Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng, ĐHXDHN, 2026, 20 (3V): 79–94

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁCH PHANH XE CỦA NGƯỜI LÁI ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ SỬ DỤNG MÔ HÌNH MỘT PHẦN HAI XE

Vũ Mạnh Dũng[a,*], Huỳnh Đặng Nhứt Rồng[a], Cao Thế Anh[a]

[a]*Bộ môn Xe ô tô, Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự, số 236 Đường Hoàng Quốc Việt, Phường Nghĩa Đô, Thành phố Hà Nội, Việt Nam*

Nhận ngày 21/7/2026, Sửa xong 20/8/2026, Chấp nhận đăng 21/8/2026

Tóm tắt

Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của hành vi người lái khi phanh đến độ êm dịu chuyển động của ô tô sử dụng mô hình một phần hai xe trong mặt phẳng dọc. Mô hình toán học mô phỏng động lực học hệ thống treo bốn bậc tự do kết hợp với mô hình động lực học phanh được xây dựng nhằm mô phỏng và đánh giá đồng thời các kích động do lực quán tính sinh ra khi phanh. Nghiên cứu tập trung phân tích sự thay đổi của gia tốc thẳng đứng thân xe và góc chúi trong các kịch bản người lái có hành vi phanh khác nhau. Kết quả mô phỏng cho thấy quá trình phanh làm dịch chuyển tải trọng động lớn từ trục sau ra trục trước, gây ra hiện tượng chúi đầu nghiêm trọng và làm suy giảm đáng kể độ êm dịu chuyển động của ô tô. Kết quả của nghiên cứu này cung cấp cơ sở lý thuyết quan trọng cho việc tối ưu hóa đặc tính hình học hệ thống treo và phát triển các thuật toán điều khiển tích hợp giữa hệ thống treo chủ động và hệ thống phanh chống bó cứng bánh xe nhằm nâng cao an toàn và độ êm dịu cho ô tô.

Từ khoá: độ êm dịu chuyển động; hành vi người lái; hành vi người lái khi phanh; mô hình một phần hai xe; động lực học góc chúi.

INVESTIGATION INTO THE EFFECTS OF DRIVER BRAKING BEHAVIOR ON VEHICLE RIDE COMFORT USING A HALF-CAR MODEL

Abstract

This paper investigates the effects of the braking behaviour on vehicle ride comfort using a pitch-plane half-car model. A four-degree-of-freedom mathematical model simulating suspension dynamics integrated with a braking dynamics model is developed to simultaneously simulate and evaluate the excitations generated by inertial forces during braking. The study focuses on analyzing the variations in vertical body acceleration and pitch angle under various driver's braking behaviour scenarios. Simulation results indicate that the braking process causes a significant dynamic load transfer from the rear to the front axle, inducing severe vehicle nose-diving and substantially degrading vehicle ride comfort. The findings of this study provide an important theoretical foundation for optimizing suspension geometry characteristics and developing integrated control algorithms between active suspension systems and anti-lock braking systems to enhance both vehicle safety and ride comfort.

Keywords: ride comfort; driver behaviour; driver braking behaviour; half-car model; pitch dynamic.

https://doi.org/10.31814/stce.huce2026-20(3V)-08 © 2026 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Giới thiệu

Độ êm dịu chuyển động là một trong những chỉ tiêu quan trọng phản ánh chất lượng khai thác của ô tô, có ảnh hưởng trực tiếp đến cảm giác thoải mái của hành khách, khả năng làm việc của người lái và tính an toàn khi vận hành phương tiện. Trong quá trình chuyển động, dao động của ô tô phát sinh do kích thích từ mặt đường, sự thay đổi tải trọng động cũng như các thao tác điều khiển của người lái. Hệ thống treo có nhiệm vụ giảm rung động từ bánh xe lên thân xe, đồng thời duy trì khả năng bám đường và ổn định chuyển động. Vì vậy, việc nghiên cứu động lực học dao động của ô tô luôn là một trong những nội dung trọng tâm trong nghiên cứu động lực học ô tô và hệ thống treo hiện đại [1–4].

