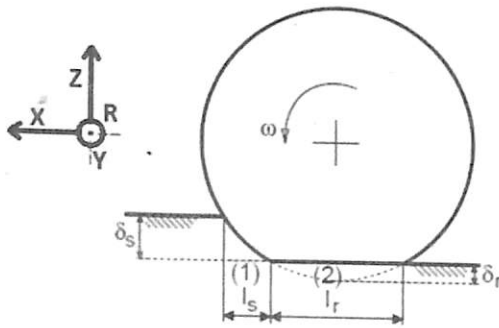
Hình 2. Độ cứng theo các trục khác nhau của bánh xe.

- Lốp xe cứng và mặt đường biến dạng:
Chuyển động tương đối bánh xe-mặt đường trong trường hợp này xác định dựa vào cơ tính mặt đường ở trạng thái dẻo (Bekker).

- Lốp xe biến dạng và mặt đường biến dạng: Đây là trường hợp được tổng hợp từ 2 trường hợp trên.

Điều này đúng với xe du lịch khi đi trên mặt đường xấu, máy nông nghiệp, máy xây dựng, hay xe quân sự. Mặc dù vậy, hiện vẫn chưa tồn tại một lý thuyết nào có thể giải quyết vấn đề trên.

Trong phạm vi bài báo này giả thiết rằng mặt tiếp xúc được chia thành 2 phần như sau:



Hình 3. Sự tiếp xúc bánh xe-mặt đường.

- Vùng 1: Bánh xe hoàn toàn cứng, mặt đường chịu biến dạng thẳng đứng (dưới tác dụng của tải trọng) và biến dạng tiếp tuyến (dưới tác dụng của các lực tiếp tuyến).

- Vùng 2: Bánh xe chịu biến dạng hướng kính và tiếp tuyến. Mặt đường được coi cứng tuyệt đối.

Để đơn giản, giả thiết thêm rằng biến dạng của bánh xe ở vùng 2 và của mặt đường ở vùng 1 là độc lập với nhau.

Biến dạng thẳng đứng của bánh xe và mặt đường lần lượt là:

$$\delta_r = F_z / k_z$$

$$\delta_s = \left[\frac{3F_z}{\omega(3-n)(\frac{k_c}{\omega} + k_\phi)\sqrt{2R}} \right]^{\frac{2}{2n+1}}$$

Trong đó:

F_z là tải trọng thẳng đứng;

R, k_z, ω lần lượt là bán kính, độ cứng thẳng đứng và vận tốc góc của bánh xe;

K_c, k_ϕ và n là các hệ số nén của mặt đường (chỉ số c và ϕ đặc trưng cho tính dính kết và ma sát của mặt đường).

Chiều dài vùng (1) và (2), l_s và l_r được xác định như sau (Bekker, 1969):

$$l_r = \sqrt{8R\delta_r}$$

$$l_s = \sqrt{2R(\delta_s + \delta_r)} - \sqrt{2R\delta_r}$$

2.3. Tính lực vùng tiếp xúc

Lực dọc và ngang ở vùng tiếp xúc bánh xe-mặt đường nhận được khi tiến hành tích phân hai ứng suất tương ứng theo chiều dài tiếp xúc. Các lực này phụ thuộc vào tỉ số trượt và được cho như công thức dưới đây:

$$F_\xi = F_\xi^{(1)} + F_\xi^{(2)} \text{ Lực dọc (*)}$$

$$F_\eta = F_\eta^{(1)} + F_\eta^{(2)} \text{ Lực ngang (**)}$$

$F_{\xi,\eta}^{(1)}$ và $F_{\xi,\eta}^{(2)}$ là lực dọc và ngang trong vùng (1) và (2) của mặt phẳng tiếp xúc. Các tham số này là hàm của tỉ số trượt, được định nghĩa như sau:

$$\text{- Nếu } \sqrt{S_s^2 + S_a^2} \leq K/l_s :$$

$$\begin{cases} F_{\xi}^{(1)} = \frac{l_s}{2K} (Ac + F_z \tan(\phi)) S_s \\ F_{\eta}^{(1)} = \frac{l_s}{2K} (Ac + F_z \tan(\phi)) S_{\alpha} \end{cases}$$

