

KHẢO SÁT CÁC THÔNG SỐ CỦA BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ

SURVEY OF PID CONTROLLER PARAMETERS FOR ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS IN AUTOMOBILES

Kiểu Đức Thịnh^{1,*}, Vũ Văn Tấn²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2025.388>

TÓM TẮT

Hệ thống treo chủ động ngày càng được nghiên cứu và ứng dụng rộng rãi trên ô tô nhằm đảm bảo độ êm dịu và an toàn chuyển động. Tuy nhiên việc lựa chọn các thông số điều khiển của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động luôn là một vấn đề lớn cần được giải quyết. Bài báo tiến hành xây dựng mô hình khảo sát các thông số của bộ điều khiển PID một cách toàn diện trên một dải giá trị của mỗi hệ số. Quá trình đánh giá dựa trên các tiêu chí về êm dịu chuyển động khi so sánh hệ thống treo chủ động với hệ thống treo bị động trên mô hình dao động $\frac{1}{4}$ ô tô, nhằm lựa chọn ra bộ thông số điều khiển PID cho mô hình hệ thống treo chủ động. Kết quả mô phỏng với bộ thông số $K_p = 400$, $K_i = 10000$, $K_d = 0,2$ trên mặt đường ngẫu nhiên loại C với vận tốc là 45km/h và 100km/h cho thấy độ giảm RMS của gia tốc khối lượng được treo với hệ thống treo chủ động lên đến 75% so với hệ thống treo bị động, trong khi đó độ giảm RMS của chuyển vị khối lượng được treo lần lượt là 34% và 46%.

Từ khóa: Hệ thống treo chủ động, điều khiển PID, dao động ô tô, êm dịu chuyển động, an toàn chuyển động.

ABSTRACT

Active suspension systems are increasingly being researched and widely applied in automobiles to ensure ride comfort and road holding. However, selecting control parameters for active suspension systems compared to passive suspension systems remains a major issue that needs to be addressed. This paper develops a comprehensive model to investigate the parameters of the PID controller over a range of values for each coefficient. The evaluation process is based on ride comfort criteria by comparing the active suspension system with the passive suspension system on a quarter-car model, aiming to select an optimal set of PID control parameters for the active suspension model. Simulation results with PID parameters $K_p = 400$, $K_i = 10000$, $K_d = 0.2$ on the random road profiles class C at speeds of 45km/h and 100km/h show that the RMS reduction of the sprung mass acceleration in the active suspension system reaches up to 75% compared to the passive suspension system, while the RMS reduction of the sprung mass displacement is 34% and 46%, respectively.

Keywords: Active suspension system, PID control, automobile vibrations, ride comfort; road holding.

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: kieuducthinh@tlu.edu.vn

Ngày nhận bài: 15/8/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 07/11/2025

Ngày chấp nhận đăng: 28/11/2025

1. GIỚI THIỆU

Hệ thống treo là một trong những bộ phận quan trọng trên ô tô, có nhiệm vụ chính là giảm các rung động từ mặt đường truyền lên thân xe, đồng thời đảm bảo độ bám đường ổn định của bánh xe, từ đó nâng cao độ an toàn và độ thoải mái cho hành khách. Sự phát triển của công nghệ điều khiển hiện đại đã dẫn đến sự ra đời của hệ thống treo

chủ động (Active Suspension System), cho phép điều chỉnh linh hoạt lực tác dụng lên khối lượng được treo và không được treo thông qua các cơ cấu chấp hành (actuators), từ đó cải thiện đáng kể khả năng kiểm soát dao động thân xe so với các hệ treo bị động truyền thống.

Về mặt kết cấu, hệ thống treo chủ động ngoài bao gồm các phần tử như lò xo, giảm chấn, còn có thêm các

cảm biến (cảm biến vị trí, tốc độ và gia tốc) và một cơ cấu chấp hành, thường là hệ thống thủy lực hoặc điện được điều khiển thông qua một bộ điều khiển trung tâm [1]. Bộ điều khiển này sẽ tính toán và phát tín hiệu điều khiển phù hợp nhằm tạo ra lực của cơ cấu chấp hành giúp triệt tiêu dao động thân xe theo thời gian thực.

Trong nghiên cứu mô phỏng và phân tích hệ thống treo ô tô, các mô hình thường được sử dụng bao gồm: mô hình 1/4 xe (quarter-car model), mô hình 1/2 xe (half-car model), và mô hình toàn xe (full-car model). Mô hình 1/4 xe được sử dụng phổ biến trong các nghiên cứu ban đầu vì cấu trúc đơn giản, dễ phân tích và mô phỏng [2]. Trong khi đó, mô hình 1/2 xe và toàn xe cung cấp cái nhìn tổng thể hơn về chuyển động dọc và lắc ngang (pitching, rolling), phù hợp với các nghiên cứu nâng cao [3].

