VẬT LIỆU & XÂY DỰNG
Tạp chí Vật liệu và Xây dựng
ISSN 1859 - 381X
Website: www. jomc.vn

Nghiên cứu tính toán tối ưu hệ số cản điện từ ứng dụng cho hệ thống treo ô tô

Lê Hồng Quân[1*], Lê Đức Giang[1], Vũ Hoàng Dũng[1], Hoàng Việt Anh[1], Lê Ngọc Đức[1], Tống Đức Năng[1]

[1] Khoa Cơ khí, Trường Đại học Xây Dựng Hà Nội

TỪ KHOÁ

Hệ thống treo ô tô
Bộ giảm chấn điện từ
Giảm dao động
Mô hình một phần tư xe

TÓM TẮT

Trong quá trình ô tô di chuyển, kích động từ mặt đường gây dao động thân xe và bánh xe, ảnh hưởng đến độ êm dịu và an toàn chuyển động. Bài báo nghiên cứu lựa chọn hệ số cản điện từ của bộ giảm chấn điện từ trên mô hình một phần tư xe. Trên cơ sở mô hình liên hợp điện – cơ, bộ giảm chấn được quy đổi về hệ số cản tương đương trong điều kiện ảnh hưởng của độ tự cảm là nhỏ. Bài toán được xây dựng theo hướng cực tiểu hóa đáp ứng gia tốc thân xe với ràng buộc hành trình làm việc của hệ thống treo. Kết quả cho phép xác định giá trị cản điện từ phù hợp, đồng thời thiết lập mối liên hệ giữa đặc tính giảm chấn và tải điện. Nghiên cứu cung cấp cơ sở cho việc thiết kế, chế tạo và kiểm chứng thực nghiệm bộ giảm chấn điện từ ứng dụng trên hệ thống treo ô tô.

KEYWORDS

Automotive suspension system
Electromagnetic damper
Vibration suppression
Quarter-car model

ABSTRACT

During vehicle operation, road-induced excitations cause vibrations of the vehicle body and wheels, directly affecting ride comfort and driving safety. This paper investigates the selection of the electromagnetic damping coefficient of an electromagnetic damper using a quarter-car model. Based on the coupled electromechanical model, the damper is represented by an equivalent damping coefficient when the effect of inductance is negligible. The optimization problem is formulated to minimize the vehicle body acceleration response while satisfying the suspension travel constraint. The results enable the determination of an appropriate electromagnetic damping level and establish the relationship between the damping characteristics and the electrical load. The study provides a basis for the design, fabrication, and experimental validation of electromagnetic dampers for automotive suspension systems.

1. Đặt vấn đề

Hệ thống treo là một trong những hệ thống quan trọng quyết định đồng thời đến độ êm dịu chuyển động, khả năng bám đường, tính ổn định và an toàn của ô tô. Trong các hệ thống treo truyền thống, phần tử giảm chấn thủy lực có nhiệm vụ tiêu tán năng lượng dao động phát sinh do kích động từ mặt đường dưới dạng nhiệt. Mặc dù cấu trúc này có ưu điểm về độ tin cậy, giá thành và khả năng làm việc ổn định, năng lượng dao động của hệ thống treo hầu như bị tiêu hao hoàn toàn và không được thu hồi. Trong bối cảnh các phương tiện giao thông hiện đại ngày càng hướng tới điện khí hóa, tiết kiệm năng lượng và tích hợp điều khiển thông minh, việc phát triển các hệ thống treo có khả năng vừa kiểm soát dao động vừa tái sinh năng lượng đang trở thành một hướng nghiên cứu có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao [1]–[3].

Sự phát triển của các hệ thống điều khiển khung gầm tích hợp cho thấy hệ thống treo không còn được xem như một phân hệ độc lập mà ngày càng có xu hướng phối hợp với hệ thống lái, phanh và truyền động nhằm nâng cao đồng thời nhiều chỉ tiêu động lực học của phương tiện [1]. Đặc biệt, các hệ thống treo chủ động và bán chủ động đã đạt được nhiều tiến bộ đáng kể về cấu trúc chấp hành, thuật toán điều khiển và khả năng tối ưu đa mục tiêu [2]. Tuy nhiên, một trong những hạn chế của hệ thống treo chủ động là nhu cầu năng lượng tương đối lớn. Vì vậy, các giải pháp sử dụng bộ giảm chấn điện từ có khả năng chuyển đổi một phần cơ năng dao động của hệ thống treo thành điện năng đang nhận được sự quan tâm đáng kể trong những năm gần đây [3].