- Nếu $\sqrt{S_s^2 + S_{\alpha}^2} > K / l_s$:

$$\begin{cases} F_{\xi}^{(1)} = (Ac + F_z \tan(\phi))(1 - (l_p / l_s) + S_s l_p^2 / (2K l_s)) \\ F_{\eta}^{(1)} = (Ac + F_z \tan(\phi))(1 - (l_p / l_s) + S_{\alpha} l_p^2 / (2K l_s)) \end{cases}$$

Trong đó: $l_p = K / \sqrt{S_s^2 + S_{\alpha}^2}$

A: Diện tích vùng tiếp xúc;

c- Hệ số dính kết của nền. Độ dính của nền sinh ra do sự liên kết giữa các thành phần khác nhau. Giá trị của nó biến đổi từ 0 (cát) đến vài kPa (đất ướt).

K: Mô đun trượt.

ϕ - Góc ma sát trong của nền đường (nếu đổ đồng cát trên một mặt phẳng ngang thì nó sẽ tạo thành một hình côn. Lúc này góc nghiêng của hình côn so với đường nằm ngang gọi là góc ma sát trong. Giá trị của nó có thể đạt 40° với cát hoặc 20° với đất ướt).

- Nếu: $S_s < S_{sc}$ và $S_{\alpha} < S_{\alpha c}$:

$$\begin{cases} F_{\xi}^{(2)} = C_s S_s l_n^2 + \mu_{cx} F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3) \\ F_{\eta}^{(2)} = C_{\alpha} S_{\alpha} l_n^2 + \mu_{cy} F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3) \end{cases}$$

Với: $C_s = k_x \omega_r^2 / 2$

$C_{\alpha} = k_y \omega_r^2 / 2$

$$l_n = 1 - \frac{1}{3\mu_c F_z} [(C_s S_s)^2 + (C_{\alpha} S_{\alpha})^2]^{1/2}$$

- Nếu: $S_s \geq S_{sc}$ và $S_{\alpha} \geq S_{\alpha c}$

$$\begin{cases} F_{\xi}^{(2)} = \mu_{cx} F_z \\ F_{\eta}^{(2)} = \mu_{cy} F_z \end{cases}$$

Trong đó:

μ_{cx} và μ_{cy} là các giá trị của hệ số ma sát μ_c theo trục dọc và ngang;

S_{sc} và $S_{\alpha c}$ là các giá trị giới hạn của tỉ số trượt dọc và ngang.

$$S_{sc} = 3\mu_c F_z / C_s$$

$$S_{\alpha c} = \frac{C_s}{C_{\alpha}} (S_{sc}^2 - S_s^2)^{1/2}$$

Các lực tiếp xúc ở công thức (*) và (**) có thể diễn giải dưới dạng đại số như sau (Ben Amar, 1994):

$$F_x = -\text{si gn}(s) F_{\xi}$$

$$F_y = -\text{si gn}(\alpha) F_{\eta}$$

2.4. Tính lực cản khi lốp xe nén xuống mặt đường biến dạng

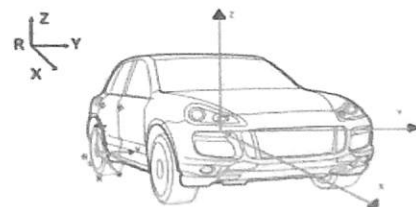
Tải trọng của xe khiến mặt đường bị nén xuống tại vùng tiếp xúc. Lúc này, bánh xe sẽ chịu một lực cản do lại phải nén chặt mặt đường khi chuyển động. Lực cản trên được xác định theo (Bekker, 1969).

Ở đây, δ_s là độ lún của mặt đường:

$$F_x = \omega \left(\frac{\delta_s^{n+1}}{n+1} \right) (k_c / \omega + k_{\phi})$$

3. MÔ HÌNH Ô TÔ 16 BẠC TỰ DO

Mục đích của phần này là trình bày ngắn gọn mô hình động lực học tổng quát đối với một ô tô 4 bánh.



