

# Nghiên cứu ảnh hưởng của đường đến hiệu quả phanh ô tô bằng mô hình một dây phi tuyến

ThS. VŨ THÀNH NIÊM

Cục Đăng kiểm Việt Nam

ThS. TẠ TUẤN HƯNG

Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

**Tóm tắt:** Trong quá trình chuyển động, ô tô thường mất ổn định và gây tai nạn giao thông khi phanh. Vì vậy, để nâng cao an toàn chuyển động cần nâng cao hiệu quả phanh. Một trong những yếu tố ảnh hưởng đến hiệu quả phanh là chất lượng mặt đường đặc trưng bởi hệ số bám. Bài báo này đưa ra một số kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh trong trường hợp phanh trong đường vòng và quay vòng khi phanh sử dụng mô hình một dây phi tuyến.

**Từ khóa:** Hệ số bám, ổn định, hiệu quả phanh

**Abstract:** Vehicle are often unstable and cause traffic accidents at the moment of braking. So it should improve braking efficiency to enhance safety movement. One of the factors that affect braking efficiency is quality of road surface characterized by coefficient of cohesion. This report shows the survey's results about affectness of the cohesion's coefficient to braking efficiency in case of braking on curve road and braking with steering together using nonlinear pitch model.

**Keywords:** Coefficient of cohesion, stability, braking efficiency

## 1. Đặt vấn đề

Ngày nay, ô tô đã trở thành phương tiện đi lại phổ biến, yêu cầu an toàn chuyển động được đặt lên hàng đầu. Trong đó, ổn định ô tô khi phanh là một yếu tố quan trọng. Khi ô tô chuyển động, nó chịu tác động của yếu tố mặt đường như: Đường nghiêng, dốc, độ bám của đường. Mặt khác, vì đường luôn thay đổi nên hệ số bám cũng thay đổi. Vì vậy, đánh giá ảnh hưởng của đường đến hiệu quả phanh ô tô có ý nghĩa quan trọng, làm cơ sở nâng cao hiệu quả phanh ô tô.

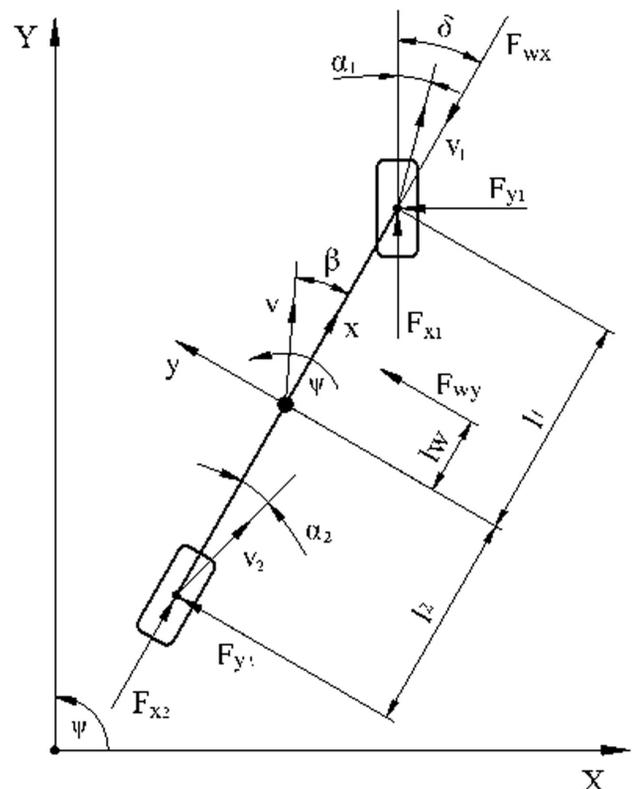
Trong quá trình chuyển động, ô tô chịu tác động phức hợp của nhiều yếu tố: Yếu tố điều khiển (phanh, ga, quay vô lăng) và các yếu tố ngoại cảnh (đường, gió). Vì vậy, để khảo sát ảnh hưởng của hệ số bám đến hiệu quả phanh thì các hàm điều khiển sẽ được định nghĩa trước. Hiệu quả phanh được xác định theo hai yếu tố là quãng đường phanh và ổn định phanh. Thông số để đánh giá ổn định phanh là: vận tốc - gia tốc góc quay thân xe, hiệu góc lệch bên bánh xe, và góc hướng [2].