Về nguyên lý, bộ giảm chấn điện từ khai thác chuyển động tương đối giữa khối lượng được treo và khối lượng không được treo để tạo ra chuyển động tương đối giữa các bộ phận của cơ cấu điện từ. Thông qua hiện tượng cảm ứng điện từ, năng lượng cơ học của dao động được chuyển đổi thành năng lượng điện. Đồng thời, dòng điện sinh ra trong mạch điện tạo nên lực điện từ có chiều chống lại chuyển động tương đối, từ đó hình thành hiệu ứng giảm chấn. Nhờ đặc điểm này, bộ giảm chấn điện từ có khả năng thực hiện đồng thời hai chức năng là kiểm soát dao động và thu hồi năng lượng, tạo nên ưu thế đáng kể so với giảm chấn thủy lực thụ động thông thường [3]–[5].

Kawamoto và cộng sự [5] đã xây dựng mô hình bộ giảm chấn điện từ ứng dụng cho hệ thống treo ô tô, trong đó mối liên hệ giữa các đại lượng cơ học và điện được mô tả thông qua hệ số chuyển đổi điện cơ, điện trở và độ tự cảm của cơ cấu điện từ. Các kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng đặc tính điện của mạch tải có ảnh hưởng trực tiếp đến lực giảm chấn điện từ, qua đó tác động đến đáp ứng dao động của thân xe và bánh xe. Mache và Joshi [6] tiếp tục phân tích lý thuyết kết hợp thực nghiệm đáp ứng động lực học của hệ thống treo ô tô sử dụng giảm

*Liên hệ tác giả: quanlh@huce.edu.vn
Nhận ngày 12/08/2026, sửa xong ngày 24/09/2026, chấp nhận đăng ngày 25/09/2026
Link DOI: https://doi.org/10.54772/jomc.05.2026.1464

chấn điện từ, qua đó chứng minh tính khả thi của việc thay thế hoặc hỗ trợ giảm chấn truyền thống bằng cơ cấu điện từ.

Bên cạnh khả năng kiểm soát dao động, hiệu suất chuyển đổi và tái sinh năng lượng cũng là một vấn đề trọng tâm. Gysen và cộng sự [7] đã nghiên cứu hiệu suất của hệ thống treo điện từ chủ động truyền động trực tiếp và cho thấy cơ cấu điện từ có thể làm việc ở cả chế độ chấp hành và tái sinh năng lượng tùy theo trạng thái vận hành. Li và cộng sự [8] đã thiết kế, mô hình hóa và thử nghiệm thực tế bộ giảm chấn thu hồi năng lượng điện từ trên đường, qua đó xác nhận khả năng khai thác năng lượng từ dao động của hệ thống treo trong điều kiện vận hành thực tế. Các kết quả này cho thấy lượng năng lượng tái sinh phụ thuộc đáng kể vào cấu trúc bộ giảm chấn, các thông số điện – cơ cũng như đặc trưng kích động của mặt đường.

Ảnh hưởng của điều kiện mặt đường đến hiệu quả làm việc của hệ thống treo điện từ cũng đã được nghiên cứu. Kavianipour và Montazeri-Gh [9] chỉ ra rằng biên độ, tần số và phổ kích động của mặt đường có ảnh hưởng trực tiếp đến cả chỉ tiêu động lực học và lượng năng lượng điện có thể thu hồi. Điều này cho thấy quá trình lựa chọn các thông số của bộ giảm chấn điện từ không thể tách rời đặc trưng động lực học của hệ thống treo và điều kiện kích động thực tế. Nếu lực giảm chấn điện từ được lựa chọn quá lớn, dao động tương đối của hệ thống treo có thể giảm nhưng gia tốc thân xe hoặc tải trọng động bánh xe có thể tăng. Ngược lại, khi mức giảm chấn quá nhỏ, hiệu quả kiểm soát dao động và khả năng thu hồi năng lượng đều có thể không đạt yêu cầu.

Các nghiên cứu thực nghiệm của Suda, Kawamoto và cộng sự đã góp phần chứng minh khả năng ứng dụng thực tế của bộ giảm chấn điện từ trên ô tô. Thử nghiệm trên đường của Suda và cộng sự [13] cho thấy thiết bị điện từ có thể tạo ra lực giảm chấn đáng kể trong điều kiện khai thác thực tế. Trên cơ sở đó, Kawamoto và cộng sự [12], [14] tiếp tục nghiên cứu các chiến lược điều khiển hệ thống treo điện cơ theo hướng giảm tiêu thụ năng lượng nhưng vẫn bảo đảm yêu cầu về độ êm dịu và tính năng vận hành của xe. Các kết quả này nhấn mạnh rằng bài toán thiết kế bộ giảm chấn điện từ không chỉ là xác định khả năng sinh lực mà còn cần xem xét đồng thời đặc tính dao động và các ràng buộc thiết kế của hệ thống.