Nhiều phương pháp điều khiển khác nhau đã được phát triển và áp dụng trong hệ thống treo chủ động. Trong số đó, bộ điều khiển PID (Proportional-Integral-Derivative) là một trong những phương pháp kinh điển, có ưu điểm là cấu trúc đơn giản, dễ điều chỉnh và khả năng đáp ứng tốt trong nhiều điều kiện vận hành [4, 5]. Ngoài ra, các phương pháp điều khiển hiện đại như LQR (Linear Quadratic Regulator), điều khiển mờ (Fuzzy Logic) [6-8] và nhiều phương pháp điều khiển khác cũng được sử dụng trên hệ thống treo chủ động. Tuy nhiên các công trình nghiên cứu này thường chọn một hoặc một vài bộ thông số điều khiển cố định cho bộ điều khiển mà chưa có một sự khảo sát một cách toàn diện để lựa chọn bộ thông số điều khiển tối ưu. Một số nhà nghiên cứu lựa chọn các thuật toán điều khiển để tối ưu hóa bộ điều khiển như thuật toán bầy châu chấu (Grasshopper Optimization Algorithm - GOA) dùng cho điều khiển PID [9], thuật toán di truyền (genetic algorithm) dùng cho bộ điều khiển PID [9, 10], LQR [11] và Fuzzy Logic [12], thuật toán bầy đom đóm (Firefly Algorithm - FA) và tối ưu hóa bầy đàn (Particle Swarm Optimisation) dùng cho bộ điều khiển PID [13, 14], thuật toán bầy đom đóm được tác giả Dif Ismail and Naas Dif [15] sử dụng để để tối ưu hóa ma trận trọng số trong bộ điều khiển LQR cho mô hình hệ thống treo chủ động 1/4 xe, hoặc tác giả Ab Talib và cộng sự sử dụng thuật toán này cho bộ điều khiển PID và Fuzzy Logic để nâng cao êm dịu chuyển động cho hệ thống treo [16].

Trong bài báo này, các tác giả tập trung nghiên cứu thiết kế và đánh giá hiệu quả của hệ thống treo chủ động được điều khiển bằng bộ điều khiển PID, sử dụng mô hình 1/4 xe, bằng cách khảo sát trên toàn bộ dải giá

trị của ba thông số điều khiển K_p, K_i, K_d cho bộ điều khiển cơ cấu chấp hành hệ thống treo chủ động trong khi so sánh với hệ thống treo bị động trên tiêu chí êm dịu chuyển động, sau đó lựa chọn ra một bộ hệ số điều khiển tối ưu nhất. Kết quả mô phỏng với tốc độ 45km/h và 100km/h cho thấy RMS của chuyển vị của khối lượng được treo sử dụng hệ thống treo chủ động giảm tới 46%, trong khi đó gia tốc của khối lượng được treo hệ thống treo chủ động giảm tới 75% so với hệ thống treo bị động.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

2.1. Mô hình 1/4 ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động

Nghiên cứu trong bài báo này dựa trên mô hình 1/4 ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động được minh họa trong hình 1. Khối lượng được treo và khối lượng không được treo, ký hiệu lần lượt là m_s và m_{us} , được nối với nhau bằng lò xo k_s và giảm chấn b_s , đồng thời chịu tác động của lực u từ cơ cấu chấp hành chủ động. Mặt đường được ký hiệu là q , và bánh xe tiếp xúc với mặt đường được mô phỏng bằng lò xo k_{us} và giảm chấn b_{us} . Tuy nhiên, giá trị nhỏ của b_{us} có thể bỏ qua. Giá trị các tham số của mô hình hệ thống treo chủ động 1/4 ô tô được cho trong bảng 1.

Hệ phương trình động lực học của mô hình được miêu tả như sau:

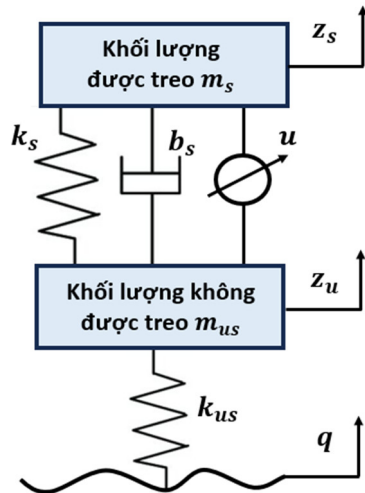
$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - u = 0 \\ m_{us} \ddot{z}_u - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_{us}(z_u - q) + u = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Hệ phương trình (1) được đưa về hệ phương trình không gian trạng thái:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu^* \\ y = Cx + Du^* \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: vector trạng thái $x = [z_s \ \dot{z}_s \ z_u \ \dot{z}_u]^T$, vector đầu vào $u^* = [u \ q]^T$, vector đầu ra $y = x$. Các ma trận A, B, C, D được mô tả như sau:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_{us}} & \frac{b_s}{m_{us}} & -\frac{k_s+k_{us}}{m_{us}} & -\frac{b_s}{m_{us}} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ -1 \\ \frac{1}{m_{us}} & \frac{k_{us}}{m_{us}} \end{bmatrix}, \quad C = I_4, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$



Hình 1. Mô hình 1/4 ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động

Bảng 1. Ký hiệu và các thông số của mô hình 1/4 ô tô [17]

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng được treo	m_s	300	kg
Khối lượng không được treo	m_{us}	30,2	kg
Hệ số độ cứng lò xo	k_s	30000	N/m
Hệ số cản giảm chấn	b_s	1400	Ns/m
Hệ số độ cứng của lốp	k_{us}	181000	N/m

2.2. Các chỉ tiêu đánh giá

Hai chỉ tiêu được sử dụng để đánh giá chất lượng của hệ thống treo là:

- Êm dịu chuyển động: z_s và $\ddot{z}_s$.
- An toàn chuyển động: z_u , $\ddot{z}_u$ và q và lực động của bánh xe tác dụng lên mặt đường F_d .

