

NGHIÊN CỨU ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ TẢI SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQR VÀ PID

RESEACH ON ACTIVE SUSPENSION CONTROL IN TRUCKS USING OPTIMAL LQR AND PID CONTROL METHODS

Đào Huy Hải¹, Trần Trọng Nghĩa¹, Lê Quý Anh², Vũ Văn Tấn^{1,*}

¹Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

²Khoa Cơ khí Động lực, Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

*Email tác giả liên hệ: vvtan@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Trong bối cảnh ngành vận tải xanh đang phát triển mạnh mẽ, việc nâng cao chất lượng vận hành và đảm bảo an toàn cho hàng hóa trên các dòng xe tải nặng trở thành một yêu cầu cấp thiết, thúc đẩy các nghiên cứu về hệ thống điều khiển dao động thông minh. Nghiên cứu này sử dụng hai phương pháp điều khiển LQR và PID cho hệ thống treo chủ động trên mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô. Kết quả được đánh giá qua độ êm dịu và an toàn trên hệ thống treo chủ động; cho thấy việc giảm được biên độ dao động, gia tốc của phần tử được treo đã giảm từ 35 tới 65% so với hệ thống treo bị động thông thường. Đây là cơ sở lý thuyết quan trọng để phát triển cho các hệ thống treo thông minh trên các dòng xe tải nặng thế hệ mới.

Từ khóa: Điều khiển tối ưu LQR; Điều khiển PID; Dao động ô tô; Hệ thống treo chủ động; Ô tô tải.

ABSTRACT

In the context of the rapidly developing green transportation industry, improving operational quality and ensuring cargo safety on heavy trucks has become a pressing requirement, driving research into intelligent vibration control systems. This study uses two control methods, LQR and PID for an active suspension system on a $\frac{1}{4}$ car model. The results are evaluated based on the ride comfort and safety of the active suspension system; it showing a reduction in vibration amplitude and acceleration of the suspended element by 35 to 65% compared to conventional passive suspension systems. This provides an important theoretical basis for the development of intelligent suspension systems on next – generation heavy trucks.

Keywords: Optimal LQR control; PID control; Vehicle oscillation; Active suspension systems; Trucks.

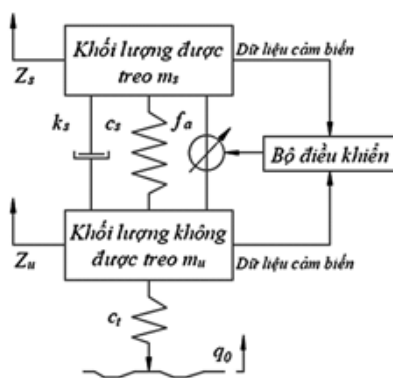
1. GIỚI THIỆU

Trong ngành vận tải đường bộ, xe tải hạng nặng thường hoạt động dưới tải trọng lớn và địa hình đa dạng, đặt ra yêu cầu cao về độ êm dịu chuyển động và tính ổn định của xe. Hệ thống treo bị động truyền thống còn hạn chế trong việc giảm dao động và duy trì độ bám đường, đặc biệt khi xuất hiện cộng hưởng giữa khối lượng được treo và không được treo. Nhằm cải thiện hiệu quả vận hành, hệ thống treo chủ động sử dụng cảm biến và cơ cấu chấp hành để tạo lực điều khiển chủ động lên hệ thống. Trong đó, các phương pháp điều khiển hiện đại được xem là giải pháp tối ưu nhờ khả năng cân bằng giữa chất lượng đáp ứng và năng lượng điều khiển.

Bài báo này trình bày mô hình hóa và mô phỏng hệ thống treo chủ động trên mô hình 1/4 xe tải, đồng thời so sánh hiệu năng của hai thuật toán điều khiển LQR và PID trong việc giảm dao động trên ô tô tải.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ

2.1. Thông số mô hình ô tô tải [Citation]



Hình 1. Mô hình 1/4 ô tô.

Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng mô hình 1/4 ô tô [1], [2]. Một số giả thuyết mà

tác giả hướng tới: khối lượng thân xe được coi là một chất điểm có khối lượng m_s đặt tại tọa độ trọng tâm thân xe; khối lượng bánh xe m_u được coi là một chất điểm đặt tại trọng tâm; phần tử đàn hồi và giảm chấn được coi là tuyến tính; lớp xe được coi như là một lò xo có độ cứng là c_t ; tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường là tiếp xúc điểm; mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất.

