

# ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PID ĐIỀU KHIỂN LỰC KÉO CỦA Ô TÔ THÔNG QUA ĐIỀU KHIỂN MÔ-MEN PHANH HAI BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Phan Tấn Tài<sup>1\*</sup>, Ngô Thanh Hà<sup>2</sup>, Huỳnh Thanh Bảnh<sup>3</sup>

## APPLICATION OF PID METHOD TO CONTROL TRACTION ON THE VEHICLES THROUGH CONTROLLING THE BRAKE MOMENT AT THE TWO DRIVING WHEELS

Phan Tan Tai<sup>1\*</sup>, Ngo Thanh Ha<sup>2</sup>, Huynh Thanh Banh<sup>3</sup>

**Tóm tắt** – Bộ vi sai ô tô là một bộ phận phân chia công suất động cơ đến hai bánh xe chủ động và cho phép các bánh xe có thể quay với tốc độ khác nhau khi xe di chuyển trên đường. Việc các bánh xe quay tốc độ khác nhau này phụ thuộc vào tình trạng bám giữa bánh xe và mặt đường. Khi lực bám tác động hai bánh xe bằng nhau, bộ vi sai sẽ phân phối lực kéo đến hai bánh xe chủ động như nhau giúp xe chuyển động thẳng ổn định. Tuy nhiên, nếu một trong hai bánh xe lăn trên đường trơn trượt, bộ vi sai sẽ phân phối công suất động cơ nhiều hơn cho bánh xe này. Kết quả là xe chuyển động mất ổn định, công suất động cơ bị mất mát, thậm chí xe không di chuyển được. Giải pháp cho vấn đề này là sử dụng vi sai chống trượt, vi sai chủ động hay hệ thống điều khiển lực kéo. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả sử dụng mô-men phanh tác dụng lên bánh xe bị trượt để phân phối lại công suất động cơ trên hai bánh chủ động và ứng dụng phương pháp PID để kiểm soát lực kéo ở các bánh xe. Kết quả khảo sát trên mô hình trong các trường hợp cụ thể cho thấy hiệu quả của bộ điều khiển được thiết kế.

**Từ khóa:** bộ điều khiển PID, bộ vi sai, điều khiển lực kéo, mô-men phanh.

**Abstract** – A vehicle differential is a device that divides engine power between the two driving wheels and allows the wheels to rotate at different speeds when the vehicle moves on the road. The speed difference depends mainly on the grip between the wheels and the road surface. When the traction acting on both driving wheels is equal, the differential will distribute traction equally, helping the vehicle move stably on a straight road. However, if one of the two driving wheels rolls on a slippery road, the differential will distribute more engine power to this wheel. As a result, the vehicle's motion is unstable, engine power is lost, the vehicle cannot move. To solve the problem, using a limited-slip differential, an active differential or a traction control system is considered an optimal solution. This study uses the brake moment acting on the skidding wheel to redistribute the engine power at the two driving wheels and uses the PID method for traction control at the drive wheels. Survey results show the effectiveness of the designed controller.

**Keywords:** brake moment, differential, PID controller, traction control.

<sup>1,2,3</sup>Trường Đại học Trà Vinh, Việt Nam  
Ngày nhận bài: 11/01/2022; Ngày nhận kết quả bình duyệt: 25/2/2022; Ngày chấp nhận đăng: 13/3/2022

\*Tác giả liên hệ: [phantantaickd@tvu.edu.vn](mailto:phantantaickd@tvu.edu.vn)

<sup>1</sup>Tra Vinh University, Vietnam

Received date: 11<sup>th</sup> January 2022; Revised date: 25<sup>th</sup> February 2022; Accepted date: 13<sup>th</sup> March 2022

\*Corresponding author: [phantantaickd@tvu.edu.vn](mailto:phantantaickd@tvu.edu.vn)