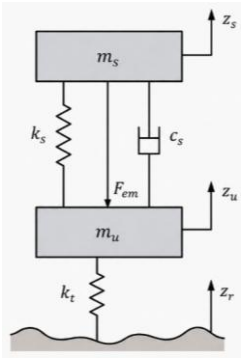
Từ góc độ lý thuyết dao động, các tham số khối lượng, độ cứng và hệ số cản quyết định các đặc trưng động lực học cơ bản của hệ thống treo, bao gồm tần số riêng, hệ số tắt dần và đáp ứng cưỡng bức [10]. Việc bổ sung bộ giảm chấn điện từ làm xuất hiện sự liên kết giữa miền cơ học và miền điện, làm cho hệ số cản tương đương của hệ thống phụ thuộc vào các thông số như hệ số cảm ứng điện từ, điện trở cuộn dây, điện trở tải và độ tự cảm. Do đó, phương pháp lựa chọn thông số giảm chấn dựa đơn thuần trên cơ học cổ điển chưa đủ để khai thác hiệu quả đặc tính của thiết bị điện từ. Theo cách tiếp cận giảm dao động bằng thiết bị tiêu tán năng lượng [11], việc xác định hợp lý tham số của bộ giảm chấn cần dựa trên một hàm mục tiêu cụ thể và đồng thời thỏa mãn các điều kiện ràng buộc về đáp ứng động lực học của hệ.

Mặc dù đã có nhiều công trình nghiên cứu về cấu trúc, mô hình hóa và khả năng tái sinh năng lượng của bộ giảm chấn điện từ [3]–[9], [12]-[14], việc lựa chọn tham số giảm chấn cho một mô hình treo cụ thể vẫn cần được phát biểu rõ theo hàm mục tiêu, miền tham số khả thi và ràng buộc động lực học. Trong phạm vi bài báo này, trọng tâm không phải tối ưu đồng thời toàn bộ cấu trúc điện - cơ, mà là xác định hệ số cản điện từ c_{em} hợp lý cho mô hình 1/4 xe và ánh xạ giá trị đó về tải điện R_L có thể thực hiện được.

Xuất phát từ các vấn đề trên, bài báo *"Nghiên cứu tính toán tối ưu bộ giảm chấn điện từ ứng dụng cho hệ thống treo ô tô"* xây dựng mô hình 1/4 xe tích hợp bộ giảm chấn điện từ và phát biểu bài toán tối ưu đơn mục tiêu có ràng buộc. Đóng góp chính của nghiên cứu gồm: (i) thiết lập quan hệ giữa c_{em}và các tham số điện K_e, K_t, R_C, R_L; (ii) xác định c_{em}bằng tiêu chuẩn cực tiểu hóa gia tốc đỉnh lớn nhất của thân xe trên miền tần số khảo sát với ràng buộc hành trình treo; và (iii) chuyển nghiệm c_{em}tối ưu về giá trịR_Ltương ứng để kiểm tra tính khả thi của tải điện thụ động.

2. Mô hình động lực học hệ thống treo tích hợp bộ giảm chấn điện từ

2.1. Mô hình hệ thống treo 1/4 xe



Hình 1. Mô hình giảm chấn điện từ ô tô.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của bộ giảm chấn điện từ đến đặc tính dao động của ô tô, mô hình 1/4 xe hai bậc tự do được sử dụng. Đây là mô hình phổ biến trong nghiên cứu động lực học hệ thống treo, cho phép mô tả tương đối đầy đủ dao động thẳng đứng của thân xe và bánh xe, đồng thời có cấu trúc đủ đơn giản để thuận lợi cho việc xây dựng bài toán tối ưu. Mô hình gồm khối lượng được treo m_s, đại diện cho một phần tư khối lượng thân xe; khối lượng không được treo m_u, đại diện cho bánh xe, moay-ơ và các chi tiết liên kết với bánh xe. Giữa hai khối lượng bố trí phần tử đàn hồi của hệ thống treo có độ cứng k_s và bộ giảm chấn điện từ. Lốp xe được mô hình hóa bằng phần tử đàn hồi có độ cứng k_t. Kích động từ mặt đường được biểu diễn bởi chuyển vị $z_r(t)$. Gọi $z_s(t)$và $z_u(t)$lần lượt là chuyển vị thẳng đứng của khối lượng được treo và khối lượng không được treo. Chuyển vị tương đối và vận tốc tương đối giữa hai đầu bộ giảm chấn được xác định:

$$z_d = z_s - z_u$$
$$\dot{z}_d = \dot{z}_s - \dot{z}_u \quad (1)$$

Trong đó, z_d đồng thời là hành trình tương đối của hệ thống treo. Theo định luật II Newton, phương trình chuyển động của khối lượng được treo được biểu diễn:

$$m_s\ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + F_{em} = 0 \quad (2)$$

Đối với khối lượng không được treo:

$$m_u\ddot{z}_u + k_t(z_u - z_r) - k_s(z_s - z_u) - F_{em} = 0 \quad (3)$$

Trong đó F_{em}là lực điện từ sinh ra bởi bộ giảm chấn điện từ. Dấu của lực điện từ được xác định sao cho lực luôn có xu hướng chống lại chuyển động tương đối giữa hai đầu bộ giảm chấn. Các phương trình (2) và (3) cho thấy lực điện từ có ảnh hưởng trực tiếp đến cả dao động của thân xe và dao động của bánh xe. Vì vậy, việc lựa chọn hợp lý các thông số điện – cơ của bộ giảm chấn có ý nghĩa quyết định đối với khả năng nâng cao độ êm dịu và độ ổn định chuyển động của ô tô.