Tác giả đã xây dựng được mô hình động lực học một dây phi tuyến. Cơ sở xây dựng mô hình là phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật, mô tả các yếu tố phi

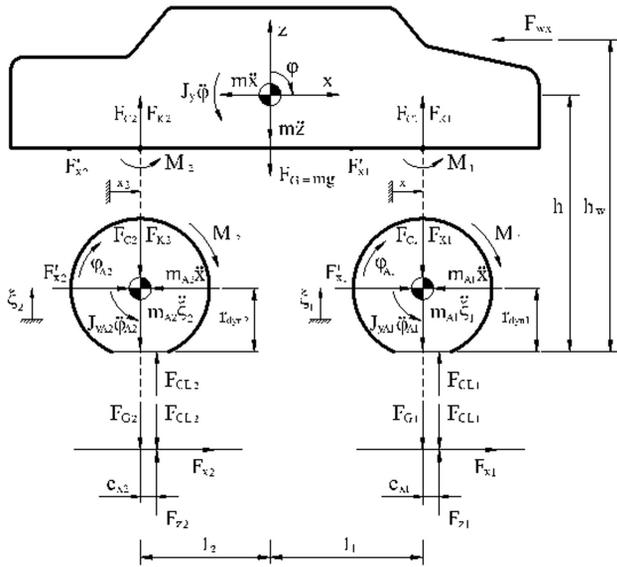
tuyến bằng các mô hình con: Mô hình hệ thống treo, mô hình lớp [5]. Để mô phỏng chúng ta sử dụng phần mềm Matlab Simulink.

## 2. Thiết lập mô hình

Chuyển động của ô tô được xác lập bởi ba chuyển động trong mặt phẳng đường là chuyển động tịnh tiến theo phương x, chuyển động tịnh tiến theo phương y và quay quanh trục z. Về mặt hình thức, chỉ cần ba phương trình động lực học, nhưng trong ba phương trình đó có chứa các nội hàm cần xác định, đó là các cặp lực gây chuyển động  $F_{x1}, F_{y1}, F_{z1}, M_x, M_y, M_z$  là lực, mô men tương tác của bánh xe với mặt đường. Vì vậy, chúng ta phải có mô hình động lực học phương thẳng đứng nhằm xác định các phản lực  $F_{z1}$  của bánh xe. Ngoài ra, phải có mô hình lớp và mô hình động lực học bánh xe nhằm xác định các quan hệ động học bánh xe đặc trưng bởi các hệ số trượt s và góc lệch bên  $\alpha$ , từ đó xác định các hệ số bám  $\phi$ .



Hình 1: Mô hình một dây động lực học ô tô trong mặt phẳng nền (xoy)



**Hình 2: Mô hình một dây động lực học ô tô trong mặt phẳng thẳng đứng (xoz)**

Dựa trên phương pháp tách cấu trúc và sử dụng phương trình Newton - Euler, ta tách xe ra làm 3 vật (3 khối lượng):

- Vật 1: Khối lượng được treo ( $m, J_y$ ).
- Vật 2: Khối lượng không được treo cầu trước ( $m_{A1}, J_{yA1}$ ).
- Vật 3: Khối lượng không được treo cầu sau ( $m_{A2}, J_{yA2}$ ).