Hình 4. Mô hình ô tô xét trong hệ tọa độ R (x,y,z).

Có thể coi ô tô cấu tạo bởi 5 bộ phận sau: Sát xi với 6 bậc tự do và 4 bánh xe kèm theo hệ thống treo của chúng. Với hai bánh sau, mỗi bánh có 2 bậc tự do. Trong khi mỗi bánh xe dẫn hướng thẳng trước có 3 bậc tự do.

Như vậy, một mô hình tổng quát có tất cả 16 bậc tự do. (El-Hadri ,2000) định nghĩa biến q như sau:

$$q^T = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z, z_1, z_2, z_3, z_4, \delta_3, \delta_4, \phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4]$$

Trong đó:

x, y, z là khả năng dịch chuyển theo chiều dọc, ngang và thẳng đứng của xe;

ϕ_x, ϕ_y, ϕ_z lần lượt là các góc quay của xe quanh trục x, y, z ;

Dao động của hệ thống treo với 4 bánh xe ký hiệu z_i với $i = (1,2,3,4)$;

δ_i ($i=3,4$) là góc lái tương ứng với 2 bánh xe dẫn hướng;

ϕ_i ($i=1,2,3,4$) là các góc quay của mỗi bánh xe.

\dot{q} và \ddot{q} lần lượt là vận tốc và gia tốc của biến q . $M(q)$ biểu diễn ma trận quán tính. $C(q, \dot{q})$ \dot{q} biểu diễn hiệu ứng coriolis và G là hằng số hấp dẫn.

Lực của hệ thống treo được cho bởi công thức:

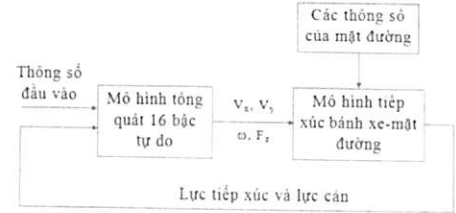
$$V(q, \dot{q}) = K_v \dot{q} + K_p q$$

Trong đó: K_v và K_p là ma trận giảm chấn và ma trận độ cứng. Theo (Beurier, 1999), ta có:

$$\Gamma + J^T F = M\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + K_d q + G$$

Ma trận M, C, K_d có cùng kích thước 16×16 . F biểu diễn lực tác dụng lên các bánh xe, gồm 12 phần tử (lực dọc, lực ngang, lực

thẳng đứng cho 4 bánh xe). Γ tổng hợp các yếu tố khác. Sự tổng hợp 2 mô hình động lực học và mô hình tiếp xúc được thể hiện trên hình 5.



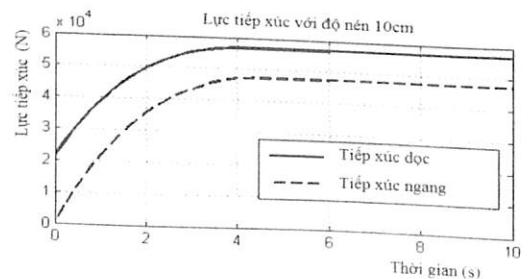
Hình 5. Sơ đồ tổng hợp.

Đầu ra của mô hình 16 bậc tự do này ($X=(q, \dot{q})$) sẽ là đầu vào mô hình tiếp xúc cũng như tính đến các thông số của mặt đường (c, K và ϕ : Hệ số dính của nền, mô đun trượt và góc ma sát trong của nền đường). Lực tiếp xúc và lực cản được tính toán bởi mô hình tiếp xúc ảnh hưởng đến động học của xe. Trạng thái động học này sau đó lại được cập nhật vào mô hình 16 bậc tự do. Sơ đồ trên hình 5, biểu diễn mô hình ô tô di chuyển trên mặt đường bị biến dạng.

4. MÔ PHỎNG

Các kết quả mô phỏng thu được dựa vào phần mềm Matlab/Simulink được giới thiệu ở hình 6, 7, 8 và 9.