Trong phạm vi nghiên cứu của bài báo này, tác giả tập trung chủ yếu vào chỉ tiêu êm dịu chuyển động khi xây dựng bộ điều khiển cho hệ thống treo. Giá trị Max và RMS sẽ được sử dụng để đánh giá z_s và $\ddot{z}_s$, trong đó:

- Max: giá trị cực đại về độ lớn của tín hiệu
- RMS: độ sai lệch bình phương trung bình của tín hiệu,

$$\text{với } \text{RMS}(x) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2}$$

2.3. Kích thích mặt đường

Loại mặt đường được sử dụng trong mô phỏng dao động của ô tô là loại mặt đường ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 8608, với loại đường loại C, được miêu tả theo phương trình sau [18]:

$$\dot{z}_R(t) = 2\pi \cdot n_0 \cdot w(t) \cdot \sqrt{G_q(n_0) \cdot v} - 2\pi \cdot f_0 \cdot z_R(t) \quad (3)$$

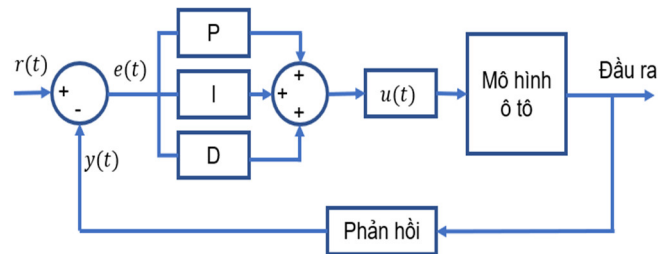
Trong đó, t là thời gian mô phỏng, các ký hiệu trong công thức được giải thích trong bảng 2.

Bảng 2. Bảng các thông số mặt đường kích thích

Ký hiệu	Miêu tả	Giá trị	Đơn vị
$z_R(t)$	Mặt đường kích thích theo thời gian t	-	-
$G_q(n_0)$	Tham chiếu PSD của tần số không gian	$256 \cdot 10^{-6}$ (Loại C)	m^3
n_0	Tần số không gian tham chiếu	0,1	m^{-1}
f_0	Tần số cắt	0,0628	Hz
$w(t)$	Tín hiệu nhiễu trắng Gaussian miền thời gian	-	-

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG

3.1. Thiết kế bộ điều khiển PID



Hình 2. Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID cho hệ thống treo chủ động trên ô tô

Một bộ điều khiển PID (Proportional Integral Derivative) được sử dụng để tạo ra lực cho cơ cấu chấp hành của hệ thống treo $u(t)$ được tính theo công thức sau:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (4)$$

Trong đó, giá trị sai lệch $e(t) = r(t) - y(t)$, là sự sai khác của giá trị mong muốn $r(t)$ và giá trị thực tế đo được của một thông số của hệ thống $y(t)$. Trong nghiên cứu này, gia tốc của khối lượng được treo được lựa chọn là thông số cần đo của hệ thống $y(t)$, và giá trị mong muốn của nó là $r(t) = 0$. Ba thành phần tạo nên lực của cơ cấu chấp hành $u(t)$ trong công thức (2) được gọi lần lượt là thành phần Tỷ lệ, Tích phân và Vi phân được tính dựa trên các hệ số tương ứng K_p , K_i , và K_d . Bộ điều khiển PID giúp giảm sai lệch $e(t)$ bằng cách tạo ra lực điều khiển tối ưu $u(t)$. Một sơ đồ khối của bộ điều khiển PID được thiết kế cho hệ thống treo chủ động như trong hình 2.

Nghiên cứu này tiến hành khảo sát ảnh hưởng của các thông số của bộ điều khiển K_p , K_i , K_d đến hiệu quả của bộ điều khiển PID cho hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động dựa trên tiêu chí về êm dịu chuyển động.

3.2. Khảo sát các thông số của bộ điều khiển PID

Để tìm ra các giá trị tối ưu cho bộ hệ số điều khiển PID, giá trị của mỗi hệ số K_p , K_i , K_d sẽ được khảo sát trong một khoảng giá trị, từ giá trị nhỏ nhất gần như bằng 0 tới giá trị lớn nhất tương ứng của mỗi hệ số. Trong bài báo này, bộ thông số của điều khiển PID sẽ được khảo sát để đánh giá hiệu năng của bộ điều khiển. Trong đó các hệ số nằm trong khoảng sau:

$$\begin{cases} K_p = 0,1 \div 400 \\ K_i = 0,1 \div 10000 \\ K_d = 0,01 \div 0,2 \end{cases} \quad (5)$$

Hệ số điều khiển sẽ được khảo sát theo từng cặp (K_p, K_i) ; (K_i, K_d) và (K_p, K_d) trong khoảng giá trị của mỗi thông số được trình bày trong (3), giá trị nhỏ nhất của các hệ số được lấy khác không để phân biệt với hệ thống treo bị động, giá trị lớn nhất được lựa chọn đảm bảo bộ điều khiển hoạt động ổn định, giá trị các hệ số lớn hơn các giá trị lớn nhất trong (3) có thể dẫn đến lực của cơ cấu chấp hành quá lớn dẫn đến hệ thống không thể làm việc được.