Để khảo sát sự dao động của mô hình 1/4, tác giả sử dụng kích thích dao động là một hàm hình dao động điều hòa: $Q = q_0 \sin \omega_0$; biên độ dao động $q_0 = 0.1$ (m); tần số $\omega_0 = 5 \text{ rad/s}$.

Thông số mô hình 1/4 ô tô của hệ thống treo chủ động được thể hiện ở Bảng 1 [3].

Bảng 1. Thông số của hệ thống treo chủ động

Ký hiệu	Tham số	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	8900	kg
m_u	Khối lượng lớp	1100	kg
c_s	Độ cứng lò xo	2000000	Nm
k_s	Hệ số cản giảm chấn	35000	Nm/s
c_t	Độ cứng của lớp	3500000	Nm

2.2. Phương trình động lực học

Từ hình 1, áp dụng nguyên lý D'Alembert và định luật II Newton, phương trình dao động của mô hình 1/4 ô tô được xác định theo công thức:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s + k_s \dot{Z}_s - k_s \dot{Z}_u + c_s Z_s - c_s Z_u + f_a = 0 \\ m_u \ddot{Z}_u - k_s \dot{Z}_s + k_s \dot{Z}_u - c_s Z_s + (c_s + c_t) Z_u - f_a - c_t q_0 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Hệ phương trình trên có thể viết lại theo phương trình không gian trạng thái:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1W + B_2U \\ Y = CX + D_1W + D_2U \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: $X = [Z_s \quad Z_u \quad \dot{Z}_s \quad \dot{Z}_u]^T$ là véc tơ trạng thái; $Y = [Z_s \quad Z_u \quad \dot{Z}_s \quad \dot{Z}_u]^T$ là véc tơ đầu ra; $u = [f_a]$ là tín hiệu điều khiển; $w = [q_0]$ là véc tơ kích thích từ mặt đường.

Các ma trận A, B, C, D được xác định như sau [4]:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & \frac{-k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} \\ \frac{c_s}{m_u} & \frac{-(c_s + c_t)}{m_u} & \frac{k_s}{m_u} & \frac{-k_s}{m_u} \end{bmatrix};$$

$$B_1 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad c_t/m_u]^T;$$

$$B_2 = [0 \quad 0 \quad -1/m_s \quad 1/m_u]^T.$$

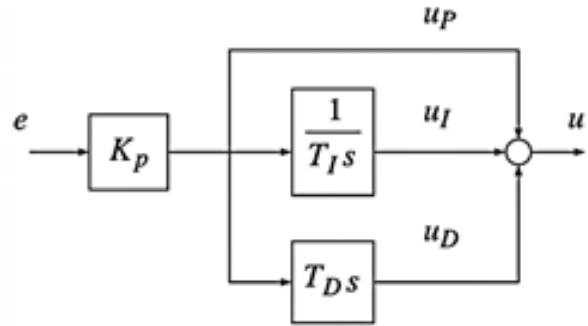
3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN

3.1. Thiết kế bộ điều khiển PID

Điều khiển PID là một thuật toán điều khiển phản hồi vòng kín. Cơ sở hoạt động của nó là liên tục tính toán sai lệch $e(t)$ – sự chênh lệch giữa giá trị mong muốn và giá trị thực tế đo được để tạo tín hiệu điều khiển $u(t)$ nhằm đưa sai lệch này về 0 nhanh và ổn định nhất [5], [6].

Phương trình toán học tổng quát:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (3)$$



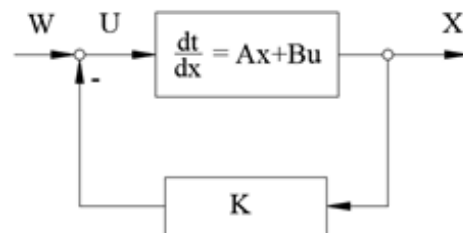
Hình 2. Bộ điều khiển PID

Bộ điều khiển PID được sử dụng khá rộng rãi để điều khiển đối tượng SISO theo nguyên lý hồi tiếp. Bộ PID có nhiệm vụ đưa sai lệch $e(t)$ của hệ thống về không, sao cho quá trình thỏa mãn các yêu cầu cơ bản về chất lượng.