Từ đó ta xây dựng được hệ phương trình [1]:

- Phương trình động lực học ô tô trong mặt phẳng nền (xoy) (Hình 1):

$$\begin{cases} (m+m_{A1}+m_{A2})(\ddot{x}-\dot{\psi}\dot{y})=F_{x1}\cos\delta+F_{x2}-F_{y1}\sin\delta-F_{wx} \\ (m+m_{A1}+m_{A2})(\ddot{y}+\dot{\psi}\dot{x})=F_{y1}\cos\delta+F_{y2}+F_{x1}\sin\delta+F_{wy} \\ J_z\ddot{\psi}=(F_{x1}\sin\delta+F_{y1}\cos\delta)l_1-F_{y2}l_2+F_{wy}l_w \end{cases} \quad (1)$$

- Phương trình động lực học bánh xe:

$$\begin{cases} J_{yA1}\ddot{\varphi}_{A1}=M_1-(F_{x1}+F_{z1}f)[r_0-(h_1-\xi_1)] \\ J_{yA2}\ddot{\varphi}_{A2}=M_2-(F_{x2}+F_{z2}f)[r_0-(h_2-\xi_2)] \end{cases} \quad (2)$$

- Phương trình động lực học ô tô trong mặt phẳng thẳng đứng (xoz) (Hình 2):

$$\begin{cases} m\ddot{z}=F_{C1}+F_{C2}+F_{K1}+F_{K2} \\ J_y\ddot{\varphi}=-l_1(F_{C1}+F_{K1})+l_2(F_{C2}+F_{K2}) \\ \quad -(h-r)(F'_{x1}+F'_{x2})+M_1+M_2 \\ m_{A1}\ddot{\xi}_1=-(F_{K1}+F_{C1})+F_{CL1} \\ m_{A2}\ddot{\xi}_2=-(F_{K2}+F_{C2})+F_{CL2} \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó: Các lực đàn hồi và lực cản của hệ thống treo, lớp được xác định như sau [4]:

$$\begin{aligned} F_C &= C_i(\xi_i - z_i) \\ F_{K_i} &= K_i(\xi_i - z_i) \end{aligned} \quad (4)$$

$$F_{CL_i} = \begin{cases} C_{Li}(h_i - \xi_i) & \text{khi } h_i - (\xi_i - f_{ii}) \geq 0 \\ 0 & \text{khi } h_i - (\xi_i - f_{ii}) < 0 \end{cases} \quad (5)$$

$F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}$  là các phản lực tương tác bánh xe chưa được xác định. Vì vậy, ta có thể xác định  $F_{zi}$  từ

phương trình động lực học thẳng đứng,  $F_{xi}, F_{yi}$  xác định từ phương trình:

$$F_x(s, \alpha) = \frac{s}{\sqrt{s^2 + \alpha^2}} \varphi_{x\max} F_z f \left( \frac{\sqrt{s^2 + \alpha^2}}{s_{\max} \varphi_{x\max}} \right) \quad (6)$$

$$F_y(s, \alpha) = \frac{\alpha}{\sqrt{s^2 + \alpha^2}} \varphi_{y\max} F_z g \left( \frac{\sqrt{s^2 + \alpha^2}}{\alpha_{\max} \varphi_{y\max}} \right)$$

Các thông số  $s, \alpha, \varphi_x, \varphi_y$  xác định từ mô hình lớp sử dụng hàm Ammon [3]. Các thành phần lực và các thông số còn lại xác định từ các phương trình liên kết.

Hàm góc đánh lái  $\delta(t)$  và hàm mô men phanh  $M(t)$  được định nghĩa trước tùy thuộc vào từng trường hợp khảo sát.

### 3. Khảo sát kết quả

Khảo sát phanh ô tô với hàm kích động:

$$h_1 = h_0 \sin(2\pi ft)$$

$$h_2 = h_0 \sin(2\pi f(t + \frac{L}{v})) \quad (7)$$

Khảo sát với 3 hệ số bám khác nhau:

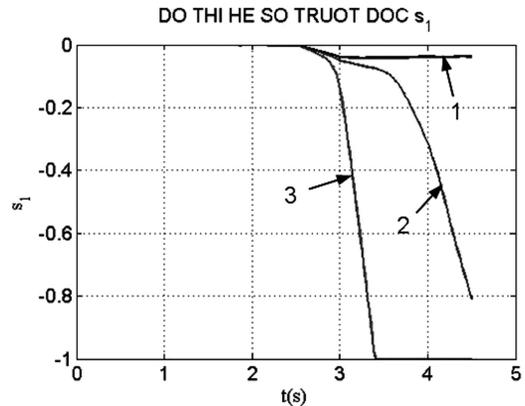
- (i).  $\varphi_{x\max} = 0,95; \varphi_{y\max} = 0,75$  (đường số 1)
- (ii).  $\varphi_{x\max} = 0,70; \varphi_{y\max} = 0,60$  (đường số 2)
- (iii).  $\varphi_{x\max} = 0,50; \varphi_{y\max} = 0,45$  (đường số 3)