## I. GIỚI THIỆU

Lực kéo sinh ra tại bánh xe chủ động là kết quả của quá trình biến đổi động lực học từ động cơ qua hệ thống truyền lực đến bánh xe và tác động lên mặt đường. Nó bị giới hạn bởi lực bám

giữa bánh xe và mặt đường. Nếu lực bám ở hai bánh xe khác nhau làm cho lực kéo giữa chúng không bằng nhau theo quy luật phân phối công suất của bộ vi sai. Vi sai phân phối công suất kéo nhiều hơn cho bánh xe có lực bám thấp làm tăng sự trượt của bánh xe đó và mất mát công suất động cơ kéo. Ngoài ra, khi bánh xe trượt trên đường, công suất động cơ bị tiêu hao do ma sát giữa đường và lốp. Để kiểm soát lực kéo sinh ra tại hai bánh xe phù hợp với trạng thái bám với đường, đồng thời bảo đảm tốc độ hai bánh xe bằng nhau giúp xe chuyển động thẳng được ổn định, ô tô cần thiết phải có bộ kiểm soát lực kéo ở hai bánh xe chủ động. Một số nghiên cứu liên quan đã được thực hiện như dùng bộ điều khiển kiểm soát lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường để phân phối lực kéo cho phù hợp với điều kiện của đường [1–3]. Thiết kế bộ điều khiển lực kéo dựa trên động cơ theo phương pháp tuyến tính hóa đầu vào – đầu ra, bao gồm động lực học hệ thống truyền mô-men xoắn trên mô hình thiết kế của ô tô [4–6]. Hệ thống kiểm soát lực kéo gần đây cũng được áp dụng trên xe ô tô điện [7] và áp dụng trên xe ô tô có bốn bánh chủ động (4WD) kiểm soát theo yêu cầu hệ thống sai lệch mô-men xoắn ở bánh xe [8]. Bộ điều khiển lực kéo chỉ tập trung vào việc kiểm soát mô-men xoắn của động cơ thì không thể duy trì sự ổn định của xe trong các điều kiện đường xá phức tạp. Do đó, bộ điều khiển áp suất phanh bánh xe kết hợp với bộ điều khiển mô-men xoắn động cơ [3, 9, 10] cũng được áp dụng hiệu quả. Liqiang Jin et al. [11] đã trình bày một hệ thống kiểm soát lực kéo mới (ACO) bằng cách điều chỉnh mô-men xoắn động cơ và áp suất phanh bánh xe. Theo đó, việc điều chỉnh mô-men xoắn động cơ là dựa trên tối ưu hóa các tham số của bộ điều khiển PID và việc điều chỉnh áp suất phanh bánh xe là dựa trên bộ điều khiển tối ưu hóa theo tỉ lệ – tích phân (PI). Chúng được áp dụng trong các điều kiện phức tạp như mặt đường trơn trượt, độ bám thấp và mặt đường hai bên không đồng nhất.

Tuy nhiên, các cách tiếp cận này đều áp dụng tuyến tính hóa đầu vào – đầu ra cho mô hình hai trạng thái được sử dụng rộng rãi, mô tả tốc độ dọc của xe và tốc độ quay của bánh xe. Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng mô-men phanh tác dụng lên bánh xe bị trượt để phân phối lại lực

kéo trên hai bánh xe chủ động. Đầu tiên, nhóm tác giả xây dựng mô hình và khảo sát động lực học hệ thống truyền lực trên ô tô có kể đến ảnh hưởng của vi sai. Trong phần tiếp theo, chúng tôi thiết kế bộ điều khiển lực kéo dựa trên phương pháp điều khiển PID để kiểm soát lực kéo ở hai bánh xe chủ động trong điều kiện lực bám hai bánh xe chủ động khác nhau. Cuối cùng là kết quả mô phỏng cho thấy hiệu quả của mô hình thiết kế, nhằm cải thiện mô-men động cơ và chất lượng kéo ở bánh xe chủ động, giúp xe chuyển động thẳng được ổn định.

## II. XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC Ô TÔ

### A. Mô hình lớp xe và mặt đường

Mô hình lớp được chọn là mô hình toán học do Pacejka đề xuất [12]. Mô hình này dựa trên nguyên mẫu vật lý của lớp, được sử dụng mô phỏng động lực học bánh xe theo thời gian thực. Pacejka đã tìm ra biểu thức toán học mô tả đặc tính bám của lớp xe với mặt đường theo Phương trình (1) như sau:

$$F_x(\lambda) = D \cdot \sin \left( \left( \begin{array}{c} C \cdot \arctg \\ B \cdot \lambda - E \left( -\arctg(B \cdot \lambda) \right) \end{array} \right) \right) \quad (1)$$

Trong đó: B, C, D, E là các đại lượng đặc trưng của đường cong lực bám  $F_x(\lambda)$ . Các đại lượng này phụ thuộc vào phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe. Các thông số B, C, D, E ảnh hưởng bởi: độ cứng dọc của lớp  $C_x$ , giá trị lực bám dọc ở trạng thái trượt hoàn toàn và đạt cực đại, hình dáng cong của đường đặc tính bám.