*Tác giả đại diện. *Địa chỉ e-mail:* dung.vumanh@lqdtu.edu.vn (Dũng, V. M.)

Trong các chế độ vận hành của ô tô, quá trình phanh là trạng thái động lực học đặc biệt do xuất hiện đồng thời lực quán tính dọc, hiện tượng chuyển tải trọng động giữa các cầu xe và dao động chúi của thân xe. Khi lực phanh được tạo ra, tải trọng động dịch chuyển từ cầu sau lên cầu trước, làm tăng độ nén của hệ thống treo trước, giảm tải trọng cầu sau và tạo nên dao động quay quanh trục ngang của thân xe. Hiện tượng này không những ảnh hưởng đến tính ổn định chuyển động, hiệu quả bám đường và hiệu quả phanh mà còn làm suy giảm đáng kể độ êm dịu chuyển động của phương tiện [2–4]. Trong thực tế, ngoài giá trị gia tốc phanh cực đại, tốc độ tăng lực phanh và đặc điểm thao tác của người lái cũng ảnh hưởng rõ rệt đến phản ứng động lực học của xe và cảm nhận của hành khách.

Sự phát triển nhanh chóng của các hệ thống hỗ trợ lái xe tiên tiến (ADAS) như: hệ thống phanh chống bó cứng bánh xe (ABS), hệ thống điều khiển hành trình thích ứng (ACC) và công nghệ phanh điều khiển điện tử (Brake-by-Wire) đã làm gia tăng yêu cầu đánh giá đồng thời hiệu quả phanh, tính ổn định và độ êm dịu chuyển động của phương tiện. Hu và cs. [5] cho thấy việc điều khiển tích hợp hệ thống khung gầm có thể cải thiện đáng kể độ êm dịu chuyển động trong các chế độ tăng tốc và phanh. Zheng và cs. [6] đã xây dựng phương pháp đánh giá toàn diện độ êm dịu của xe tự hành trong các kịch bản phanh điển hình, đồng thời chỉ ra rằng gia tốc phanh (a_x) và tốc độ biến thiên của gia tốc (jerk – $\mathrm{d}a_x/\mathrm{d}t$) đều có ảnh hưởng đáng kể đến cảm nhận của hành khách. Những kết quả này cho thấy việc nghiên cứu đặc tính dao động của ô tô trong quá trình phanh ngày càng có ý nghĩa cả về lý thuyết và ứng dụng.

Để nghiên cứu dao động của ô tô, nhiều mô hình động lực học đã được phát triển, bao gồm mô hình một phần tư xe, mô hình một phần hai xe và mô hình toàn xe. Trong đó, mô hình một phần hai xe trong mặt phẳng dọc được sử dụng phổ biến nhờ khả năng mô tả đồng thời dao động thẳng đứng và dao động chúi của thân xe với chi phí tính toán hợp lý. Mirzaei và Hassannejad [7] đã áp dụng thuật toán di truyền để tối ưu các thông số đàn hồi và giảm chấn của mô hình một phần hai xe nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động trên mặt đường ngẫu nhiên. Matrood và Nassar [8] nghiên cứu mô hình một phần hai xe phi tuyến kết hợp bộ điều khiển I–PD và chứng minh hiệu quả giảm dao động của thân xe. Zhang và cs. [9] phát triển mô hình hệ thống treo chủ động trên mô hình một phần hai xe kết hợp cơ cấu hấp thụ dao động phi tuyến nhằm cải thiện chất lượng chuyển động. Hrovat [10] đã khẳng định vai trò quan trọng của các mô hình một phần hai xe trong nghiên cứu và thiết kế các hệ thống treo chủ động sử dụng điều khiển tối ưu.

