

## **ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ CỦA HỆ THỐNG TREO BÁN CHỦ ĐỘNG VỚI THUẬT TOÁN PID**

**Nguyễn Đức Ngọc<sup>1</sup>, Nguyễn Tuấn Anh<sup>1</sup>, Đặng Ngọc Duyên<sup>1</sup>**

**Tóm tắt:** Hệ thống treo trên ô tô được sử dụng để điều hòa và dập tắt các dao động của xe. Độ cứng của hệ thống treo cơ khí không thể thay đổi, do đó, độ êm dịu của xe sẽ bị ảnh hưởng trong nhiều trường hợp. Để nâng cao sự ổn định của ô tô, hệ thống treo bán chủ động được sử dụng để thay thế hệ thống treo bị động thông thường. Hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm chấn điện từ với độ nhớt của chất lỏng có thể thay đổi dựa trên tín hiệu dòng điện được cung cấp. Trong bài báo này, các tác giả đã sử dụng thuật toán điều khiển PID để kiểm soát hoạt động của giảm chấn điện từ. Mô hình động lực học một phần tư được sử dụng để mô tả dao động của xe. Trong mỗi trường hợp khảo sát, các kết quả lớn nhất và kết quả trung bình của chuyển vị và gia tốc thân xe được so sánh với nhau. Nhìn chung, dao động của ô tô đã giảm đáng kể khi hệ thống treo bán chủ động được sử dụng. Quá trình thực nghiệm có thể được tiến hành trong thời gian tới để có thể đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển.

**Từ khoá:** Hệ thống treo bán chủ động, thuật toán PID, dao động ô tô, động lực học ô tô.

### **1. GIỚI THIỆU**

Sự êm dịu và tính tiện nghi của ô tô khi di chuyển là một trong những vấn đề rất quan trọng. Vấn đề này có thể ảnh hưởng trực tiếp tới sức khỏe của hành khách cũng như chất lượng của hàng hóa hay tuổi thọ của ô tô. Sự êm dịu của ô tô bị mất đi do các dao động của ô tô gây ra. Thậm chí, nếu các dao động này quá lớn, nó có thể làm ảnh hưởng đến sự ổn định và an toàn của xe khi chuyển động. Có rất nhiều nguyên nhân khiến cho xe bị dao động, trong đó các mấp mô từ mặt đường có thể được coi là nguyên nhân chính gây ra hiện tượng này.

Dao động của ô tô là một vấn đề rất phức tạp. Phần lớn các dao động đều là có hại, do đó việc điều hòa và dập tắt các dao động này là cần thiết. Nhiệm vụ này được đảm nhận bởi hệ thống treo trên ô tô. Thông thường, hệ thống treo của ô tô con sẽ có ba thành phần chính, bao gồm: bộ phận đàn hồi (lò xo, nhíp lá, thanh

xoắn); bộ phận giảm chấn; bộ phận dẫn hướng (đòn ngang, đòn dọc, thanh liên kết đa điểm) (Jiregna I. and Sirata G., 2020). Độ cứng của các thành phần này không thể thay đổi được, vì vậy khả năng đảm bảo êm dịu của nó là không cao. Một giải pháp được đưa ra để nâng cao tính tiện nghi của ô tô là thay đổi độ cứng của các bộ phận này một cách linh hoạt hơn. Trong (Zepeng G., et al., 2017), Zepeng et al. đã đề cập tới việc sử dụng hệ thống treo khí nén với độ cứng của lò xo khí có thể thay đổi được. Độ cứng của lò xo khí sẽ phụ thuộc vào việc điều chỉnh áp suất bên trong các balloon khí của hệ thống treo (Xiao P., et al., 2018). Một giải pháp khác là sử dụng giảm chấn điện từ với độ cứng có thể thay đổi, được gọi là hệ thống treo bán chủ động (Fujita T., et al., 2013). Đối với giảm chấn điện từ, dòng điện được cung cấp vào lõi bên trong giảm chấn sẽ tạo ra từ trường xung quanh. Điều này làm thay đổi trật tự sắp xếp của các hạt kim loại, do đó sẽ làm thay đổi độ nhớt của chất lỏng bên trong ống giảm chấn

---

<sup>1</sup> Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

(Khedkar Y. M., et al., 2019). Chính sự biến đổi thích nghi này đã khiến cho độ cứng chung của giảm chấn thay đổi.