### Các phương án khảo sát

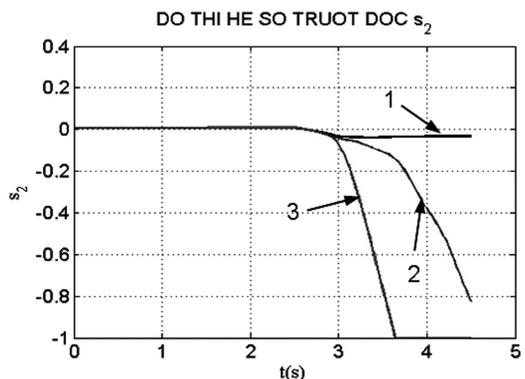
Tác giả tập trung khảo sát 2 phương án mà hệ số bám ảnh hưởng lớn nhất nhất đến hiệu quả phanh:

#### Phương án 1: Phanh trong đường vòng

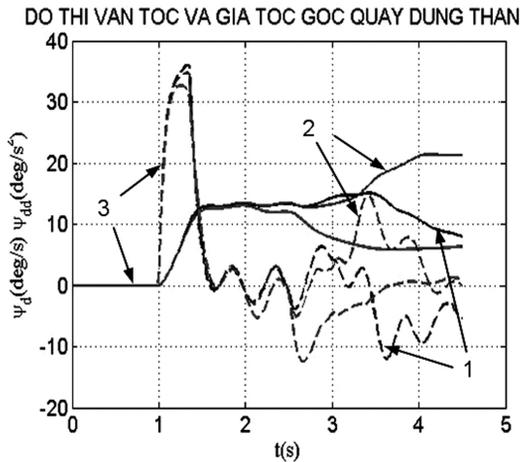
Điều kiện khảo sát: Cho xe chạy với vận tốc ban đầu  $v = 25\text{m/s}$ , quay vô lăng từ  $t = 1\text{s}$  và đạt  $\delta = 2^\circ$  tại  $t = 1,5\text{s}$ . Khi vào cua ổn định tại  $t = 2,5\text{s}$  bắt đầu phanh và đạt mô men phanh cực đại  $M_{B1} = 450\text{Nm}$ ,  $M_{B2} = 750\text{Nm}$  tại  $t = 3\text{s}$ . Kết quả được đưa ra trong các Hình 3 - 7.