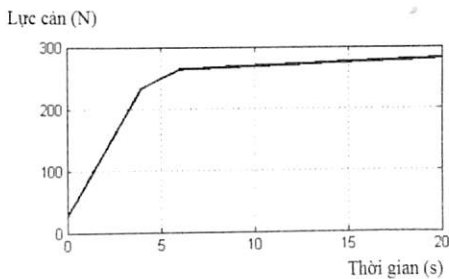
Quá trình mô phỏng như sau: Tại thời điểm ban đầu, xe đứng im. Khi $t = 0s$, các bánh xe được gia tốc đều đặn đến khi đạt vận tốc góc bằng 10 rad/s , tương ứng $t = 4s$. Vận tốc này được duy trì đến khi kết thúc mô phỏng.



Hình 6. Lực tiếp xúc dọc, ngang.

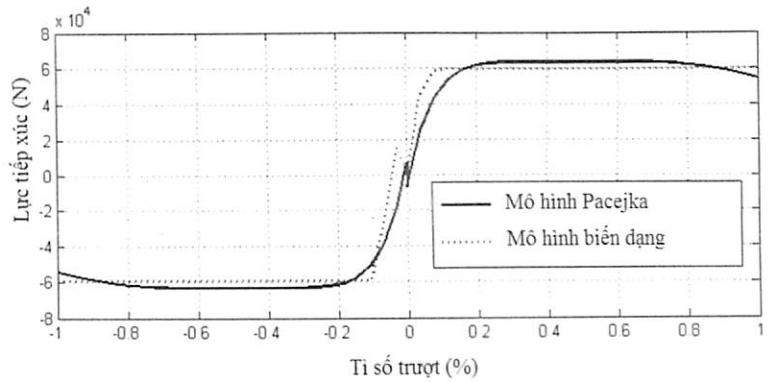
Mô hình được xây dựng ở phần 2 đưa ra kết quả lực tiếp xúc, theo chiều ngang và dọc. Khi xe ở trạng thái được gia tốc, các lực tiếp xúc này tăng lên. Sự tăng lên này phát sinh do lực truyền từ động cơ. Khi vận tốc xe là hằng số, tức gia tốc bằng không, lực tiếp xúc cũng là hằng số. Lực tiếp xúc phụ thuộc vào các thông số của nền đường. Các thông số này cần phải được xác định để tăng thêm độ chính xác. Mô hình cũng đưa ra kết quả các lực cản sinh ra khi mặt đường bị nén bởi bánh xe (hình 7).

Với mặt đường bị nén xuống 10 cm, lực cản của nền thay đổi tỷ lệ với vận tốc của xe. Nó có xu hướng ổn định hơn khi vận tốc xe là hằng số.



Hình 7. Lực cản khi xe chuyển động.

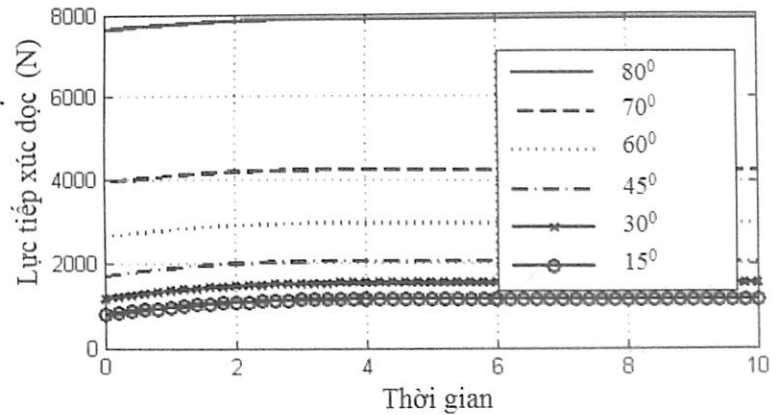
Bằng cách thay đổi tỉ số trượt trong khoảng $[-1,1]$, mô hình được xây dựng sẽ tiệm cận với mô hình nổi tiếng Pacejka. Phần mặt đường biến dạng được loại bỏ khi mô phỏng (tức là $\delta_s = 0$). Kết quả hình 8 cho thấy có sự khác biệt không đáng kể giữa hai đường. Sự khác biệt này chủ yếu là do Pacejka xem xét sự tiếp xúc giữa lớp xe-mặt đường là tiếp xúc điểm.