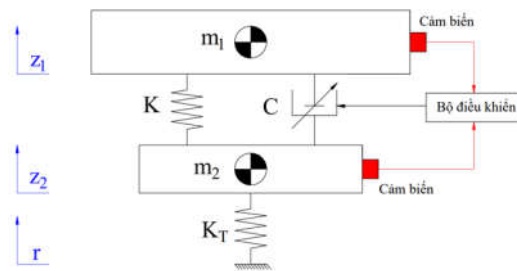
Trong nhiều năm trở lại đây, có nhiều các nghiên cứu về thuật toán điều khiển cho giảm chấn điện từ đã được công bố. Trong (Koulocheris D., et al., 2017), Koulocheris et al. đã giới thiệu thuật toán Skyhook cho mô hình giảm chấn của hệ thống treo bán chủ động. Thuật toán này được chia theo các nấc của bộ điều khiển. Một thuật toán khác cũng đã được áp dụng cho hệ thống treo với giảm chấn điện từ, đó là thuật toán phản hồi vị trí dương, được trình bày bởi Aquino et al. (Aquino K., et al., 2021). Đối với những trạng thái trung gian, thuật toán điều khiển mờ thường được sử dụng. Các hàm liên thuộc của thuật toán mờ được thiết lập dựa trên kinh nghiệm của các tác giả (Pang H., et al., 2015). Bên cạnh đó, nguyên lý hoạt động của cơ cấu chấp hành điện từ cũng có thể được sử dụng dưới dạng phi tuyến (Zhang S., et al., 2021) hoặc tuyến tính (Jeyasenthil R., et al., 2021). Nhìn chung, hiệu quả mà hệ thống treo bán chủ động mang lại là tương đối tích cực.

Nội dung của bài báo này hướng tới việc đánh giá hiệu quả của hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm chấn điện từ. Trong các nghiên cứu trước đây, các tác giả thường điều khiển giảm chấn dựa theo vận tốc chuyển động của hệ thống treo. Một số các nghiên cứu có đề cập tới việc sử dụng gia tốc của thân xe với vai trò là đối tượng cần được điều khiển. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, chuyển vị của thân xe được sử dụng như là một tín hiệu đầu vào của bài toán điều khiển. Bên cạnh đó, giảm chấn điện từ được đề cập trong nghiên cứu này có dạng lý tưởng. Vì vậy, mô hình được sử dụng trong bài báo này thì đơn giản hơn rất nhiều so với các mô hình phức tạp khác, chẳng hạn như Skyhook. Đây được coi là một điểm mới của bài báo so với các nghiên cứu khác đã được công bố. Phương pháp được sử dụng trong nghiên cứu bao gồm phân tích, đánh giá và mô phỏng.

Bố cục của bài báo gồm 4 phần: tổng quan; mô hình và thuật toán điều khiển; mô phỏng và đánh giá; kết luận. Các nội dung chính được trình bày ở những mục tiếp theo của bài báo.

## 2. MÔ HÌNH VÀ THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN

Để mô phỏng dao động của ô tô, cần phải thiết lập mô hình động lực học. Có nhiều dạng mô hình động lực học đã và đang được sử dụng để đánh giá dao động, trong đó mô hình một phần tử rất phù hợp đối với các bài toán có liên quan đến điều khiển (Hình 1).



Hình 1. Mô hình động lực học ô tô

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe được đưa ra như sau:

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_K + F_C \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{KT} - F_K - F_C \quad (2)$$

Trong đó:

Lực đàn hồi của lò xo tuyến tính:

$$F_K = K(z_2 - z_1) \quad (3)$$

Lực cản giảm chấn tuyến tính:

$$F_C = C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (4)$$

Lực đàn hồi của lớp xe:

$$F_{KT} = K_T(r - z_2) \quad (5)$$

Đối với giảm chấn điện từ, lực cản của giảm chấn có thể được xác định dựa trên mô hình phi tuyến. Phương trình (6) thể hiện sự phụ thuộc giữa lực tác động của giảm chấn và chuyển vị, vận tốc của piston bên trong xylanh giảm chấn (Hou and Liu, 2020).

$$F_C = k_e x_p + c_e \dot{x}_p + P_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (6)$$

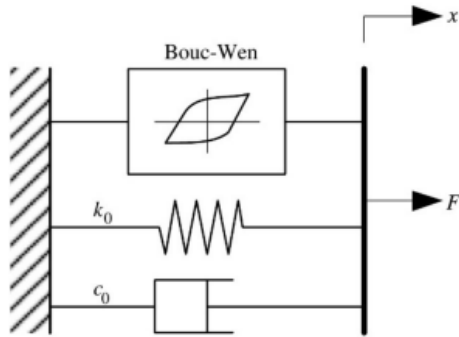
Với:  $k_e$  là hệ số độ cứng tương đương;  $c_e$  là hệ số giảm chấn tương đương;  $P_{MR}$  là lực tác động của chất lỏng bên trong giảm chấn và  $x_p$  là chuyển vị của piston.