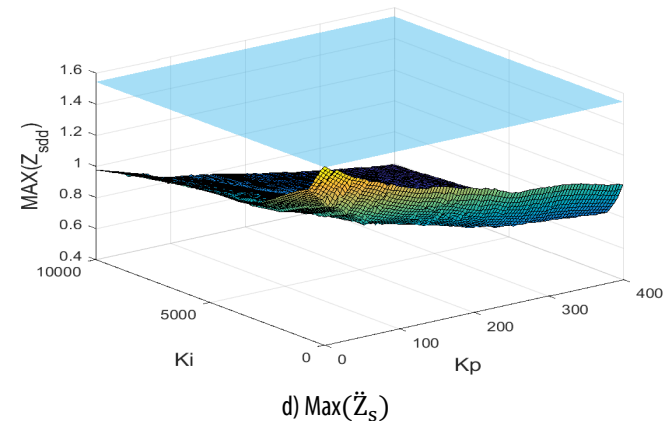
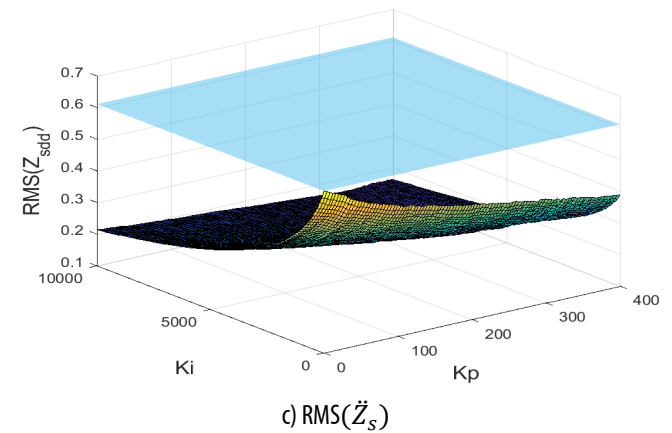
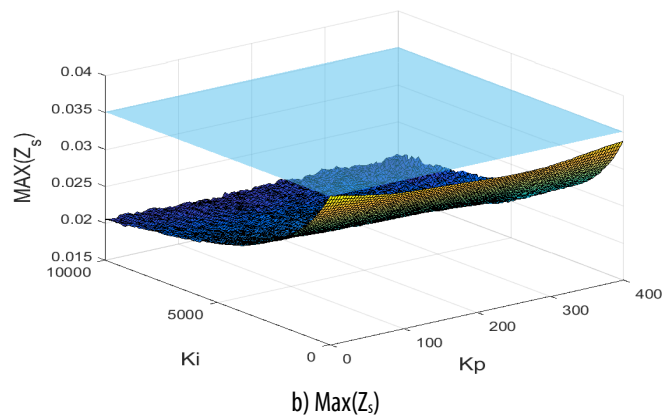
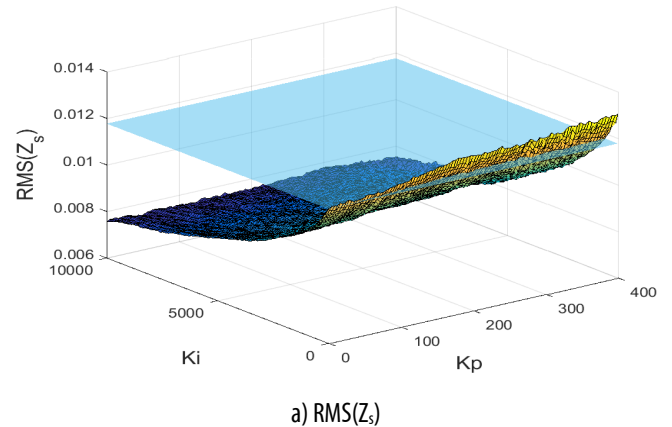
Như đã nói trong mục 2.2, hiệu năng của bộ điều khiển hệ thống treo chủ động được đánh giá dựa trên chỉ tiêu về êm dịu chuyển động bao gồm các thông số chuyển vị của khối lượng được treo z_s và gia tốc của khối lượng được treo $\ddot{z}_s$.

a) Khảo sát dao động của ô tô với cặp hệ số K_p, K_i

Các giá trị của các hệ số được khảo sát như sau:

$$\begin{cases} K_p = 0,1 \div 400 \\ K_i = 0,1 \div 10000 \\ K_d = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Đồ thị trong hình 3 thể hiện RMS và Max của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo với hệ số K_p, K_i thay đổi, với mặt phẳng trong suốt thể hiện giá trị của hệ thống treo bị động, đường cong nhiều màu sắc còn lại thể hiện giá trị của hệ thống treo chủ động. Các đồ thị này cho thấy sự ảnh hưởng mạnh của hệ số K_i , khi hệ số này càng tăng lên càng có xu hướng làm giảm RMS và Max của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo; trong khi hệ số K_p khi tăng trị số có xu hướng giảm RMS và Max của gia tốc khối lượng được treo nhưng lại làm gia tăng RMS của chuyển vị của khối lượng được treo, đối với giá trị Max của chuyển vị khối lượng được treo thì ít có ảnh hưởng. Đối với bộ hai thông số này có thể tạm kết luận là khi hệ số K_i tăng lên có xu hướng làm gia tăng êm dịu chuyển động của hệ thống treo.



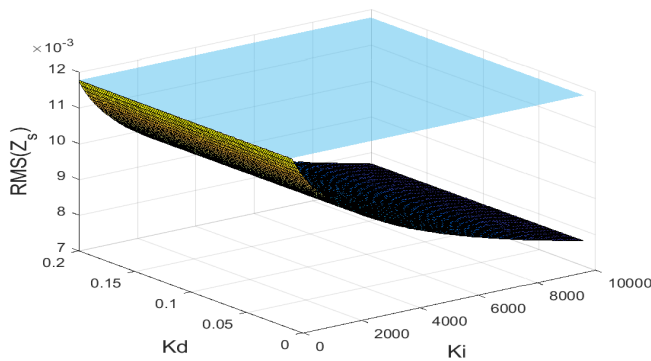
Hình 3. RMS và Max của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo với hệ số K_p, K_i thay đổi

b) Khảo sát dao động của ô tô với cặp hệ số K_i, K_d

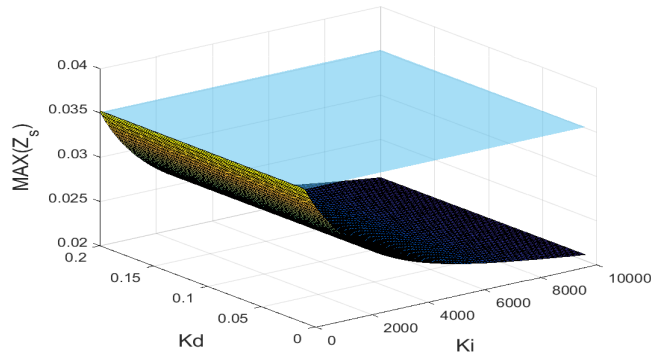
Khảo sát với cặp hệ số K_i, K_d thì giá trị $K_p = 0$ còn 2 hệ số còn lại như sau:

$$\begin{cases} K_p = 0 \\ K_i = 0,1 \div 10000 \\ K_d = 0,01 \div 0,2 \end{cases} \quad (7)$$