Hệ số trượt dọc được xác định theo Công thức (2). Trong đó:  $\lambda$  là hệ số trượt dọc;  $\omega$  là tốc độ góc của bánh xe;  $V_x$  là vận tốc dài tại tâm bánh xe;  $r_{hx}$  là bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

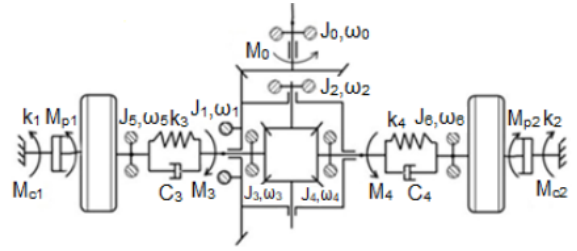
$$\lambda = \frac{|\omega \cdot r_{hx} - V_x|}{\max\{\omega \cdot r_{hx}, V_x\}} \quad (2)$$

### B. Mô hình động lực của thân xe kể đến ảnh hưởng của vi sai

Mô hình xe 15 bậc tự do (DOF) phi tuyến được Liqiang et al. [11] sử dụng để dự đoán phản ứng của xe trong các điều kiện đường và các thao tác lái xe khác nhau. Hệ thống điều khiển lực kéo này kiểm soát động lực học dọc của xe nhưng bỏ qua một số yếu tố ảnh hưởng đến hệ thống. Trong nghiên cứu này, một mô hình động lực học của thân xe được xây dựng dựa trên nguyên lý D'Alembert và phương trình Lagrang II. Mô hình chỉ xét các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình chuyển động dọc và chuyển động lăn của bánh xe. Giả thuyết rằng, xem các phần tử của hệ thống truyền lực từ động cơ đến truyền lực chính là cứng tuyệt đối, mô-men quán tính khối của các phần tử quy dẫn về bánh răng chủ động của truyền lực chính. Mô hình hệ thống truyền lực có kể đến ảnh hưởng của vi sai thể hiện trên Hình 1 [13]. Trong đó:  $J_0 \div J_6$  lần lượt là mô-men quán tính khối tương đương của bánh răng chủ động, bánh răng bị động, các bánh răng hành tinh, bánh răng bán trục trái, bánh răng bán trục phải, bán trục và bánh xe chủ động bên trái, bán trục và bánh xe chủ động bên phải;  $\omega_0 \div \omega_6$  lần lượt là tốc độ góc của bánh răng chủ động, bánh răng bị động, các bánh răng hành tinh, bánh răng bán trục trái, bánh răng bán trục phải, bán trục và bánh xe chủ động bên trái, bán trục và bánh xe chủ động bên phải;  $a_1$  là tỉ số truyền của truyền lực chính;  $a_2$  là tỉ số truyền giữa bánh răng bán trục với bánh răng hành tinh;  $\varphi_3 \div \varphi_6$  tương ứng là góc quay của bánh răng bán trục trái, bánh răng bán trục phải, bán trục trái và bán trục phải. Phương trình (4) gồm có sáu biến, có ba biến phụ thuộc là:  $\omega_0 = \omega_1 \cdot a_1 \cdot \omega_1 = (\omega_3 + \omega_4)/2\omega_2 = (\omega_4 + \omega_5) \cdot a_2/2$

Khi đó, mô-men bánh răng chủ động của truyền lực chính được xác định theo Công thức (3), trong đó,  $i_{hi}$  là tỉ số truyền hộp số;  $\eta_{II}$  là hiệu suất truyền của hệ thống truyền lực. Giả thiết mô hình bánh xe không tiếp xúc mặt đường, thành phần mô-men bám được thay thế bằng mô-men  $M_{c1} = k_1 \dot{\varphi}_5; M_{c2} = k_2 \dot{\varphi}_6$ , ở đây hệ số  $k_1, k_2$  thể hiện cho đặc trưng sự bám khác nhau ở hai bánh xe chủ động. Phương trình động lực học hệ thống truyền lực có kể đến ảnh hưởng của vi sai được

thể hiện ở Phương trình (4).