3.2. Thiết kế bộ điều khiển LQR

Một hệ điều khiển được thiết kế ở chế độ làm việc tốt nhất sẽ luôn ở trạng thái tối ưu theo một tiêu chuẩn nào đó. Trạng thái tối ưu có đạt được hay không tùy thuộc vào yêu cầu chất lượng đặt ra, sự hiểu biết về đối tượng và các tác động đặt lên đối tượng, vào điều kiện làm việc của hệ điều khiển,... Điều khiển tối ưu là xác định luật điều khiển một hệ thống cho trước sao cho tối thiểu hóa các chỉ tiêu chất lượng. Cho hệ có mô hình:

$$\frac{dy}{dx} = Ax + Bu; A \in \mathbb{R}^{n \times n}; B \in \mathbb{R}^{m \times m} \quad (4)$$



Hình 3. Bộ điều khiển LQR phản hồi âm

$$J(x,u) = \int_0^{\infty} (x^T Qx + u^T Ru + 2xNu) dt \quad (5)$$

Để bài toán có nghiệm, ma trận Q được giả thiết là ma trận đối xứng, xác định không âm và R là ma trận đối xứng xác định dương, tức là:

$$Q^T = Q, a^T Qa \geq 0 \text{ với mọi vector } a.$$

$$R^T = R, a^T Ra \geq 0 \text{ với mọi vector } a.$$

Và $a^T Ra = 0$ khi và chỉ khi $a = 0$ [6].

Các ma trận Q, R, N được xác định như sau:

$$Q = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{33} & Q_{34} \\ Q_{41} & Q_{42} & Q_{43} & Q_{44} \end{bmatrix}; R = [R_{11}]; N = \begin{bmatrix} N_{11} \\ N_{21} \\ N_{31} \\ N_{41} \end{bmatrix}$$

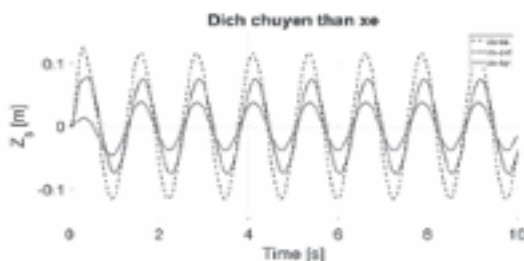
Mục đích của hệ thống điều khiển tối ưu là nâng cao tính an toàn và ổn định. Do đó, tác giả lựa chọn hàm tối ưu như sau:

$$J = \int_0^{\infty} [\rho_1 \ddot{Z}_s^2 + \rho_2 Z_s^2 + \rho_3 (Z_s - Z_u)^2 + \rho_4 \ddot{Z}_u^2] dt \quad (6)$$

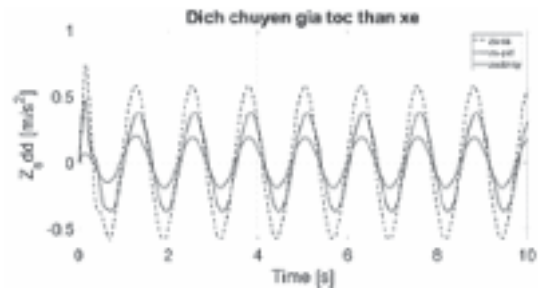
Trong đó, các trọng số $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ được lựa chọn dựa trên phương pháp thử, với $\rho_1 = 10^3; \rho_2 = 10^5; \rho_3 = 1; \rho_4 = 1$.

4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

4.1. Đánh giá kết quả trên miền thời gian



Hình 4. Đồ thị dịch chuyển thân xe theo thời gian.



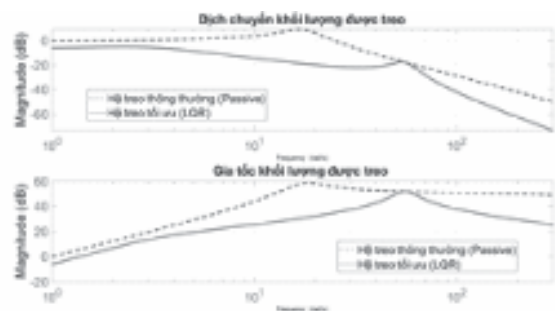
Hình 5. Đồ thị dịch chuyển gia tốc thân xe theo thời gian.

Bảng 2. Giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS.