2.2. Mô hình bộ giảm chấn điện từ

Bộ giảm chấn điện từ hoạt động dựa trên nguyên lý chuyển đổi năng lượng giữa miền cơ học và miền điện. Khi có chuyển động tương đối giữa phần ứng và từ trường của bộ giảm chấn, một suất điện động cảm ứng được sinh ra. Suất điện động này tỷ lệ với vận tốc tương đối:

$$e = K_e\dot{z}_d \quad (4)$$

trong đó:

e là suất điện động cảm ứng, V;

K_e là hệ số suất điện động, V.s/m;

$\dot{z}_d$là vận tốc tương đối giữa hai đầu bộ giảm chấn, m/s.

Khi mạch điện được nối kín qua tải điện trở, suất điện động cảm ứng tạo ra dòng điện trong cuộn dây. Phương trình cân bằng điện áp của mạch điện được viết:

$$L\frac{di}{dt} + (R_c + R_L)i = e \quad (5)$$

trong đó:

L là độ tự cảm của cuộn dây;

R_c là điện trở trong của cuộn dây;

R_L là điện trở tải ngoài;

i là dòng điện sinh ra trong cuộn dây.

Lực điện từ tác dụng lên hệ cơ học được xác định:

$$F_{em} = K_t i \quad (6)$$

với K_t là hệ số lực điện từ, đơn vị N/A. Trong hệ thống điện từ tuyến tính, khi bỏ qua các tổn thất phụ và hiện tượng phi tuyến từ, có thể xem:

$$K_t \approx K_e = K \quad (7)$$

Kết hợp các phương trình (3)-(5), mô hình giảm chấn điện từ có thể được biểu diễn bởi :

$$L\frac{di}{dt} + (R_c + R_L)i = K_e(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (8)$$

và :

$$F_{em} = K_t i \quad (9)$$

Như vậy, hệ thống treo tích hợp bộ giảm chấn điện từ là một hệ liên hợp điện – cơ. Dao động của hệ thống treo tạo ra dòng điện, trong khi dòng điện lại sinh ra lực điện từ làm thay đổi đáp ứng dao động của hệ.

2.3. Hệ số giảm chấn điện từ tương đương

Trong trường hợp ảnh hưởng của độ tự cảm L nhỏ hoặc tần số kích động nằm trong miền mà thành phần cảm kháng không đáng kể so với tổng điện trở của mạch, phương trình (8) có thể được xấp xỉ:

$$i \approx \frac{K_e}{R_c + R_L}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (10)$$

Thay phương trình (10) vào phương trình (9), thu được:

$$F_{em} = \frac{K_e K_t}{R_c + R_L}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (11)$$

Đặt hệ số giảm chấn điện từ tương đương:

$$c_{em} = \frac{K_e K_t}{R_c + R_L} \quad (12)$$

Khi $K_e = K_t = K$:

$$\frac{K^2}{R_c + R_L} \quad (13)$$

Do đó:

$$F_{em} = c_{em}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (14)$$

Biểu thức (13) cho thấy hệ số giảm chấn điện từ không phải là một thông số cố định chỉ phụ thuộc vào cấu trúc cơ khí, mà có thể được điều chỉnh thông qua đặc tính điện của hệ thống. Khi điện trở tải R_L giảm, dòng điện tăng và hệ số giảm chấn điện từ tăng. Ngược lại, khi R_L tăng, lực điện từ giảm. Đặc điểm này tạo điều kiện thuận lợi cho việc tối ưu hóa bộ giảm chấn điện từ theo yêu cầu động lực học của hệ thống treo.

2.4. Phương trình chuyển động dạng rút gọn

Khi sử dụng mô hình giảm chấn điện từ tương đương, hệ phương trình động lực học của mô hình 1/4 xe được viết:

$$m_s\ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_{em}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (15)$$

$$m_u\ddot{z}_u + k_t(z_u - z_r) - k_s(z_s - z_u) - c_{em}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (16)$$

Trong trường hợp hệ thống treo vẫn duy trì một phần giảm chấn cơ khí với hệ số c_s, tổng hệ số giảm chấn tương đương giữa thân xe và bánh xe được xác định:

$$c_{eq} = c_s + c_{em} \quad (17)$$

Khi đó:

$$m_s\ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_{eq}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 (18)$$

$$m_u\ddot{z}_u + k_t(z_u - z_r) - k_s(z_s - z_u) - c_{eq}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (19)$$