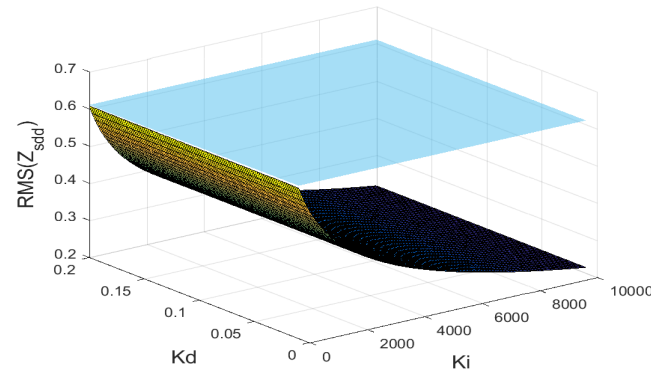
Với cặp hệ số K_i, K_d , hệ số K_i tiếp tục có ảnh hưởng lớn đến độ êm dịu chuyển động của hệ thống treo, khi mà hệ số này càng tăng lên càng có xu hướng gia tăng độ êm dịu chuyển động, nghĩa là làm giảm RMS và Max của chuyển vị và gia tốc khối lượng được treo. Trong khi hệ số còn lại là K_d thì lại có ảnh hưởng ít đến chỉ tiêu êm dịu chuyển động.



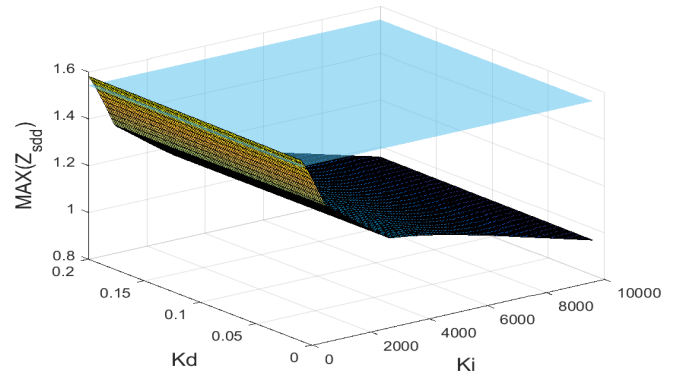
a) RMS(Z_s)



b) Max(Z_s)



c) RMA($\ddot{Z}_s$)



d) Max($\ddot{Z}_s$)

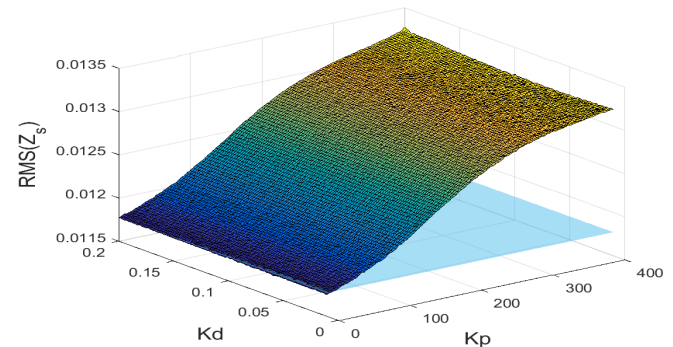
Hình 4. RMS và Max của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo với hệ số K_i, K_d thay đổi

c) Khảo sát dao động của ô tô với cặp hệ số K_p, K_d

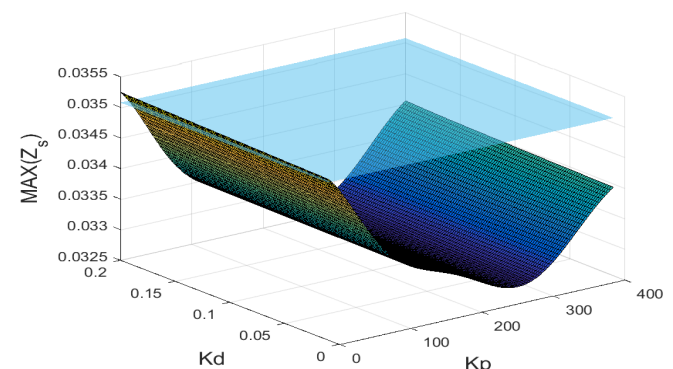
Trong trường hợp này thì cố định hệ số K_i :

$$\begin{cases} K_p = 0,1 \div 400 \\ K_i = 0 \\ K_d = 0,01 \div 0,2 \end{cases} \quad (8)$$