Hình 1: Mô hình động lực học hệ thống truyền lực có kể đến vi sai

$$M_0 = M_{i_m} \eta_{II} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_3 = \left( A \left( M_0 \frac{a_1}{2} - M_3 \right) - B \left( M_0 \frac{a_1}{2} - M_4 \right) \right) / (A^2 - B^2) \\ \ddot{\varphi}_4 = \left( B \left( M_0 \frac{a_1}{2} - M_3 \right) - A \left( M_0 \frac{a_1}{2} - M_4 \right) \right) / (B^2 - A^2) \\ \ddot{\varphi}_5 = (M_3 - M_{c1} - M_{p1}) / J_5 \\ \ddot{\varphi}_6 = (M_4 - M_{c2} - M_{p2}) / J_6 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{Với: } & A = J_0 a_1^2 / 4 + J_1 / 4 + J_3 + 2J_2 a_2^2; \\ & B = J_0 a_1^2 / 4 + J_1 / 4 - 2J_2 a_2^2; \\ & M_3 = c_3 (\omega_3 - \omega_5) + k_3 (\varphi_3 - \varphi_5); \\ & M_4 = c_4 (\omega_4 - \omega_6) + k_4 (\varphi_4 - \varphi_6) \end{aligned} \quad (5)$$

Trong đó:  $a_1$  là tỉ số truyền của truyền lực chính;  $a_2$  là tỉ số truyền giữa bánh răng bán trục với bánh răng hành tinh;  $\varphi_3 \div \varphi_6$  tương ứng là góc quay của bánh răng bán trục trái, bánh răng bán trục phải, bán trục trái và bán trục phải. Phương trình (4) gồm có sáu biến, có ba biến phụ thuộc là:  $\omega_0 = \omega_1 \cdot a_1 \cdot \omega_1 = (\omega_3 + \omega_4)/2\omega_2 = (\omega_4 + \omega_5) \cdot a_2/2$

Sai lệch tốc độ góc của bánh răng bán trục trái với bánh răng bán trục phải ( $e_1$ ) hay giữa bánh xe bên trái với bánh xe bên phải ( $e_2$ ) cũng dễ dàng xác định theo Công thức (6) như sau:

$$e_1 = \omega_3 - \omega_4; e_2 = \omega_5 - \omega_6 \quad (6)$$

### C. Khảo sát mô hình hệ thống truyền lực có kể đến vi sai

Phần mềm Matlab/Simulink được sử dụng để thiết lập mô hình hệ thống truyền lực có kể đến vi sai phục vụ khảo sát. Các thông số của mô hình khảo sát như sau:  $M_e = 180$  Nm,  $i_{H1}=4,25$ ;  $\eta_{H1}=0,96$ ;  $a_1=4,85$ ;  $a_2=0,87$ ;  $J_0=0,002$  kg.m<sup>2</sup>;  $J_1=0,6$  kg.m<sup>2</sup>;  $J_2=0,0003$  kg.m<sup>2</sup>;  $J_3=2,0035$  kg.m<sup>2</sup>;  $J_5=J_6=4,005$  kg.m<sup>2</sup>;  $k_3=k_4=32600$  Nm/rad;  $c_3=c_4=6500$  Nms/rad [13]. Giả sử rằng lực bám ở bánh xe chủ động bên trái nhỏ hơn lực bám ở bánh xe bên phải, ta tiến hành khảo sát tốc độ góc của các bánh xe chủ động trong các trường hợp như Bảng 1 và kết quả khảo sát được hiển thị trong Hình 2.

Bảng 1: Các trường hợp khảo sát hệ thống

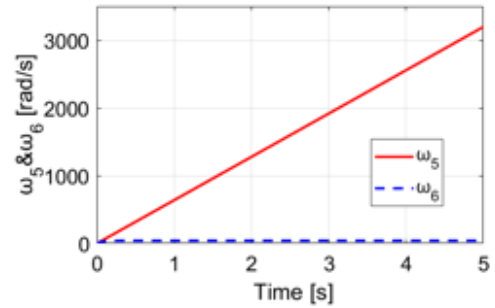
| $k_1$ | 0   | 20  | 40  | 60  | 80  | 100 |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $k_2$ | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |

Hình 2 cho thấy khi bánh xe bên trái bị trượt hoàn toàn, tốc độ góc của bánh xe phải gần như bằng 0 (Hình 2(a)). Khi tăng hệ số bám với mặt đường ở bánh xe bên trái (trong trường hợp  $k_1=40$ ) thì tốc độ của bánh xe bên phải tăng lên (Hình 2(b)). Trong trường hợp  $k_1=k_2=100$  (lực bám ở các bánh xe bên trái và bên phải như nhau), tốc độ giữa các bánh xe bên trái và bên phải không có sự khác biệt (Hình 2(c)).