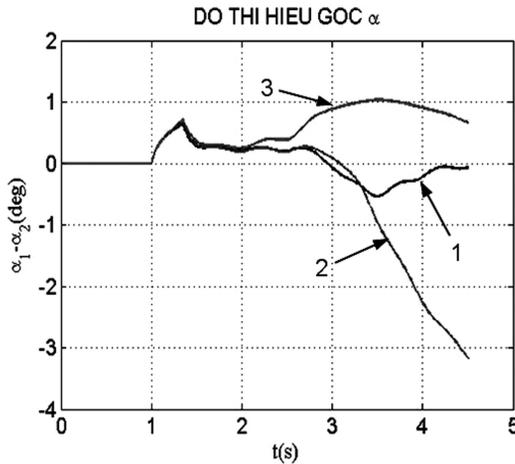
**Hình 3: Hệ số trượt dọc cầu trước**



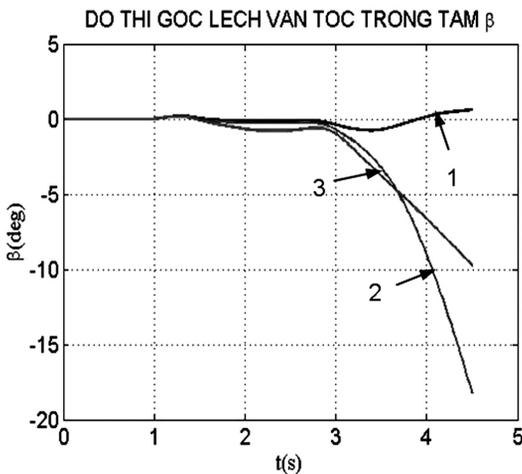
**Hình 4: Hệ số trượt dọc cầu sau**



Hình 5: Vận tốc góc và gia tốc góc quay thân xe



Hình 6: Hiệu góc lệch bên bánh xe



Hình 7: Góc hướng

**Nhận xét, đánh giá:**

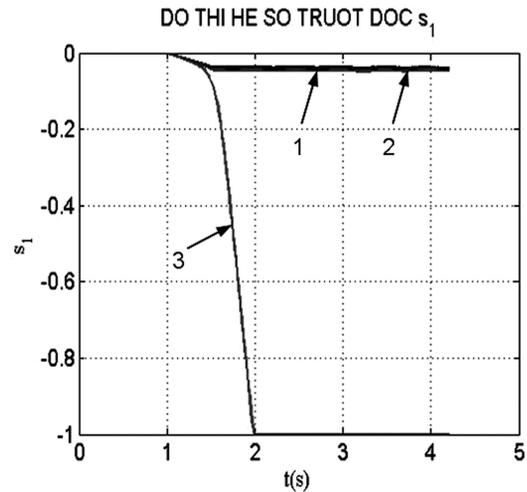
Với hệ số bám bằng 0,50 cả hai bánh xe trước và sau đều bị bó cứng (đường số 3 Hình 3 và Hình 4). Trong Hình 5, vận tốc góc quay thân xe (đường nét đứt) luôn dương, gia tốc góc quay thân xe (đường nét liền) ban đầu dương, xe quay vòng thiếu. Sau 1,5 giây gia tốc góc dao động, phần lớn là âm, xe có xu hướng quay vòng thừa, xe sẽ mất ổn định. Hình 6 là hiệu góc lệch bên: Với hệ số bám thấp 0,50, trị số hiệu góc lệch bánh xe là dương, quay vòng thừa (đường số 1); với hệ số bám cao hơn, hiệu này âm, quay vòng thiếu, có xu thế mất ổn định.

Hình 7 là đồ thị góc hướng, với hệ số bám 0,95 góc

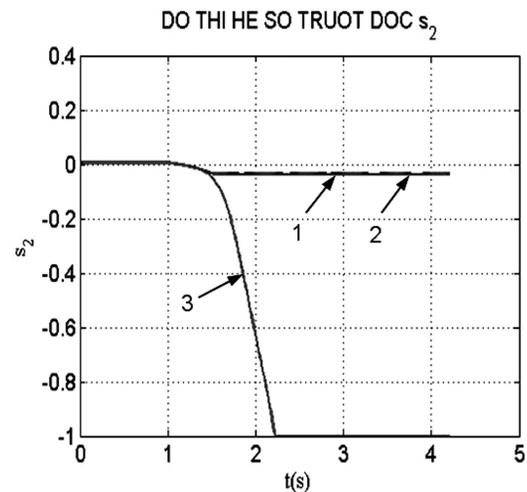
hướng ít thay đổi, xe chuyển động ổn định trong khi với hệ số bám thấp (0,70 và 0,50 đường số 2 và 3) có góc hướng âm có giá trị lớn, xe có xu thế quay vòng thiếu mạnh.