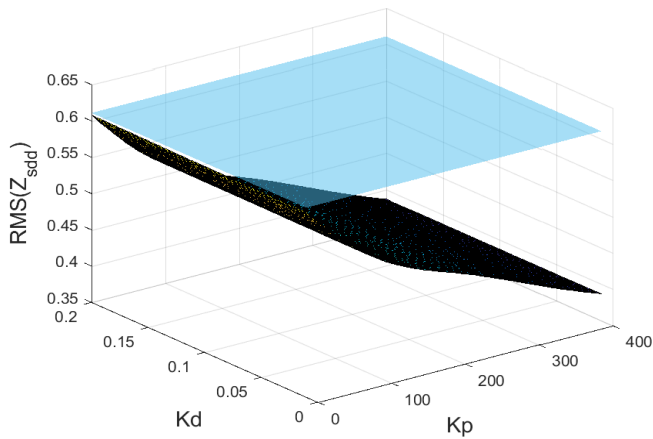
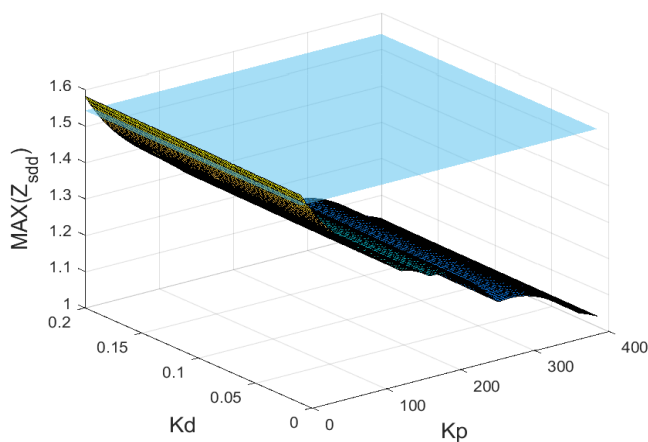
Với cặp hệ số K_p, K_d , hệ thống treo chủ động cho thấy giảm giá trị Max của chuyển vị với $K_p = 240 \div 260$ cho giá trị Max(Z_s) là nhỏ nhất và giảm cả giá trị Max và RMS của gia tốc khối lượng được treo, nhưng đối với RMS của chuyển vị khối lượng được treo thì hầu hết các giá trị khảo sát của cặp hệ số này đều cho thấy giá trị RMS(Z_s) của hệ thống treo chủ động là lớn hơn hệ thống treo bị động.



a) RMS(Z_s)



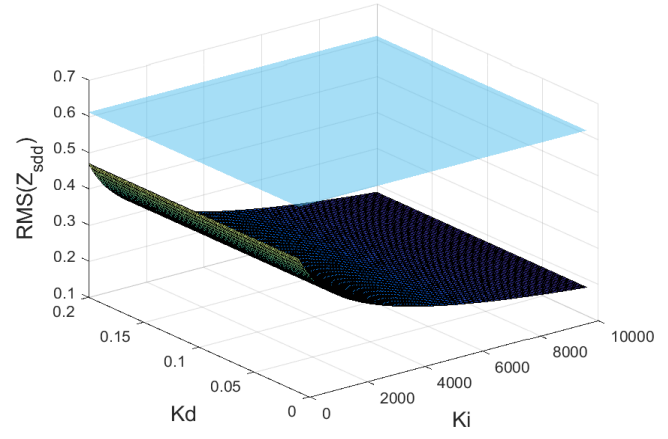
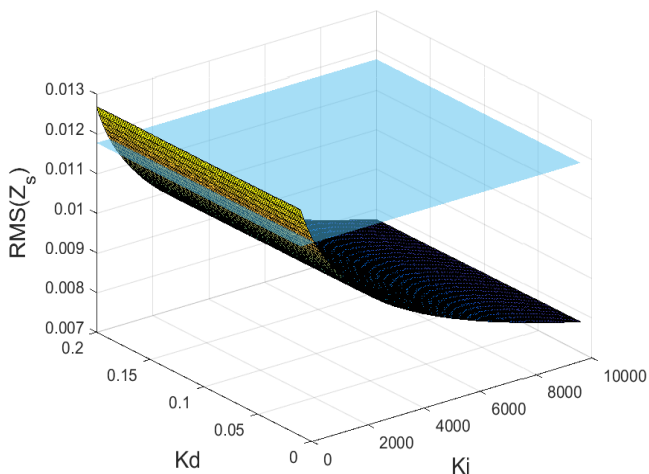
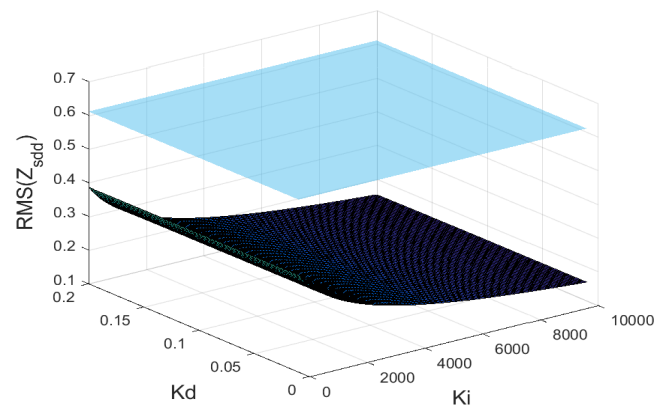
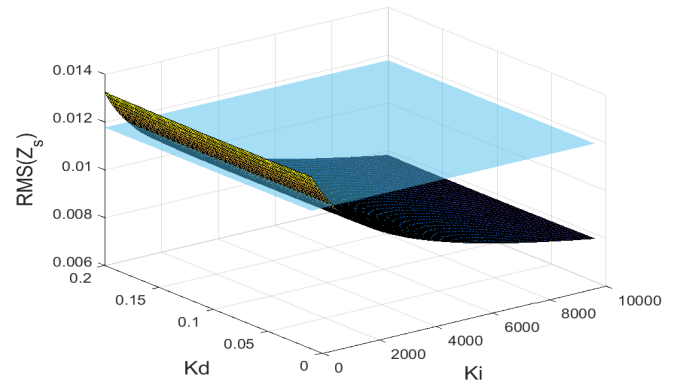
b) Max(Z_s)

c) $RMS(\ddot{Z}_s)$ d) $Max(\ddot{Z}_s)$

Hình 5. RMS và Max của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo với hệ số K_p , K_d thay đổi

Qua khảo sát cho thấy hệ số K_i ảnh hưởng mạnh nhất, để rõ hơn, bộ 3 thông số được khảo sát như sau, với K_p là 3 giá trị cụ thể, K_i và K_d là dải giá trị như sau:

$$\begin{cases} K_p = 0; 200; 400 \\ K_i = 0,1 \div 10000 \\ K_d = 0,01 \div 0,2 \end{cases} \quad (9)$$