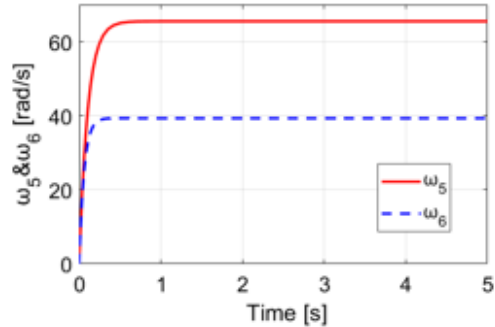
Khảo sát tương tự trong các trường hợp còn lại, ta thấy rằng khi bánh xe có hệ số bám càng thấp thì nó quay càng nhanh vì độ trượt tăng, làm cho tốc độ góc của bánh xe kia chậm lại vì chức năng phân phối của bộ vi sai. Do đó, để giữ cho xe chuyển động được ổn định thì cần phải đặt lên bánh xe bị trượt một mô-men cản đủ lớn sao cho lực kéo truyền đều về hai phía của các bánh xe chủ động. Vì vậy, việc sử dụng bộ điều khiển PID để điều khiển mô-men phanh hai bánh xe chủ động là điều rất cần thiết.

### III. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN MÔ-MEN PHANH

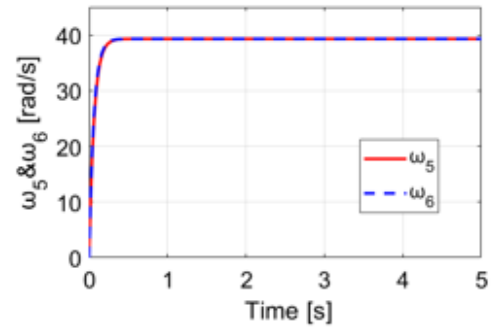
Khi ô tô chuyển động trên đường gồ ghề hay mặt đường trơn trượt, các bánh xe chủ động hai bên sẽ quay không đều nhau, dễ xảy ra hiện tượng trơn trượt cục bộ. Xét trường hợp khi ô tô bị sa



(a)  $k_1 = 0, k_2 = 100$



(b)  $k_1 = 40, k_2 = 100$

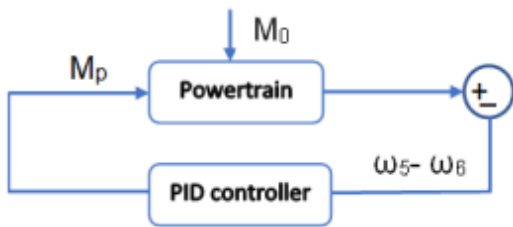


(c)  $k_1 = k_2 = 100$

Hình 2: Tốc độ góc của các bánh xe chủ động bên trái và phải

lầy, bên bánh xe chủ động bị trượt quay trơn trên đường, bánh xe bên kia nằm trên đường tốt không thể quay được. Kết quả là, công suất động cơ bị tiêu hao do ma sát giữa đường và lớp giảm. Để cải thiện hiệu suất kéo, một bộ điều khiển được thiết kế để tác động một mô-men phanh lên bánh xe bị trượt để có được tốc độ của hai bánh chủ động bằng nhau. Từ đó, công suất động cơ được phân phối lại trên hai bánh chủ động, giúp xe chuyển động được ổn định. Bộ điều khiển được thiết kế dựa trên phương pháp điều khiển PID

(proportional – integral – derivative) như Hình 3. Trong đó, mô-men động cơ truyền dẫn đến cầu chủ động và phân phối đến các bánh xe hai bên. Tốc độ góc của các bánh xe hai bên phụ thuộc vào điều kiện bám của bánh xe với mặt đường. Nếu  $k_1 \neq k_2$  thì có sự sai lệch tốc độ góc giữa hai bánh xe, tín hiệu sai lệch này sẽ cung cấp cho bộ điều khiển PID xử lý. Đầu ra của bộ điều khiển sẽ cung cấp tín hiệu đến bộ chấp hành phanh ABS (Antilock Brake System) tác động một mô-men phanh tương ứng ở bánh xe chủ động có độ bám thấp làm giảm tốc độ của nó xuống bằng với tốc độ của bánh xe bên kia.