Bên cạnh đó, một mô hình khác cũng đã được sử dụng để xác định lực tác động của giảm chấn điện từ, được gọi là mô hình Bouc-Wen (Desai, et al., 2019). Sơ đồ của mô hình Bouc-Wen được trình bày trên Hình 2, mô hình này cần phải sử dụng nhiều các tham số thực nghiệm.

$$F_C = c_0 \dot{x} + k_0 (x - x_0) + \alpha z \quad (7)$$

$$z = -\gamma |x|z|z|^{n-1} - \beta x|z|^n + Ax \quad (8)$$

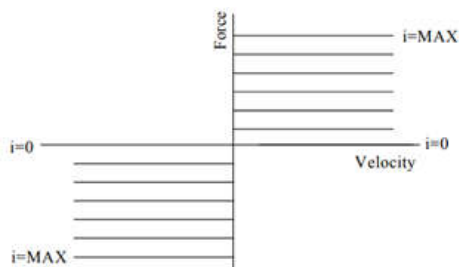
Trong đó:  $A$ ,  $n$ ,  $\gamma$ ,  $\beta$  lần lượt là các tham số điều khiển cho đường cong từ trễ;  $k_0$  là hệ số độ cứng và  $c_0$  là hệ số của giảm chấn nhớt.



Hình 2. Mô hình Bouc-Wen

Một ý tưởng khác đã được giới thiệu trong bài báo của Choque, et al., đó là sử dụng giảm chấn lý tưởng (Choque C. S. D., et al., 2021). Giá trị lực của giảm chấn lý tưởng được giả thiết rằng phụ thuộc cả vào vận tốc của thân xe (chiều) và tín hiệu dòng điện điều khiển (độ lớn) (Goncalves F. D., et al., 2001). Đường đặc tính của giảm chấn lý tưởng được thể hiện trên Hình 3 với cường độ dòng điện  $i$  nằm trong khoảng  $[0 \ i_{max}]$ .

$$F_C = C_{eq} \text{sgn}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (9)$$



Hình 3. Đường đặc tính giảm chấn lý tưởng (Goncalves F. D., et al., 2001).

Việc sử dụng giảm chấn lý tưởng sẽ giúp cho quá trình tính toán và mô phỏng trở nên đơn giản hơn. Sai số giữa việc sử dụng giảm chấn lý tưởng và giảm chấn phi tuyến thì không quá lớn. Đây được coi như là một điểm mới của bài báo so với các nghiên cứu khác.

Trong bài báo này, thuật toán điều khiển PID được sử dụng để điều khiển cho cơ cấu chấp hành giảm chấn điện từ. Bộ điều khiển này có các ưu điểm như: tính ổn định cao, độ bền và tuổi thọ rất tốt, chi phí rẻ,... Thuật toán điều khiển PID bao gồm ba khâu tương ứng với ba hệ số: khâu khuếch đại ( $k_p$ ), khâu tích phân ( $k_i$ ) và khâu vi phân ( $k_d$ ). Gọi  $e(t)$  là tín hiệu sai số của bộ điều khiển, theo (Huba M., et al., 2021), tín hiệu dòng điện điều khiển được đưa ra dưới dạng sau:

$$e(t) = y(t) - y_s(t) \quad (10)$$

Trong đó:

$y(t)$  là tín hiệu đầu ra của hệ thống. Trong nghiên cứu này, tín hiệu đầu ra được xét đến là giá trị của chuyển vị thân xe.

$y_s(t)$  là ngưỡng mong muốn của bộ điều khiển. Tín hiệu này được giả thiết bằng không.

Tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển  $i(t)$  được tổng hợp từ ba thành phần như đã nêu ở trên.

$$i(t) = k_p e(t) + k_i \int e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (11)$$

Các hệ số của bộ điều khiển có thể được xác định bởi phương pháp Ziegler-Nichols hoặc bởi các thuật toán thông minh như thuật toán mờ, giải thuật di truyền, thuật toán bầy đàn, ... Sau khi mô hình động lực học và bộ điều khiển đã được thiết kế, quá trình mô phỏng cần được tiến hành để xác định hiệu năng của bộ điều khiển.