Các phương trình (18) và (19) là cơ sở để khảo sát ảnh hưởng của hệ số giảm chấn điện từ đến các chỉ tiêu động lực học của hệ thống treo. Với kích động nền :

$$z_r(t) = A\,sin(\Omega t) \quad (20)$$

Đặt:

$$\tau = \omega_s t; \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}; \zeta = \frac{c_{eq}}{2m_s\omega_s}; \mu = \frac{m_u}{m_s}; \kappa = \frac{k_t}{k_s}; \lambda = \frac{\Omega}{\omega_s} \quad (21)$$

Các tọa độ chuyển vị không thứ nguyên :

$$z_s = z_0 x_s, z_u = z_0 x_u, z_r = z_0 x_r;$$
$$\dot{z}_s = z_0\omega_s\dot{x}_s; \ddot{z}_s = z_0\omega_s^2\ddot{x}_s; \dot{z}_u = z_0\omega_s\dot{x}_u; \ddot{z}_u = z_0\omega_s^2\ddot{x}_u; x_r(\tau) = sin(\lambda\tau) \quad (22)$$

Hệ phương trình không thứ nguyên thu được là :

$$\begin{cases} \ddot{x}_s + 2\zeta(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + (x_s - x_u) = 0 \\ \mu\ddot{x}_u + \kappa(x_u - x_r) - (x_s - x_u) - 2\zeta(\dot{x}_s - \dot{x}_u) = 0 \end{cases} \quad (23)$$

3. Xây dựng bài toán tối ưu bộ giảm chấn điện từ

3.1. Chỉ tiêu biên độ và gia tốc

Trong nghiên cứu này xét hai chỉ tiêu động lực học: (i) gia tốc thân xe, đại diện cho độ êm dịu chuyển động; và (ii) hành trình tương đối của hệ thống treo. Hai chỉ tiêu có xu hướng đánh đổi, nhưng bài toán số không được xử lý theo dạng tối ưu đa mục tiêu có trọng số hoặc

Pareto. Thay vào đó, nghiên cứu sử dụng một hàm mục tiêu duy nhất là gia tốc thân xe và đưa hành trình hệ thống treo vào dưới dạng điều kiện ràng buộc.

Gia tốc hiệu dụng (RMS) của thân xe trong khoảng thời gian T được định nghĩa:

$$a_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T \ddot{z}_s^2\,(t)dt} \quad (24)$$

Giá trị a_{RMS} càng nhỏ thì khả năng cách ly dao động và độ êm dịu chuyển động của xe càng cao.

Hành trình làm việc của hệ thống treo:

$$S_d = \text{z}_s - \text{z}_u \quad (25)$$

3.2. Tính toán tối ưu

Biểu diễn đáp ứng ổn định dưới dạng:

$$x_s(\tau) = X_s e^{j\lambda\tau}, x_u(\tau) = X_u e^{j\lambda\tau}, x_r(\tau) = X_r e^{j\lambda\tau}$$
$$\dot{x}_s(\tau) = i\lambda X_s e^{j\lambda\tau}, \dot{x}_u(\tau) = i\lambda X_u e^{j\lambda\tau}, \dot{x}_r(\tau) = i\lambda X_r e^{j\lambda\tau}$$
$$\ddot{x}_s(\tau) = -\lambda^2 X_s e^{j\lambda\tau}, \ddot{x}_u(\tau) = -\lambda^2 X_u e^{j\lambda\tau}, \ddot{x}_r(\tau) = -\lambda^2 X_r e^{j\lambda\tau} \quad (26)$$

thay vào công thức (22) ta thu được hệ phương trình theo biên độ phức :

$$\begin{cases} (1-\lambda^2 + j2\zeta\lambda)X_s - (1+j2\zeta\lambda)X_u = 0, \\ -(1+j2\zeta\lambda)X_s + [1+\kappa-\mu\lambda^2 + j2\zeta\lambda]X_u = \kappa X_r. \end{cases} \quad (27)$$

Giải hệ phương trình trên, thu được viểu thức gia tốc của thân xe:

$$H_a(\lambda,\zeta) = \frac{\kappa\lambda^2\sqrt{1+4\zeta^2\lambda^2}}{\sqrt{A^2(\lambda)+4\zeta^2\lambda^2B^2(\lambda)}} \quad (28)$$

Biên độ hành trình thực của hệ thống treo :

$$S_d \quad \frac{max_0 \kappa\lambda^2}{\sqrt{A^2(\lambda)+4\zeta^2\lambda^2B^2(\lambda)}} \quad (29)$$

trong đó :

$$A(\lambda) = \mu\lambda^4 - (1+\mu+\kappa)\lambda^2 + \kappa; B(\lambda) = \kappa - (1+\mu)\lambda^2 \quad (30)$$

- Điều kiện tối ưu đầu tiên, gia tốc của xe luôn nhỏ hơn một giá trị cho phép tương ứng

$$a_{\text{RMS}} \le [a] \quad (31)$$

Đặt :

$$H_a \le h_a = \frac{\sqrt{2}[a]}{z_0\omega_s^2} \quad (32)$$

Từ đó ta có biểu thức giới hạn của hệ số cản không thứ nguyên theo điều kiện chỉ tiêu gia tốc:

$$\zeta^2 \le \frac{h_a^2A^2-\kappa^2\lambda^4}{4\lambda^2(\kappa^2\lambda^4-h_a^2B^2)} \quad (33)$$