Hình 3: Sơ đồ điều khiển mô-men phanh bằng phương pháp PID

Giả sử bánh xe chủ động bên trái chuyển động trên đường trơn trượt, bánh xe bên phải lăn trên đường tốt nên có sự sai lệch tốc độ góc giữa hai bánh xe. Sai lệch này được bộ điều khiển PID xử lý và thuật toán điều khiển được biểu diễn bằng Phương trình (7). Trong đó: P, I, D lần lượt là hằng số tỉ lệ, hệ số tích phân và hệ số vi phân.

$$M_{p1} = P(\omega_5 - \omega_6) + I \int (\omega_5 - \omega_6) dt + D(\dot{\omega}_5 - \dot{\omega}_6) \quad (7)$$

#### IV. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

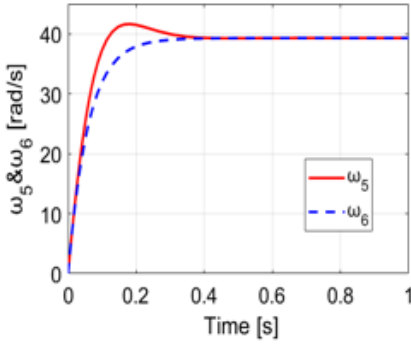
Giả sử rằng khi bánh xe bên trái chuyển động trên đường có hệ số bám thấp thì nó bị trượt và tốc độ góc của nó tăng lên lớn hơn bánh xe bên phải. Tại thời điểm này, bộ điều khiển sẽ tính toán mô-men phanh thích hợp ( $M_{p1}$ ) để tác động đến bánh xe này. Do đó, tốc độ góc của bánh xe bên trái giảm trong khi tốc độ góc của bánh xe bên phải tăng lên, dẫn đến tốc độ góc của cả hai bánh chủ động trở nên bằng nhau tại một thời

điểm nhất định (Hình 4(a)). Chênh lệch tốc độ góc giữa hai bánh xe chủ động với các điều kiện mô phỏng khác nhau được thể hiện trong Hình 4(b). Các mô-men phanh tác động lên bánh xe bên trái cũng được thể hiện trong Hình 4(c).

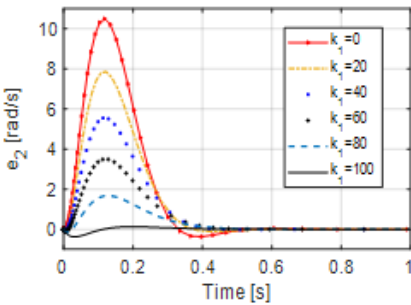
Hình 4(a) cho thấy, tại thời điểm bắt đầu mô phỏng, tốc độ góc của bánh xe bên trái cao hơn tốc độ góc của bánh xe bên phải. Sau đó, tốc độ góc của cả hai bánh xe đều nhanh chóng được ổn định ở cùng một giá trị khoảng 39 rad/s. Với các điều kiện mô phỏng khác nhau, tốc độ góc của các bánh xe chủ động luôn ổn định trong khoảng 0,5 giây sau thời điểm bắt đầu mô phỏng, điều này đã khẳng định tính hiệu quả của bộ điều khiển được thiết kế. Chênh lệch tốc độ góc giữa hai bánh xe càng cao khi ma sát của bánh xe với mặt đường càng giảm (Hình 4(b)). Độ sai lệch này lên đến 10,49 rad/s khi  $k_1=0$  và giảm dần về 0 khi  $\omega_5 = \omega_6$ . Hình 4(c) cho thấy mô-men phanh tác động lên bánh xe chủ động bên trái trong các trường hợp khác nhau. Kết quả quan sát cho thấy mô-men phanh đạt giá trị cực đại khoảng 4000 Nm trong trường hợp độ ma sát đường ở bánh xe bên trái bằng 0 (bánh xe trái bị trượt hoàn toàn).

Hình 5 cho thấy công suất đầu vào ( $N_0$ ) phân phối trên bánh xe chủ động bên trái ( $N_3$ ), bên phải ( $N_4$ ) có điều khiển (Hình 5(b)) và không có điều khiển (Hình 5(a)), trong trường hợp  $k_1=80$  và  $k_2=100$ . Hình 5(a) trình bày kết quả mô phỏng khi không có bộ điều khiển, lực kéo được phân bổ nhiều hơn trên bánh xe chủ động bên trái ( $N_3 = 1,932.10^5 W; N_4 = 1,545.10^5 W$ ). Trong cùng điều kiện mô phỏng, kết quả mô phỏng với bộ điều khiển PID được thiết kế chỉ ra rằng lực kéo được phân bổ đều trên cả hai bánh xe chủ động như trong Hình 5(b) ( $N_3 = N_4 = 1,545.10^5 W$ ).