### 3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

#### 3.1. Điều kiện mô phỏng

Quá trình mô phỏng được thực hiện trong môi trường MATLAB-Simulink với 3 trường hợp cụ thể. Trong hai trường hợp đầu tiên, kích thích mặt đường có dạng hình sin. Tuy nhiên, biên độ và tần số dao động của hai trường hợp

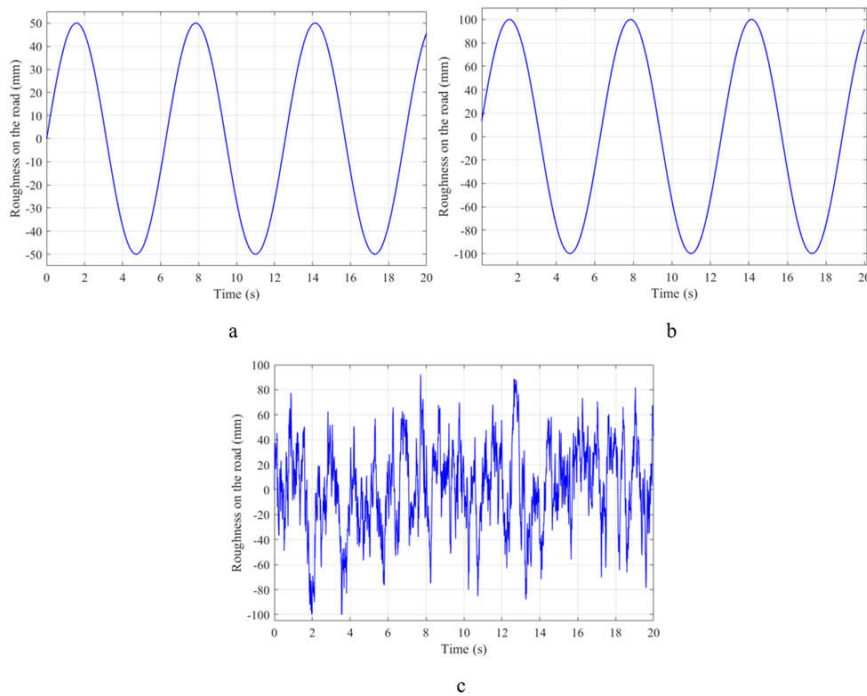
là khác nhau. Ở trường hợp cuối cùng, mấp mô mặt đường có dạng ngẫu nhiên với tần số lớn. Đầu vào của bài toán mô phỏng là các kích thích từ mặt đường, đầu ra sẽ là các giá trị của chuyển vị và gia tốc thân xe. Các giá trị này được so sánh theo các chỉ tiêu về giá trị lớn nhất và giá trị trung

bình (RMS). Trong mỗi trường hợp, có hai tình huống được đánh giá: xe sử dụng hệ thống treo bị động và xe sử dụng hệ thống treo bán chủ động. Các thông số sử dụng cho quá trình mô phỏng được đưa ra như Bảng 1. Các thông số này được tham khảo trong (Basargan, et al., 2021).

**Bảng 1. Các thông số của xe tham khảo**

Ký hiệu	Giải thích	Giá trị	Đơn vị
$m_1$	Khối lượng được treo	214	kg
$m_2$	Khối lượng không được treo	40	kg
K	Độ cứng của lò xo	30000	N/m
$K_t$	Độ cứng của lốp	220000	N/m
C	Độ cứng của giảm chấn	1500	Ns/m

Kích thích mặt đường được đưa ra như Hình 4 tương ứng với 3 trường hợp khảo sát.



Hình 4. Mấp mô mặt đường (a – TH<sub>1</sub>; b – TH<sub>2</sub>; c – TH<sub>3</sub>)

### 3.2. Kết quả mô phỏng

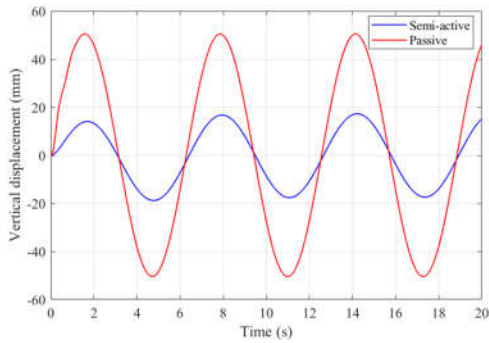
Kết quả của quá trình mô phỏng được thể hiện dưới ba trường hợp như sau.

#### Trường hợp 1:

Trong trường hợp đầu tiên, kích thích mặt đường có dạng hình sin với tần số và biên độ nhỏ. Vì vậy, dao động của xe là không lớn.