- Điều kiện tối ưu thứ hai, hành trình của hệ thống treo luôn nhỏ hơn một giá trị cho phép tương ứng :

$$S_d \le [S] \quad (34)$$

Từ đó ta thu được giá trị cản không thứ nguyên theo điều kiện chỉ tiêu hành trình :

$$\zeta_d(\lambda) = \frac{1}{2|\lambda B(\lambda)|}\sqrt{max\left[0, \frac{\kappa^2\lambda^4z_0^2}{[S]^2} - A^2(\lambda)\right]} \quad (35)$$

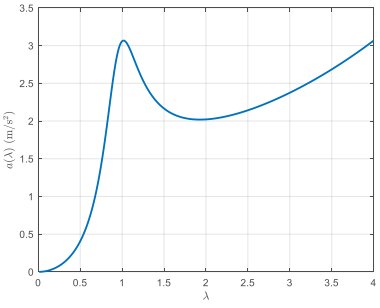
4. Khảo sát

Xây dựng bộ tham số đầu vào thống nhất cho mô hình 1/4 xe, mô hình bộ giảm chấn điện từ, bài toán tối ưu theo gia tốc thân xe và hành trình hệ thống treo, đồng thời làm cơ sở cho mô phỏng và thực nghiệm kiểm chứng.

Bảng 1. Các tham số vật lý của hệ cần khảo sát.

Tham số	Giá trị	Tham số	Giá trị	Tham số	Giá trị	Tham số	Giá trị
m_s	300 kg	m_u	40 kg	k_s	18 000 N/m	k_t	180 000 N/m
c_s	1 000 Ns/m	K_e	20 Vs/m	K_t	20 N/A	R_c	2 Ω
L	0.05 H	z_0	0.02 m	$[s]$	0.05 m	λ	0.01 ÷ 4

Trong đó, và lần lượt đặc trưng cho khối lượng được treo và không được treo; và thể hiện độ cứng của hệ thống treo và lốp; là hệ số cản cơ khí, còn là hệ số cản do bộ giảm chấn điện từ tạo ra. Các tham số điện R, L, C và quyết định khả năng sinh lực điện từ và thu hồi năng lượng. Bên cạnh đó, biên độ và tần số kích động mặt đường ảnh hưởng trực tiếp đến đáp ứng của hệ.

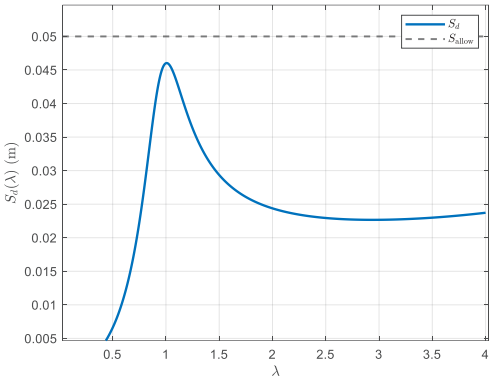


Hình 2. Đồ thị gia tốc của thân xe.

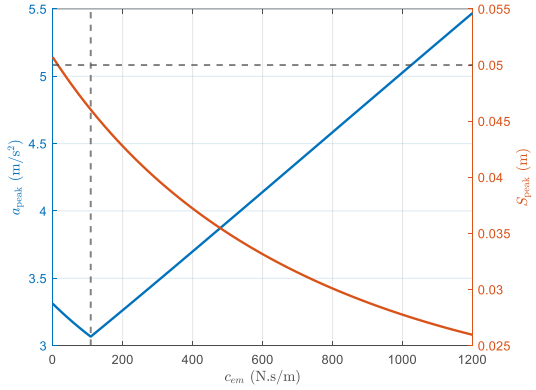
Đồ thị trên hình 2 biểu diễn sự thay đổi của biên độ gia tốc thân xe $a(\lambda)$ theo tỷ số tần số không thứ nguyên λ. Có thể nhận thấy ở vùng tần số thấp, gia tốc thân xe nhỏ và tăng nhanh khi λ tiến gần vùng cộng hưởng. Tại khoảng $\lambda \approx 1$, gia tốc đạt giá trị cực đại $\approx 3m/s^2$, cho thấy đây là vùng cộng hưởng chính của khối lượng được treo. Sau khi vượt qua vùng cộng hưởng, gia tốc giảm và đạt giá trị nhỏ nhất cục bộ khoảng $\approx 2\text{m/s}^2$, tại $\lambda \simeq 1.9 \div 2$. Khi λ tiếp tục tăng, gia tốc thân xe lại tăng dần, phản ánh xu hướng suy giảm khả năng cách ly dao động của hệ thống treo ở miền tần số cao. Như vậy, đồ thị cho thấy hệ thống treo cần được tối ưu đặc biệt quanh vùng $\lambda \approx 1$, đồng thời hệ số giảm chấn không nên quá lớn để tránh làm gia tăng truyền rung động lên thân xe ở vùng tần số cao.