Hình 8. So sánh lực tiếp xúc dọc giữa các mô hình khác nhau.

Hình 9, chỉ ra sự thay đổi của lực tiếp xúc dọc, được tính toán bởi mô hình vừa xây dựng, với các góc ma sát trong khác nhau.

Lực tiếp xúc dọc này tỉ lệ với góc ma sát trong của nền đường (nền đường cấu tạo càng toi xốp thì lực tiếp xúc dọc càng nhỏ).



Hình 9. Lực tiếp xúc dọc thay đổi theo góc ma sát trong.

5. KẾT LUẬN

Để miêu tả đầy đủ tính chất vùng tiếp xúc giữa bánh xe-mặt đường, yêu cầu phải đưa ra được các lực theo chiều dọc, theo chiều ngang cũng như lực cản sinh ra. Mô hình được xây dựng trong bài báo này đã xét tới các yếu tố vật lý quan trọng trong vùng tiếp xúc (sự biến dạng của cả lớp xe và mặt đường, lực cản sinh ra do sự nén của bánh xe). Mô hình xây dựng đã được tích hợp trong mô hình ô tô có

16 bậc tự do gồm: 3 chuyển động tịnh tiến, 3 chuyển động quay của sai-xi, 4 dịch chuyển của hệ thống treo, dẫn hướng của 2 bánh xe trước và 4 chuyển động quay của mỗi bánh xe. Kết quả nhận được khi mô phỏng với phần mềm Matlab/Simulink đưa ra cái nhìn rõ hơn về các cơ chế liên quan khi lốp xe tiếp xúc với mặt đường.

Tuy nhiên, việc xác định các thông số của nền đường (độ dính kết của mặt đường, mô đun trượt và góc ma sát trong) gặp nhiều khó khăn. Những nghiên cứu tiếp theo cần giải quyết vấn đề này nhằm chính xác hóa hơn nữa các kết quả nhận được. ❖

Ngày nhận bài: 10/5/2019

Ngày phản biện: 17/5/2019

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Pacejka H. B., "Simplified behaviour of steady state turning behaviour of motor vehicles, part 1: Handling diagrams and simple systems", Vehicle System Dynamics 2, vol. , p. 162-172, 1973.
- [2]. Pacejka H. B., "Modeling of the pneumatic Tyre and its impact on vehicle Dynamics Behavior, Delft", Delft, 1988.
- [3]. Bekker M. G., "Introduction to Vehicle Systems", The University of Michigan Press, Ann Arbor., 1969.
- [4]. Ben Amar F., Les modèles de comportement des véhicules pour la planification physico-géométrique de trajectoires, PhD thesis, Université Pierre et Marie Curie, 1994.
- [5]. Beurier G., Modélisation, Analyse et Contrôle de Systèmes Mécanique Avec Interactions Avec L'environnement, PhD thesis, Université de Paris VI, 1999.
- [6]. Canudas-de-Wit C., Horowitz R., Tsiotras P., "Model-based observers for tire/road contact friction prediction", New Directions in Nonlinear observer design, Springer verlag, Lectures Notes in control and information science, 1999.
- [7]. El-Hadri A., Beurier G., M'Sirdi N. K., Cadiou J. C., Delanne Y., « Simulation et Observateurs Pour l'Estimation des Performances Dynamiques d'un Véhicule », 1ère Conférence Internationale Francophone d'Automatique, CIFA, Lille, vol. , p. 92-97, 2000.
- [8]. Gim G., Nikravesh P., "An Analytical Model of Pneumatic Tires for Vehicle Dynamic Simulations", Journal of Vehicle Design, vol. 12, n° 1, p. 19-39, 1991.
- [9]. M'Sirdi N. K., Rabhi A., Naamane A., "Vehicle models and estimation of contact forces and tire road friction", ICINCO-RA, vol. , p. 351-358, 2007.
- [10]. Ono E., Asano K., Sugai M., "Estimation of automotive tire force characteristics using wheel velocity", Control Engineering Practice, vol. 11, p. 1361-1370, 2003.