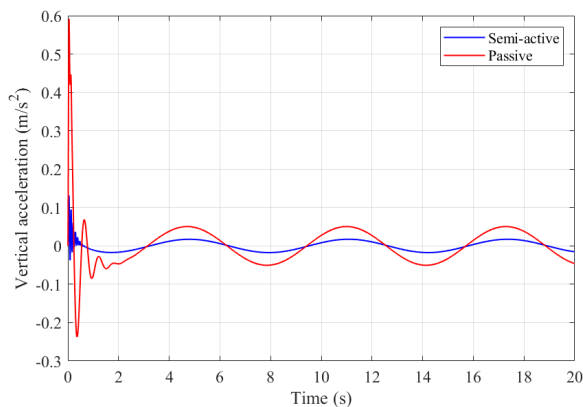
Sự thay đổi của chuyển vị thân xe theo thời gian được chỉ ra trong Hình 5. Theo kết quả

này, giá trị cực đại của chuyển vị có thể đạt 50,48 (mm) nếu xe chỉ sử dụng hệ thống treo cơ khí. Một khi hệ thống treo bán chủ động với giảm chấn điện từ được trang bị để thay thế giảm chấn bị động, chuyển vị của thân xe có thể giảm xuống, chỉ còn 17,24 (mm). Giá trị trung bình của dao động trong suốt thời gian khảo sát lần lượt là 35,25 (mm) và 11,86 (mm) tương ứng với cả hai tình huống.



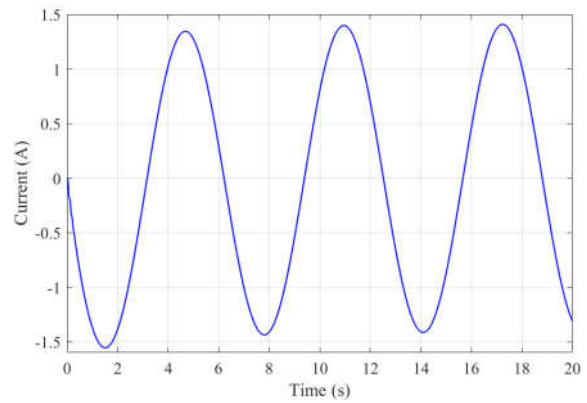
Hình 5. Chuyển vị của thân xe ( $TH_1$ )

Bên cạnh giá trị chuyển vị của thân xe, gia tốc của thân xe cũng được sử dụng để đánh giá độ êm dịu của xe. Nếu giá trị của gia tốc theo phương thẳng đứng quá lớn, độ êm dịu có thể bị ảnh hưởng. Sự thay đổi của gia tốc theo thời gian được mô tả trên Hình 6. Trong pha thứ nhất của dao động, gia tốc thân xe tăng đột ngột lên tới  $0,59 \text{ (m/s}^2\text{)}$  và  $0,13 \text{ (m/s}^2\text{)}$  tương ứng với hai tình huống: xe sử dụng hệ thống treo bị động và hệ thống treo bán chủ động. Ở các pha tiếp theo, giá trị của gia tốc giảm dần và biến đổi tuần hoàn theo thời gian. Giá trị trung bình của gia tốc được tính theo chỉ tiêu RMS lần lượt đạt  $0,06 \text{ (m/s}^2\text{)}$  và  $0,01 \text{ (m/s}^2\text{)}$ .



Hình 6. Gia tốc của thân xe ( $TH_1$ )

Tín hiệu điều khiển của bộ điều khiển cũng thay đổi tuần hoàn theo quy luật kích thích từ mặt đường (Hình 7). Với kích thích biên độ nhỏ như trong  $TH_1$ , độ lớn của dòng điện điều khiển không vượt quá  $1,6 \text{ (A)}$ . Do đó, công suất tiêu thụ năng lượng của cơ cấu chấp hành là không lớn.

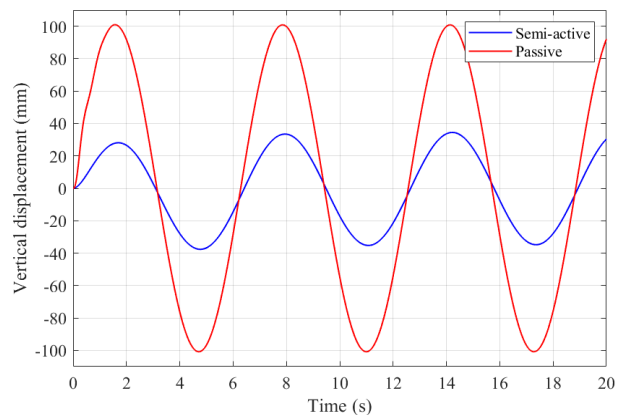


Hình 7. Tín hiệu điều khiển ( $TH_1$ )