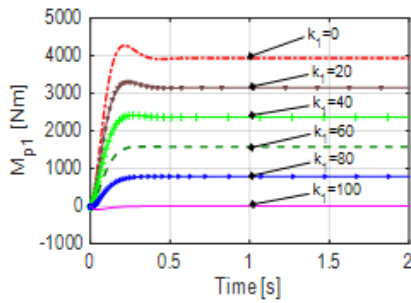
Mặt khác, có sự khác nhau của công suất đầu vào khi có và không có sử dụng bộ điều khiển,  $N_0 = 3,091.10^5 W$  khi có bộ điều khiển, còn khi không có bộ điều khiển  $N_0 = 3,477.10^5$ . Việc tăng công suất đầu vào  $N_0$  khi không dùng bộ điều khiển là do có sự chênh lệch tốc độ ở hai bánh xe chủ động. Điều này chứng tỏ, việc sử dụng bộ điều khiển PID sẽ tránh thất thoát một lượng công suất đầu vào rất đáng kể ( $0,386.10^5 W$  khi  $k_1=80$ ). Hơn nữa, khi  $k_1$  càng giảm, sự chênh lệch tốc độ càng cao, công suất



(a) Tốc độ góc hai bánh xe ( $\lambda_1 = 40, \lambda_2 = 100$ )



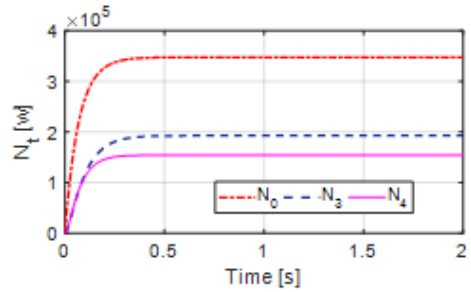
(b) Chênh lệch tốc độ góc hai bánh xe khi  $k_1$  thay đổi



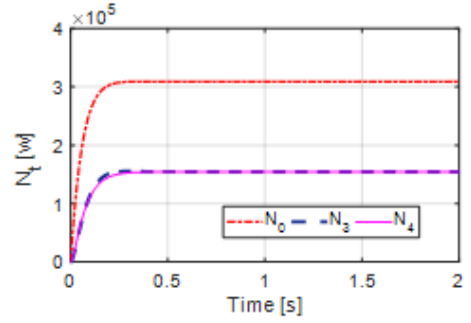
(c) Mô-men phanh tác động lên bánh xe trái

Hình 4: Tốc độ hai bánh xe chủ động với bộ điều khiển PID

$N_0$  càng lớn, dẫn đến sự tiêu phí công suất động cơ càng tăng. Vì vậy, dùng bộ điều khiển PID được thiết kế để tác động một mô-men phanh hợp lý vào bánh xe bị trượt để giữ cho tốc độ chúng được cân bằng là việc làm cần thiết, tránh thất thoát công suất động cơ, giúp xe chuyển động ổn định trên mặt đường phức tạp. Điều này cho thấy tính hiệu quả rất cao khi sử dụng bộ điều khiển phanh này.



(a) Không điều khiển PID



(b) Với bộ điều khiển PID

Hình 5: Công suất kéo phân phối trên hai bánh xe chủ động (trường hợp  $k_1 = 80$ )

## V. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày ứng dụng phương pháp PID để thiết kế bộ điều khiển lực kéo ô tô thông qua điều khiển mô-men phanh hai bánh xe chủ động khi xe chuyển động thẳng trên mặt đường có độ bám hai bánh xe không đồng nhất. Nhóm tác giả đã áp dụng nguyên lý D'Alembert và phương trình Lagrang II để xây dựng mô hình hệ thống truyền lực trên ô tô có kể đến ảnh hưởng của vi sai; đồng thời áp dụng phần mềm Matlab/Simulink khảo sát mô hình này. Kết quả khảo sát cho thấy khi bánh xe có hệ số bám càng thấp thì nó quay càng nhanh vì độ trượt tăng, làm cho tốc độ góc của bánh xe còn lại giảm xuống do luật phân phối của bộ vi sai. Hơn nữa, nhóm tác giả còn ứng dụng phương pháp điều khiển PID để cải thiện hiệu suất bám đường trong các trường hợp ma sát đường khác nhau ở hai bánh xe chủ động. Bộ điều khiển PID được thiết kế để loại bỏ sự khác biệt về tốc độ của cả hai bánh xe chủ động bằng cách tác động mô-men phanh thích hợp cho bên bánh xe bị trượt. Kết quả khảo sát này cho thấy tốc độ của cả hai bánh xe đều