**Phương án 2: Quay vòng khi đang phanh**

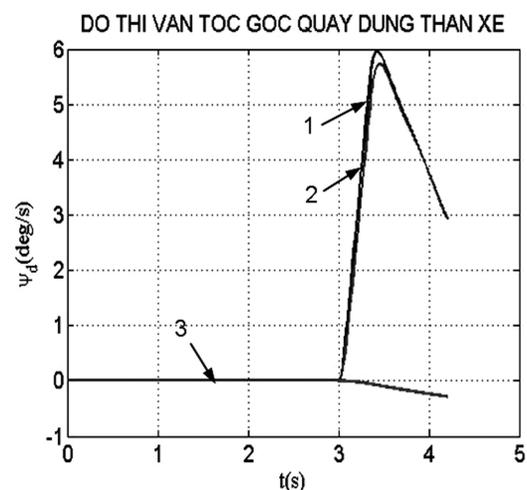
Điều kiện khảo sát: Cho xe chạy ổn định với vận tốc ban đầu  $v = 25m/s$ , tại  $t = 1s$  bắt đầu phanh và đạt mô men phanh cực đại  $M_{B1} = 450 Nm$ ,  $M_{B2} = 750 Nm$  tại  $t = 1,5s$ , tại  $t = 3s$  quay vô lăng và đạt giá trị  $\delta = 2^\circ$  tại  $t = 3,3s$ . Kết quả được đưa ra trong các Hình 8 - 13.



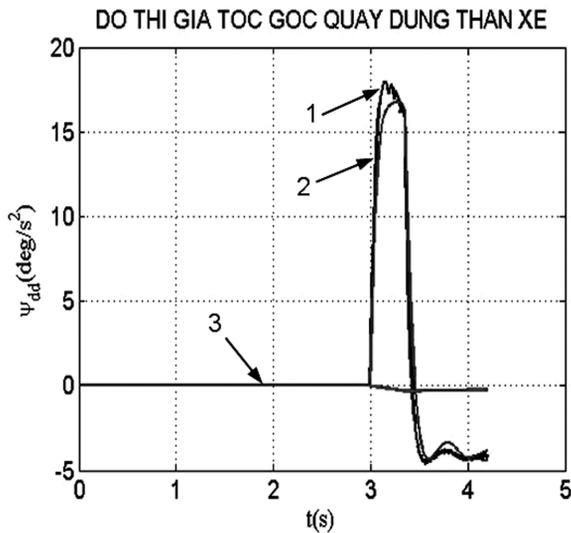
Hình 8: Hệ số trượt dọc cầu trước



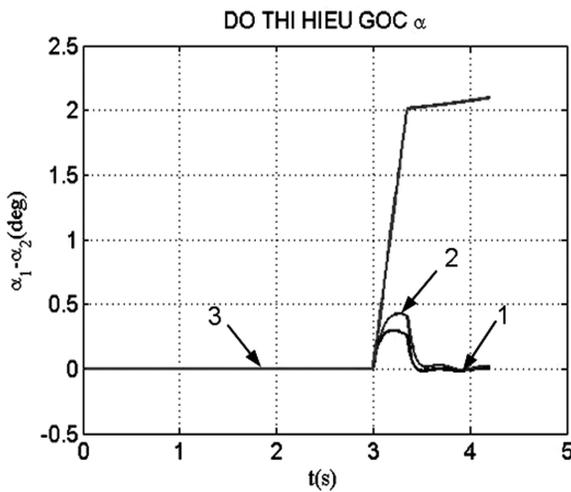
Hình 9: Hệ số trượt dọc cầu sau



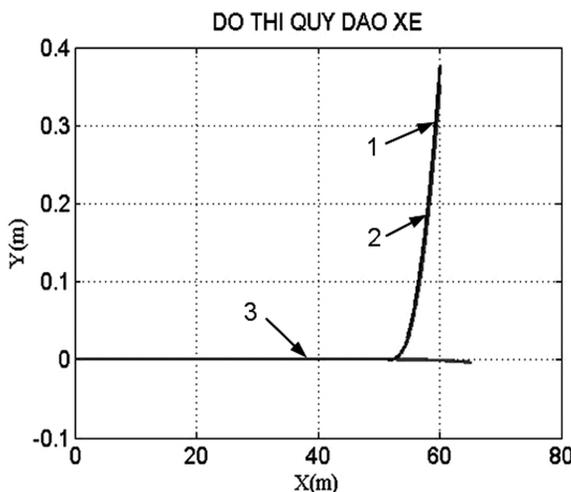
Hình 10: Vận tốc góc quay thân xe



Hình 11: Gia tốc góc quay thân xe



Hình 12: Hiệu góc lệch bên bánh xe



Hình 13: Quỹ đạo chuyển động

**Nhận xét, đánh giá:**

Với hàm đầu vào như trên, quá trình phanh được thực hiện trước. Với hệ số bám thấp 0,50 (đường số 3) thì cả hai bánh xe đã bị trượt lết trước khi quay vô lăng (Hình 8 và Hình 9).