### Trường hợp 2:

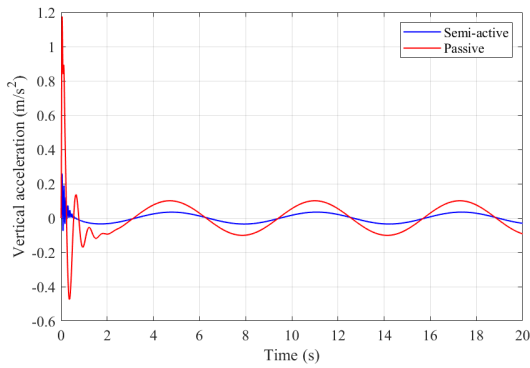
Kích thích mặt đường ở trường hợp thứ nhất là không lớn, cần phải được thay thế bởi kích thích có biên độ lớn hơn để có thể đánh giá về hiệu quả của hệ thống. Trong trường hợp này, mấp mô mặt đường vẫn biến đổi tuần hoàn theo quy luật hình sin. Tuy nhiên, biên độ của kích thích đã được tăng gấp đôi.

Theo kết quả của Hình 8, giá trị lớn nhất của chuyển vị thân xe có thể lên tới  $100,96 \text{ (mm)}$  và  $34,48 \text{ (mm)}$ . Giá trị trung bình của cả hai tình huống lần lượt là  $70,51 \text{ (mm)}$  và  $23,73 \text{ (mm)}$ . Độ lệch pha giữa hai tình huống khảo sát là khá nhỏ. Sự biến đổi của gia tốc trong trường hợp thứ hai cũng tương tự như trường hợp đầu tiên (Hình 9). Điểm khác biệt duy nhất chỉ là độ lớn của dao động. Nhìn chung, khi biên độ của kích thích tăng lên, các giá trị cực đại và giá trị trung bình của dao động cũng tăng lên tương ứng.



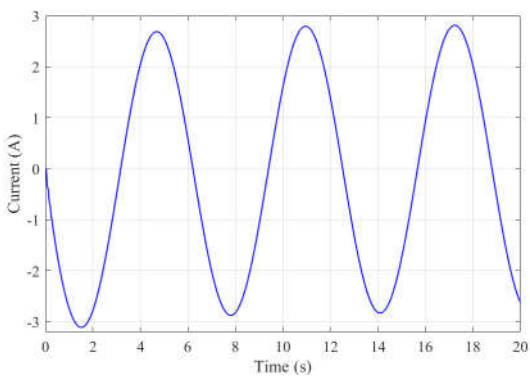
Hình 8. Chuyển vị của thân xe ( $TH_2$ )





Hình 9. Gia tốc của thân xe ( $TH_2$ )

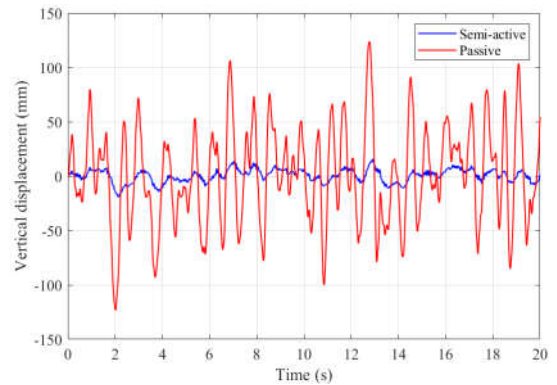
Ngoài ra, giá trị của tín hiệu điều khiển cũng tăng lên tương ứng (Hình 10). Theo kết quả của đồ thị Hình 10, biên độ của tín hiệu dòng điện có xu hướng tăng lên gấp hai lần so với trường hợp đầu tiên. Sự thay đổi này có thể được xem là tuyến tính.