Hình 3 là đồ thị biểu diễn hành trình tương đối của hệ thống treo $S_d(\lambda)$ theo tỷ số tần số không thứ nguyên λ, đồng thời so sánh với giới hạn hành trình cho phép $[S] = 0.05m$. Khi λ nhỏ, hành trình treo gần bằng 0 và tăng nhanh khi tiến đến vùng cộng hưởng. Tại khoảng$\lambda \approx 1$, S_d đạt giá trị cực đại khoảng 0,046 m. Sau vùng cộng hưởng, hành trình

giảm dần và ổn định quanh mức 0,022 ÷ 0,024m ở miền tần số cao. Điểm quan trọng là trong toàn bộ miền khảo sát $0 \le \lambda \le 4$, đường S_d luôn nằm dưới giới hạn $[S] = 0.05m$. Như vậy, với bộ thông số đang xét, hệ thống treo thỏa mãn điều kiện ràng buộc về hành trình làm việc, kể cả tại vùng cộng hưởng nguy hiểm nhất. Khoảng cách nhỏ nhất tới giới hạn xảy ra gần$\lambda \approx 1$, vì vậy đây là vùng cần đặc biệt quan tâm khi lựa chọn hệ số giảm chấn điện từ c_{em}. Kết quả này cho thấy giá trị giảm chấn đang xét vừa hạn chế được hành trình treo trong phạm vi cho phép, vừa còn một khoảng dự trữ khoảng 4 mm so với giới hạn thiết kế.



Hình 3. Đồ thị hành trình của hệ thống treo.



Hình 4. Đồ thị gia tốc và giới hạn hành trình trong miền thay đổi của c_{em}.

Đồ thị trên hình 4 cho thấy ảnh hưởng đồng thời của hệ số cản điện từ c_{em} đến hai chỉ tiêu quan trọng của hệ thống treo gia tốc đỉnh thân xe a_{peak} và hành trình đỉnh S_{peak}. Khi c_{em}tăng từ 0, gia tốc đỉnh giảm và đạt giá trị nhỏ nhất khoảng $3{,}5m/s^2$tại $c_{em} = 109Ns/m$, sau đó gia tốc tăng dần, cho thấy việc tăng giảm chấn quá mức làm suy giảm độ êm dịu của xe. Ngược lại, hành trình hệ thống treo giảm gần như đơn điệu khi c_{em}tăng và nhanh chóng nằm dưới giới hạn cho phép $[S] = 0.05m$. Như vậy, $c_{em} = 109Ns/m$là giá trị hợp lý theo bài toán ràng buộc, vì tại đây gia tốc thân xe đạt cực tiểu trong khi hành trình treo vẫn nhỏ hơn giới hạn cho phép. Kết quả cũng thể hiện rõ tính đánh đổi của bài toán thiết kế: tăng c_{em}giúp giảm hành trình treo nhưng nếu quá lớn sẽ làm gia tốc thân xe tăng. Do đó, không nên lựa chọn c_{em}chỉ theo tiêu chí giảm hành trình mà cần đồng thời xét đến độ êm dịu chuyển động.

5. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng được mô hình động lực học 1/4 xe tích hợp bộ giảm chấn điện từ và thiết lập mối quan hệ giữa các tham số cơ học, điện từ với đáp ứng dao động của hệ thống treo. Trên cơ sở phương pháp biên độ phức, các hàm đáp ứng của gia tốc thân xe và hành trình tương đối của hệ thống treo đã được xác định theo tỷ số tần số không thứ nguyên λ và tỷ số cản ζ. Kết quả phân tích cho thấy vùng ($\lambda \approx 1$) là vùng cộng hưởng quan trọng, tại đó cả gia tốc thân xe và hành trình hệ thống treo đều đạt giá trị lớn và cần được ưu tiên khi lựa chọn thông số giảm chấn.

Bài toán tối ưu được xây dựng theo hướng cực tiểu hóa gia tốc thân xe với ràng buộc hành trình hệ thống treo không vượt quá giới hạn cho phép. Với bộ thông số khảo sát $m_s = 300$kg, $m_u = 40$kg, $k_s = 18000$N/m, $k_t = 180000$N/m, $c_s = 1000$Ns/m biên độ kích động mặt đường $z_0 = 0{,}02m$, giới hạn hành trình $[S] = 0{,}05m$ và miền $\lambda \in [0{,}01 \div 4]$ kết quả cho giá trị: $c_{em,\text{opt}} \approx 109$,Ns/m

Tương ứng với: $c_{\text{eq,opt}} \approx 1109$,Ns/m $\Leftrightarrow \zeta_{\text{opt}} \approx 0{,}239$

Tại trạng thái tối ưu, gia tốc đỉnh của thân xe đạt khoảng $3{,}06\text{m/s}^2$, trong khi hành trình đỉnh của hệ thống treo khoảng $0{,}046m$, nhỏ hơn giới hạn cho phép $0{,}05m$. Kết quả cho thấy nếu tiếp tục tăng c_{em}, hành trình treo còn có thể giảm nhưng gia tốc thân xe lại tăng, chứng tỏ tồn tại sự đánh đổi giữa độ êm dịu chuyển động và khả năng hạn chế hành trình treo.