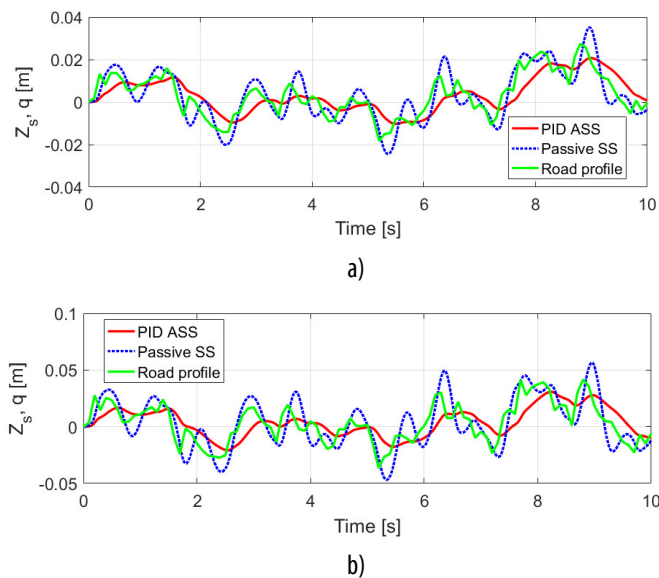
a) $K_p = 200$ b) $K_p = 400$

Hình 6. RMS của chuyển vị và gia tốc của khối lượng được treo với hệ số K_i , K_d thay đổi, K_p cố định

Trường hợp $K_p = 0$ và K_i và K_d thay đổi tương ứng với hình 4 đã khảo sát ở trên, hình 6 khảo sát thêm hai trường hợp a) $K_p = 200$ và b) $K_p = 400$, thông qua 3 trường hợp khảo sát này có thể thấy với $K_p = 400$, $K_i = 10000$, $K_d = 0,2$ cho thấy hiệu năng vượt trội về êm dịu chuyển động của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động với $RMS(Z_s) < 0,008$ và $RMS(\ddot{Z}_s) < 0,2$. Bộ thông số này sẽ được sử dụng để đánh giá dao động của ô tô sử dụng hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động ở phần tiếp theo.

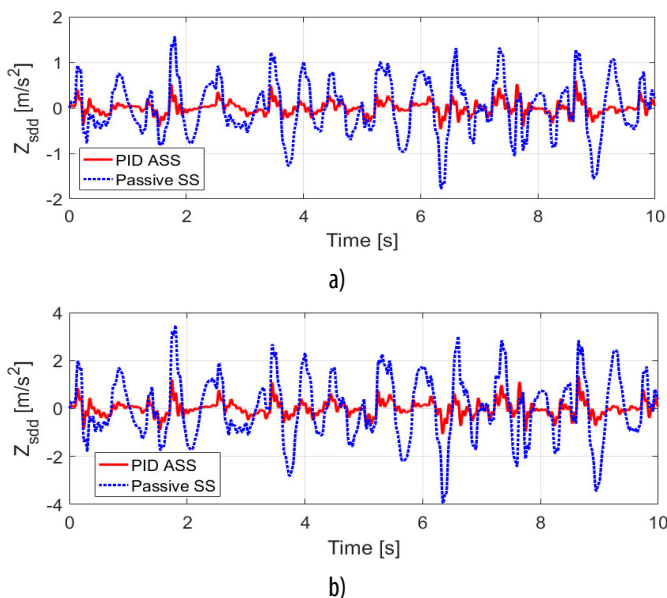
4. ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ SỬ DỤNG HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG

Bộ các thông số điều khiển tối ưu $K_p = 400$, $K_i = 10000$, $K_d = 0,2$ vừa khảo sát ở trên được lựa chọn để so sánh giữa hệ thống treo chủ động và hệ thống treo bị động với vận tốc khảo sát lần lượt là 45km/h và 100km/h. Hình 7 với chuyển vị và hình 8 gia tốc của khối lượng được treo cho thấy sự giảm rõ rệt cả hai thông số này đối với hệ thống treo chủ động (đường màu đỏ) so với hệ thống treo bị động (đường chấm màu xanh dương) và cả với biên dạng mặt đường (đường màu xanh lá cây).



Hình 7. Chuyển vị của khối lượng được treo với vận tốc chuyển động

a) $v = 45\text{km/h}$, b) $v = 100\text{km/h}$



Hình 8. Gia tốc của khối lượng được treo với vận tốc chuyển động

a) $v = 45\text{km/h}$, b) $v = 100\text{km/h}$

Để rõ ràng hơn, độ giảm trị số RMS của chuyển vị và gia tốc khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động được tính theo công thức sau:

$$\text{Độ giảm RMS} = \frac{\text{RMS}(X)_{\text{Treo bị động}} - \text{RMS}(X)_{\text{Treo chủ động}}}{\text{RMS}(X)_{\text{Treo bị động}}} \quad (10)$$

Với thông số X ở đây có thể là chuyển vị Z_s hoặc gia tốc $\ddot{Z}_s$ của khối lượng được treo.

Bảng 3 cho thấy độ giảm RMS của chuyển vị và gia tốc khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động khảo sát ở vận tốc tương ứng là 45km/h và 100km/h. Với vận tốc 45km/h, độ giảm RMS của chuyển vị và gia tốc khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động khá lớn lần lượt là 34% và 75%, khi vận tốc tăng lên 100 km/h thì $\text{RMS}(Z_s)$ có phần giảm nhiều hơn lên đến 46% và độ giảm $\text{RMS}(\ddot{Z}_s)$ vẫn giữ ở mức cao là 75%.