Với hệ số bám thấp 0,50, mặc dù đã quay vô lăng nhưng vận tốc và gia tốc góc quay thân xe bằng 0 (Hình 10 và Hình 11), không có dịch chuyển ngang (Hình 13), xe không quay vòng được và chuyển động

theo phương quán tính.

Với hệ số bám cao, 0,70 (đường số 2) và 0,90 (đường số 1), khi quay vô lăng vận tốc và gia tốc góc quay thân xe tăng nhanh (Hình 10 và Hình 11) và có dịch chuyển ngang (Hình 13). Xe quay vòng thừa mạnh và mất ổn định. Điều này cũng phù hợp với Hình 12 khi hiệu góc lệch bên bánh xe luôn dương. Vì vậy, kể cả trong điều kiện đường tốt (hệ số bám cao) thì quay vòng khi đang phanh cũng gây mất ổn định cho xe.

**4. Kết luận**

Mô hình trình bày trên là mô hình một dây có mô tả phi tuyến hệ thống treo và lực tương tác bánh xe. Đã khảo sát ảnh hưởng của hệ số bám đường đến hiệu quả phanh ô tô với hai phương án: Phanh trong đường vòng và quay vòng khi đang phanh.

Với hệ số bám thấp, sẽ gây trượt lết khi phanh. Khi phanh trong đường vòng sẽ quay vòng thừa gây mất ổn định. Đặc biệt, quay vòng khi phanh với hệ số bám thấp sẽ mất khả năng dẫn hướng, xe không quay vòng được và chuyển động theo phương quán tính.

Với hệ số bám cao, mặc dù bánh xe không bị trượt lết nhưng khi quay vòng cũng gây mất ổn định □

**Tài liệu tham khảo**

[1]. Nguyễn Văn Ngọc, 2013, *Nghiên cứu ảnh hưởng của đường đến hiệu quả phanh ô tô bằng mô hình động lực học ô tô 1/2*, Luận văn Thạc sỹ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội.

[2]. Nguyễn Khắc Trai, 1997, *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*, NXB. GTVT, Hà Nội.

[3]. Dieter Ammon, 1997, *Modellbildung und systementwicklung*, in der Fahrzeugdynamik, B.G Teubner Stuttgart.

[4]. Dieter Schramm, 2010, *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeuge*, Springer, <http://dnb.d-nb.de>.

[5]. Ryszard Andrzejewski, 2005, *Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle*, Springer USA, <http://springeronline.de>.

Ngày nhận bài: 02/4/2014

Ngày chấp nhận đăng: 27/4/2014

Người phản biện: PGS. TS. Lưu Văn Tuấn  
PGS. TS. Võ Văn Hường

**NÂNG CAO HIỆU QUẢ...**

(Tiếp theo trang 36)

[2]. Tô Cẩm Tú, *Một số phương pháp tối ưu hóa trong kinh tế*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật (1997).

[3]. Alex Frino, Simone Kelly, carole Comerton-Forde, Tony cusack and Kent Wilson, *Introduction to Corporate Finance*, pp.5-15 (Peason Education Australia, 2004).

[4]. Richard Brealey, Stewart Myers, Graham Patington and David Robinson, *Principles of Corporate Finance*, pp.35-56, pp.950-965 (The McGraw - Hill Companies, Inc.,2001).

Ngày nhận bài: 14/4/2014

Ngày chấp nhận đăng: 28/4/2014

Người phản biện: GS. TSKH. Nguyễn Hữu Hà  
TS. Nguyễn Thế Vinh