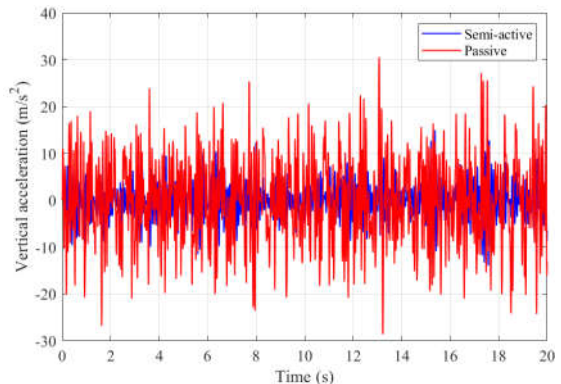
Hình 10. Tín hiệu điều khiển ( $TH_2$ )

**Trường hợp 3:**

Trong trường hợp cuối cùng, mấp mô mặt đường dạng ngẫu nhiên được sử dụng. Đây là dạng kích thích thực tế với biên độ và tần số lớn. Chuyển vị của thân xe sẽ thay đổi liên tục phụ thuộc vào kích thích của mặt đường (Hình 11). Chuyển vị cực đại của thân xe có thể lên tới 123,80 (mm) nếu xe chỉ sử dụng giảm chấn tuyến tính. Ngược lại, giá trị này có thể giảm mạnh, chỉ còn 15,79 (mm) nếu xe sử dụng giảm chấn điện từ. Giá trị trung bình của dao động cũng giảm đi đáng kể, từ 45,05 (mm) còn 5,93 (mm).

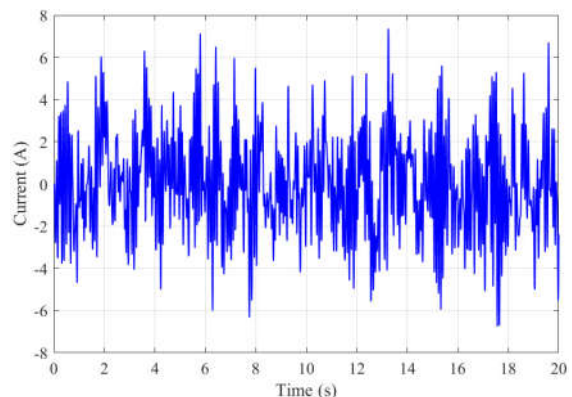


Hình 11. Chuyển vị của thân xe ( $TH_3$ )



Hình 12. Gia tốc của thân xe ( $TH_3$ )

Trong trường hợp này, gia tốc của thân xe là rất lớn (Hình 12). Giá trị lớn nhất và giá trị trung bình của gia tốc có thể lên tới 30,55 ( $m/s^2$ ) và 8,85 ( $m/s^2$ ). Độ êm dịu và tính tiện nghi của xe có thể bị ảnh hưởng rất lớn. Nhờ vào hệ thống treo bán chủ động, các giá trị này giảm đi chỉ còn 14,99 ( $m/s^2$ ) và 4,47 ( $m/s^2$ ). Vì vậy, dao động của xe có thể được cải thiện theo hướng tích cực hơn.



Hình 13. Tín hiệu điều khiển ( $TH_3$ )

Để có thể duy trì được độ êm dịu của thân xe, cơ cấu chấp hành điện từ cần phải hoạt động một cách hiệu quả hơn. Do đó, sự thay đổi của tín hiệu điều khiển cũng cần lớn hơn. Sự thay đổi này được mô tả trên Hình 13. Cả

độ lớn và tần số của tín hiệu dòng điện đều tăng lên đáng kể. Do đó, sự tiêu tốn năng lượng cũng sẽ lớn hơn.

Kết quả của quá trình mô phỏng được tóm tắt trong Bảng sau.

**Bảng 2. Kết quả mô phỏng**

	Chuyển vị lớn nhất (mm)	Chuyển vị trung bình (mm)	Gia tốc lớn nhất (m/s <sup>2</sup> )	Gia tốc trung bình (m/s <sup>2</sup> )
Trường hợp 1				
Semi-active	17,24	11,86	0,13	0,01
Passive	50,48	35,25	0,59	0,06
Trường hợp 2				
Semi-active	34,48	23,73	0,26	0,03
Passive	100,96	70,51	1,18	0,12
Trường hợp 3				
Semi-active	15,79	5,93	14,99	4,47
Passive	123,80	45,05	30,55	8,85

#### 4. KẾT LUẬN

Các mấp mô mặt đường là nguyên nhân chính gây ra dao động cho ô tô. Hệ thống treo được sử dụng để điều hòa và dập tắt các dao động này. Hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm chấn điện từ có hiệu quả cao hơn so với hệ thống treo bị động thông thường. Độ nhớt của chất lỏng bên trong giảm chấn có thể được thay đổi tùy theo tín hiệu dòng điện được cung cấp từ bộ điều khiển.