Phương pháp điều khiển	Dịch chuyển thân xe	Gia tốc của thân xe
Passive	0.0822	0.4034
PID	0.0536	0.2588
LQR	0.0268	0.1284

Kết quả mô phỏng cho thấy cả hai cấu hình điều khiển chủ động đều mang lại sự cải thiện vượt bậc so với hệ thống treo thụ động, trong đó bộ điều khiển LQR thể hiện khả năng tối ưu hóa xuất sắc khi giảm thiểu trên 65% đối với cả hai thông số dịch chuyển và gia tốc thân xe; hiệu suất này gấp đôi so với mức giảm của bộ điều khiển PID với mức giảm 35%. Điều này khẳng định khả năng mang đến sự êm dịu và ổn định cho người lái và hàng hóa.

4.2. Đánh giá kết quả mô phỏng trên tần số



Hình 6. Đáp ứng tần số của dịch chuyển và gia tốc thân xe

Tại dải tần số thấp (1-17 rad/s), đỉnh cộng hưởng của khối lượng được treo, vốn xuất hiện rõ rệt ở khoảng 6-8 rad/s đối với hệ thống thụ động đã được triệt tiêu hoàn toàn khi áp dụng bộ điều khiển LQR. Tại dải tần số cao (>20 rad/s), đỉnh dao động của LQR được kiểm soát chặt chẽ hơn, thường có biên độ thấp hơn so với hệ thụ động, điều này cho thấy khả năng lọc nhiễu tự nhiên, tránh hiện tượng can thiệp quá mức có thể gây mất ổn định của ô tô ở dải tần số cao.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày việc nghiên cứu và mô phỏng hệ thống treo chủ động trên mô hình $\frac{1}{4}$ ô tô tải sử dụng hai phương pháp điều khiển PID và LQR. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số cho thấy cả hai bộ điều khiển đều cải thiện khả năng giảm dao động của thân xe so với hệ thống treo bị động, trong đó bộ điều khiển LQR cho hiệu quả tốt hơn. Các giá trị RMS của dịch chuyển và gia tốc thân xe giảm đáng kể khi sử dụng điều khiển LQR, qua đó nâng cao độ êm dịu chuyển động và tính ổn định của xe tải khi chịu kích thích từ mặt đường. Ngoài ra, nghiên cứu cũng cho thấy việc lựa chọn các trọng số trong hàm mục tiêu có ảnh hưởng lớn đến chất lượng điều khiển và khả năng đáp ứng của hệ thống treo.

Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho việc phát triển các hệ thống treo thông minh trên xe tải thế hệ mới. Trong tương lai, các phương pháp điều khiển hiện đại như LPV hoặc điều khiển thích nghi có thể được nghiên cứu và áp dụng nhằm nâng cao hơn nữa hiệu quả giảm dao động và khả năng làm việc của hệ thống treo trong điều kiện vận hành thực tế. ❖

Ngày nhận bài: 25/6/2026

Ngày phản biện: 06/6/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. “Thiết kế bộ điều khiển LQR cho hệ thống treo trên mô hình ô tô điện bốn bánh - Tài liệu, ebook, giáo trình”. Accessed: May 14, 2026. [Online]. Available: <https://www.zbook.vn/ebook/thiet-ke-bo-dieu-khien-lqr-cho-he-thong-treo-tren-mo-hinh-o-to-dien-bon-banh-55545/>
- [2]. Đức N. T., Anh B. T., Trung N. T., Huy N. Đ., Nam Đ. D. H., Quân V. H., “Mô hình hóa và phân tích hệ thống treo tích cực cho mô hình $\frac{1}{4}$ xe sử dụng một số phương pháp điều khiển khác nhau”. HaUI, Tập san Sinh viên nghiên cứu khoa học, số 11.2021, trang 122-126.
- [3]. Vu Van Tan, Do Trong Tu, Nguyen Van Vinh, Pham Tat Thang, András Mihály, Péter Gáspár, “(PDF) Optimizing a Hybrid Controller for Automotive Active Suspension System by Using Genetic Algorithms With Two High Level Parameters”. ResearchGate, Mar. 2026, DOI: 10.1109/ACCESS.2024.3499352.
- [4]. “Thiết kế bộ điều khiển LQR cho hệ thống treo trên mô hình ô tô điện bốn bánh”. Accessed: May 14, 2026.
- [5]. “Bộ điều khiển PID”, Wikipedia tiếng Việt. Nov. 19, 2025. Accessed: May 14, 2026.
- [6]. V. T. Nguyen and N. H. L. Duong, “Modeling and Simulation of PID Controller-Based Active Suspension System for A Quarter Car Model”, 2022, DOI: 10.54644/jte.68.2022.1126.