nhanh chóng ổn định ở cùng một giá trị đối với các điều kiện mô phỏng khác nhau. Lực kéo được phân bố đều trên cả hai bánh xe chủ động với bộ điều khiển PID được thiết kế. Tuy nhiên, các kết quả chỉ dừng lại ở việc mô phỏng, hướng tiếp theo nhóm nghiên cứu sẽ tiến hành thực nghiệm trên mô hình.

### LỜI CẢM ƠN

Tác giả gửi lời cảm ơn chân thành đến Trường Đại học Trà Vinh đã tài trợ hoàn toàn theo hợp đồng tài trợ số 226/HĐ.HĐKH & ĐT-ĐHTV cho nghiên cứu này. Tác giả cũng gửi lời cảm ơn chân thành đến các đồng nghiệp đã đóng góp ý kiến cho bài báo trong suốt thời gian qua.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Ivanov V, Savitski D, Shyrokau B. A survey of traction control and antilock braking systems of full electric vehicles with individually controlled electric motors. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2015;64(9): 3878–3896.
- [2] Tai PT, Nhu TV, Dung TQ. Using the Brake Torque to Redistribute the Engine Power Transmitting to the Left and Right Drive Wheels. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2021; <https://doi.org/10.1007/978-3-030-69610-8-69>.
- [3] Jung HS, Kwak BH, Park YJ. *Development of traction control system*. Seoul 2000 FISITA world Automotive congress, Seoul, Korea. 2000.
- [4] Zech A, Eberl T, Reichensd orfer E, Odenthal D, Muller S. Method for developing tire slip controllers regarding a new cascaded controller structure. In: *14<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*. 2018. p.302–307.
- [5] Reichensd orfer E, Odenthal D, Wollherr D. On the stability of nonlinear wheel-slip zero dynamics in traction control systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2020;28(2): 489–504.
- [6] Reichensd orfer E, Odenthal D, Wollherr D. Engine-Based Input-Output Linearization for Traction Control Systems. *IFAC Papers Online, Elsevier*. 2020; 53(2): 14055–14060.
- [7] Zech A, Eberl T, Marx C, Muller S. Analysis of the potential of a new control approach for traction control considering a P2-hybrid drivetrain. In: *9<sup>th</sup> International Munich Chassis Symposium*. Springer; 2019. p.285–303.
- [8] Reichensd orfer E, Degel W, Odenthal D, Wollherr D. Nonlinear traction control design, stability analysis and experiments for vehicles with on-demand 4WD torque bias systems. In: *2019 IEEE 58<sup>th</sup>, Conference on Decision and Control (CDC)*. IEEE; 2019. p.6669–6674.
- [9] Liu G, Jin LQ. A study of coordinated vehicle traction control system based on optimal slip ratio algorithm. *Math Probl Eng*. 2016; Article ID 3413624.
- [10] Ran X, Zhao X, Chen J, C. Yang. Novel coordinated algorithm for traction control system on split friction and slope road. *Int J Automot Technol*. 2016;17: 817–827.
- [11] Jin LQ, Ling M, Li J. Development of a new traction control system using ant colony optimization. *Advances in Mechanical Engineering, SAGE*. 2018;10(8): 1–12.
- [12] Pacejka HB. *Tire and vehicle dynamics*. 3<sup>rd</sup> ed. Oxford: Butterworth Heinemann; 2012.
- [13] Phan Tấn Tài, Trần Văn Như. Nghiên cứu kiểm soát lực kéo của ô tô khi chuyển động trên đường có hệ số bám khác nhau ở hai bên bánh xe. *Tạp chí Cơ khí Việt*. 2021;12/2021: 304–309. [Phan Tấn Tài, Trần Văn Như. Research on controlling traction of cars when moving on roads with different traction coefficients on both sides of the wheel. *Vietnam Mechanical Engineering Journal*. 2021;12/2021: 304–309].