Bảng 3. Bảng độ giảm RMS của chuyển vị và gia tốc khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động

Vận tốc	$v = 45\text{km/h}$		$v = 100\text{km/h}$	
	$\text{RMS}(Z_s)$	$\text{RMS}(\ddot{Z}_s)$	$\text{RMS}(Z_s)$	$\text{RMS}(\ddot{Z}_s)$
Treo bị động	0,012	0,617	0,022	1,356
Treo chủ động	0,008	0,154	0,012	0,338
Độ giảm RMS (%)	34	75	46	75

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã tiến hành khảo sát các hệ số của bộ điều khiển PID sử dụng cho hệ thống treo chủ động với mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô, trên cơ sở so sánh các thông số về chỉ tiêu êm dịu chuyển động so với hệ thống treo bị động thông thường. Các nội dung đã thực hiện của bài báo là xây dựng mô hình dao động $\frac{1}{4}$ của ô tô với hệ thống treo chủ động, thiết kế bộ điều khiển PID cho cơ cấu chấp hành của hệ thống treo chủ động, tiến hành khảo sát các hệ số K_p , K_i , K_d của bộ điều khiển theo từng cặp các dải giá trị thay đổi để từ đó chọn ra được một bộ hệ số điều khiển tối ưu dựa trên chỉ tiêu đánh giá về êm dịu chuyển động, bộ các thông số điều khiển tối ưu đó là $K_p = 400$, $K_i = 10000$, $K_d = 0,2$. Kết quả của quá trình mô phỏng hệ thống treo chủ động với bộ hệ số điều khiển PID tối ưu trên vận tốc ô tô là 45km/h và 100km/h cho thấy độ giảm RMS của chuyển vị khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động so với hệ thống treo bị động lần lượt là 34% và 46%, trong khi đó độ giảm này lên đến 75% đối với gia tốc khối lượng được treo của hệ thống treo chủ động ở cả hai tốc độ khảo sát.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. H. D., "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications," *Automatica*, 33(10), 1781-1817, 1997.
- [2]. F. Daniel, R. Isermann, "Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions," *Control engineering practice*, 12(11), 1353-1367, 2004.
- [3]. Gysen B. L., et al, "Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics," *IEEE transactions on vehicular technology*, 59(3), 1156-1163, 2009.
- [4]. S. Mouleeswaran, "Design and development of PID controller-based active suspension system for automobiles," in *PID controller design approaches-theory, tuning and application to frontier areas*, 71-98, 2012.
- [5]. Duong Nguyen Hac Lan, et al, "Modeling and simulation of PID controller-based active suspension system for a quarter car model," *Journal of Technical Education Science*, 17.1, 111-120, 2022.
- [6]. B. Jumi, M. Buragohain, "Design and performance analysis of Fuzzy LQR; Fuzzy PID and LQR controller for active suspension system using 3 Degree of Freedom quarter car model," in *2016 IEEE 1st international conference on power electronics, intelligent control and energy systems (ICPEICES)*, IEEE, 2016.
- [7]. A. Tayfun, E. Salkim, "Control of quarter-car active suspension system based on optimized fuzzy linear quadratic regulator control method," *Applied Sciences*, 13.15, 2023.
- [8]. Vu, Tan Van, et al, "Active Suspension with PID Control for Enhanced Rollover Stability in Liquid Tank Trucks," in *10th National Conference on Mechanics and the 8th National Congress of the Vietnam Association for Mechanics*, Ha Noi, Viet Nam, 2017.
- [9]. Gampa S.R., et al, "Pareto optimality based PID controller design for vehicle active suspension system using grasshopper optimization algorithm," *Journal of Electrical Systems and Information Technology*, 2022.
- [10]. Ozor G.O., et al, "Genetic algorithm based PID controller tuning model for active suspension system of self-driving vehicle," *UNIZIK Journal of Engineering and Applied Sciences*, 506-518, 2021.
- [11]. Yu Wei, et al, "LQR controller design of active suspension based on genetic algorithm," in *5th Information Technology, Networking, Electronic and Automation Control Conference (ITNEC)*, IEEE, 2021.
- [12]. Pekkögöz R. K., et al, "Active suspension of cars using fuzzy logic controller optimized by genetic algorithm," *International journal of engineering and applied sciences*, 27-37, 2010.
- [13]. Al-Khafaji, et al, "Optimisation of PID Controllers in Active Suspension Systems: A Comparative Study of the Firefly Algorithm and the Particle Swarm Optimisation," *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 10(6), 2023.
- [14]. Abdollah M. F., et al, "Optimized PID Controller for Quarter-Car Active Suspension System Under Various Road Profiles," *Modern Applied Science*, 18(1), 2024.
- [15]. D. Ismail, N. Dif, "Firefly Algorithm Optimization-Based LQR Controller for 1/4 Vehicle Active Suspension System: Design and Performance Evaluation," *The Journal of Engineering and Exact Sciences*, 2023.
- [16]. Ab Talib, et al, "Experimental evaluation of ride comfort performance for suspension system using PID and fuzzy logic controllers by advanced firefly algorithm," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023.
- [17]. V. V. Tan, "Two-Layer Parallel Fuzzy Logic Controller Design for Semiactive Suspension System with a Full Car Model," *Shock and Vibration*, 2023.
- [18]. X. N. Nguyen, "Analyze the influence of road profiles on the comfort of passengers in sleeper," in *The 2nd International Conference on Advanced Technology & Sustainable Development*, Ho Chi Minh City 700000, Vietnam, 2022.

AUTHORS INFORMATION**Duc Thinh Kieu¹, Vu Van Tan²**¹Faculty of Mechanical Engineering, Thuyloi University, Vietnam²Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Vietnam