Bài báo này sử dụng mô hình động lực học một phần tư để mô tả dao động của xe. Thuật toán điều khiển PID được áp dụng cho cơ cấu

chấp hành điện từ của hệ thống treo. Quá trình mô phỏng được thực hiện bởi phần mềm MATLAB-Simulink với ba trường hợp cụ thể. Các kết quả của giá trị chuyển vị và gia tốc được so sánh với nhau thông qua hai tình huống mô phỏng. Theo kết quả này, giá trị của chuyển vị và gia tốc đã giảm đi đáng kể một khi hệ thống treo bán chủ động được sử dụng để thay thế cho hệ thống treo bị động thông thường. Trong thời gian tới, các thuật toán điều khiển phức tạp hơn có thể được sử dụng cho mô hình hệ thống treo bán chủ động.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Aquino K. H. F., et al., (2021), “Modern Semi-Active Control Schemes for a Suspension with MR Actuator for Vibration Attenuation”, *Actuators*, 10(22).
- Choque C. S. D., Herran L. C. F., and Mendoza A. R., (2021), “Optimal Skyhook and Groundhook Control for Semiactive Suspension: A Comprehensive Methodology”, *Shock and Vibration*.
- Goncalves F. D., (2001), “Dynamic Analysis of Semi-Active Control Techniques for Vehicle Applications”, Master Thesis.
- Fujita T., et al., (2013), “Semi-Active Suspension Improving Both Ride Comfort and Handling Feel”, 7<sup>th</sup> IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, The International Federation of Automatic Control, pp. 225-230.
- Huba M., et al., (2021), “Making the PI and PID Controller Tuning Inspired by Ziegler and Nichols Precise and Reliable”, *Sensors*, 21(18).
- Pang H., Fu W. Q., and Liu K., (2015), “Stability analysis and fuzzy smith compensation control for semi-active suspension systems with time delay”, *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, 29, pp. 2513-2525.

- Jiregna J., Sirata G., (2020), “*A Review of the Vehicle Suspension System*”, Journal of Mechanical and Energy Engineering, 44(4), pp. 109-114.
- Khedkar Y. M., Bhat S., and Adarsha H., (2019), “*A Review of Magnetorheological Fluid Damper Technology and its Applications*”, International Review of Mechanical Engineering, 13(4), pp. 256-264.
- Koulocheris D., Papaioannou G., and Chrysos E., (2017), “*A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride comfort*”, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 252.
- Jeyasenthil R., et al., (2021), “*Robust semiactive control of a half-car vehicle suspension system with magnetorheological dampers: Quantitative feedback theory approach with dynamic decoupler*”, International Journal of Robust and Nonlinear Control, 31, pp. 1418-1435.
- Zhang S., Shi W., and Chen Z., (2021), “*Modeling and Parameter Identification of MR Damper considering Excitation Characteristics and Current*”, Shock and Vibration.
- Xiao P., et al., (2018) “*Research on air suspension with novel dampers based on glowworm swarm optimization proportional–integral–derivative algorithm*”, Advances in Mechanical Engineering, 10(8), pp. 1–19.
- Zepeng G., et al. (2017), “*Research on air suspension control system based on fuzzy control*”, The 8<sup>th</sup> International Conference on Applied Energy – ICAE2016, Energy Procedia, 105, pp. 2653 – 2659.
- Hou S., and Liu G., (2020), “*Research on theoretical modeling and parameter sensitivity of a single-rod double-cylinder and double-coil magnetorheological damper*”, Mathematical Problems in Engineering.
- Desai R. M., et al., (2019), “*Evaluation of a commercial MR damper for application in semi-active suspension*”, SN Applied Science, 1.
- Basargan H., et al., (2021), “*Vehicle semi-active suspension control with cloud-based road information*”, Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 49(3), pp. 242-249.

**Abstract:**

**EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF A SEMI-ACTIVE SUSPENSION SYSTEM WITH PID ALGORITHM**

*An automotive suspension system is used to regulate and quench vehicle vibrations. The stiffness of the mechanical suspension system cannot be changed, so the ride comfort of the vehicle will be affected in many cases. A semi-active suspension system is used to replace a conventional passive suspension system to improve the vehicle's stability. A semi-active suspension system uses magnetorheological dampers with fluid viscosity that can be changed based on the supplied current signal. In this paper, the authors used the PID control algorithm to control the operation of a magnetorheological damper. A quarter dynamic model is used to describe vehicle vibrations. The maximum and average results for vehicle body displacement and acceleration were compared in each investigated case. Overall, the vehicle's vibrations were significantly reduced when a semi-active suspension system was used. The experimental process can be conducted shortly to be able to evaluate the effectiveness of the controller.*

**Keywords:** Semi-active suspension system, PID algorithm, vibration, vehicle dynamic.

---

Ngày nhận bài: 23/7/2022

Ngày chấp nhận đăng: 19/10/2022