Như vậy, phương pháp tối ưu theo ràng buộc cho phép xác định trực tiếp giá trị hệ số cản điện từ phù hợp về mặt vật lý, tránh việc phải lựa chọn chủ quan các hệ số trọng số trong hàm mục tiêu đa tiêu chí. Kết quả nghiên cứu là cơ sở để tiếp tục xác định các thông số điện tương ứng của bộ giảm chấn, đặc biệt là điện trở tải R_L, đồng thời phục vụ thiết kế, chế tạo và thực nghiệm bộ giảm chấn điện từ ứng dụng cho hệ thống treo ô tô. Trong các nghiên cứu tiếp theo, cần mở rộng mô hình với kích động mặt đường ngẫu nhiên, xét các đặc tính phi tuyến của giảm chấn và tiến hành thực nghiệm để kiểm chứng giá trị $c_{\text{eq,opt}}$ thu được từ mô hình lý thuyết.

Tài liệu tham khảo

[1]. V. Mazzilli et al., “Integrated chassis control: Classification, analysis and future trends,” Annual Reviews in Control, vol. 51, pp. 172–205, 2021,

[2]. M. Yu, S. A. Evangelou, and D. Dini, “Advances in Active Suspension Systems for Road Vehicles,” Engineering, vol. 33, pp. 160–177, 2024

[3]. X. Zhang, H. Zhang, K. Wang, and L. Chen, “A Review of Electromagnetic Energy Regenerative Suspension System & Key Technologies,” Computer Modeling in Engineering & Sciences, vol. 135, no. 3, pp. 1779–1824, 2022,

[4]. P. Li and L. Zuo, “Influences of the electromagnetic regenerative dampers on the vehicle suspension performance,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 231, no. 3, pp. 409–424, 2017,

[5]. Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, “Modeling of Electromagnetic Damper for Automobile Suspension,” Journal of System Design and Dynamics, vol. 1, no. 3, pp. 524–535, 2007.

[6]. A. R. Mache and S. G. Joshi, “Theoretical and Experimental Dynamic Response Analysis of a Road Vehicle Suspension System using an Electromagnetic Damper,” SAE Technical Paper, no. 2007-01-4271, 2007.

[7]. B. L. J. Gysen, T. P. J. van der Sande, J. J. H. Paulides, and E. A. Lomonova, “Efficiency of a Regenerative Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension,” IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 60, no. 4, pp. 1384–1393, 2011.

[8]. Z. Li, L. Zuo, G. Luhrs, L. Lin, and Y. X. Qin, “Electromagnetic Energy-Harvesting Shock Absorbers: Design, Modeling, and Road Tests,” IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 62, no. 3, pp. 1065–1074, 2013.

[9]. O. Kavianipour and M. Montazeri-Gh, “Road Profile Effects on the Performance and Energy Regeneration of the Electromagnetic Suspension System,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, vol. 228, no. 3, pp. 249–263, 2014.

[10]. Nguyễn Văn Khang, Dao động kỹ thuật. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.

[11]. Nguyễn Đông Anh và Lã Đức Việt, Giảm dao động bằng thiết bị tiêu tán năng lượng. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.

[12]. Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, “Study on Energy Saving Control of Electromagnetic Suspension for Automobiles,” Transactions of the Japan Society of Automotive Engineers, vol. 39, no. 3, pp. 35–40, 2008.

[13]. Y. Suda, T. Shiiba, K. Hio, and Y. Kawamoto, “Road Tests of Electromagnetic Damper for Automobiles,” in Proceedings of the Transportation and Logistics Conference, 2002, pp. 89–92.

[14]. Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, “Electro-mechanical Suspension System Considering Energy Consumption and Vehicle Manoeuvre,” Vehicle System Dynamics, vol. 46, suppl. 1, pp. 1053–1063, 2008.

[15]. B. L. J. Gysen, T. P. J. van der Sande, J. J. H. Paulides, and E. A. Lomonova, “Efficiency of a Regenerative Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension,” IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 60, no. 4, pp. 1384–1393, 2011.

[16]. Y. Suda, T. Shiiba, K. Hio, and Y. Kawamoto, “Road Tests of Electromagnetic Damper for Automobiles,” in Proceedings of the Transportation and Logistics Conference, 2002, pp. 89–92.

[17]. Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, “Electro-mechanical Suspension System Considering Energy Consumption and Vehicle Manoeuvre,” Vehicle System Dynamics, vol. 46, suppl. 1, pp. 1053–1063, 2008.