Song song với việc phát triển các mô hình dao động, nhiều nghiên cứu tập trung xây dựng tiêu chí đánh giá độ êm dịu chuyển động dựa trên phản ứng của con người đối với rung động toàn thân. Tiêu chuẩn ISO 2631-1 hiện được sử dụng rộng rãi trong đánh giá mức độ ảnh hưởng của rung động đến con người [11]. Schiehlen và cs. [12] đã chứng minh tính phù hợp của chỉ số gia tốc hiệu dụng RMS theo tiêu chuẩn ISO 2631 trong đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô. Ngoài ra, Zhang và cs. [13] cho thấy việc xét đến cường độ phanh trong điều khiển dự báo hệ thống treo chủ động giúp cải thiện đáng kể gia tốc thân xe và dao động góc chúi. Các kết quả này khẳng định rằng gia tốc thẳng đứng của thân xe và dao động chúi là hai chỉ tiêu quan trọng phản ánh chất lượng chuyển động của phương tiện.

Bên cạnh các yếu tố kết cấu của hệ thống treo, hành vi người lái ngày càng được xem là một thành phần quan trọng ảnh hưởng đến động lực học ô tô. Markkula và cs. [14] chỉ ra rằng phản ứng phanh của người lái phụ thuộc mạnh vào trạng thái chuyển động của phương tiện và điều kiện giao thông thực tế. Wada và cs. [15] đã xây dựng mô hình hành vi phanh của người lái có kinh nghiệm để ứng dụng trong hệ thống phanh tự động. Huang và Wang [16] chứng minh rằng tốc độ thay đổi gia tốc phanh là chỉ tiêu quan trọng quyết định chất lượng chuyển động và cảm giác thoải mái của hành khách. Đồng thời, Martinez và cs. [17] và Wang và cs. [18] đã chỉ ra rằng phong cách lái xe có thể

được đặc trưng thông qua các hành vi tăng tốc và phanh khác nhau, từ đó tạo nên các phản ứng động lực học và mức độ thoải mái khác nhau của phương tiện.

Mặc dù đã có nhiều nghiên cứu về động lực học hệ thống treo, quá trình phanh và độ êm dịu chuyển động, phần lớn các công trình hiện nay tập trung vào tối ưu hóa thông số hệ thống treo hoặc nâng cao hiệu quả của các thuật toán điều khiển chủ động [5, 7–10, 13, 19, 20]. Các nghiên cứu đánh giá trực tiếp ảnh hưởng của hành vi người lái trong quá trình phanh đến dao động chúi, sự chuyển tải trọng động và độ êm dịu chuyển động của ô tô vẫn còn tương đối hạn chế, đặc biệt đối với mô hình một phần hai xe trong mặt phẳng dọc. Bên cạnh đó, mối quan hệ giữa tốc độ tác dụng phanh, sự biến thiên gia tốc phanh và phản ứng dao động của thân xe vẫn chưa được phân tích một cách hệ thống, trong khi đây là những yếu tố có ý nghĩa quan trọng đối với thiết kế hệ thống treo và phát triển các hệ thống điều khiển thông minh.

Xuất phát từ những khoảng trống nghiên cứu trên, bài báo này tập trung khảo sát ảnh hưởng của hành vi người lái trong quá trình phanh đến độ êm dịu chuyển động của ô tô thông qua mô hình một phần hai xe bốn bậc tự do trong mặt phẳng dọc. Mô hình toán học được xây dựng trên cơ sở kết hợp động lực học hệ thống treo và tải trọng quán tính sinh ra trong quá trình phanh, sau đó được mô phỏng trên môi trường MATLAB để phân tích dao động của ô tô dưới các kịch bản phanh khác nhau. Các chỉ tiêu được khảo sát bao gồm góc chúi, chuyển vị và gia tốc thẳng đứng của thân xe và chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động theo ISO 2631-1. Kết quả nghiên cứu làm rõ ảnh hưởng của hành vi phanh đến độ êm dịu chuyển động, đồng thời cung cấp cơ sở khoa học cho việc tối ưu hóa hệ thống treo và phát triển các chiến lược điều khiển tích hợp giữa hệ thống treo chủ động và hệ thống phanh nhằm nâng cao đồng thời độ an toàn và chất lượng chuyển động của ô tô.

Đóng góp khoa học cốt lõi của nghiên cứu này nằm ở việc lượng hóa trực tiếp mối liên hệ giữa hành vi phanh của người lái và độ êm dịu chuyển động của ô tô, với 3 điểm mới cụ thể sau:

- Phân tách rạch ròi ảnh hưởng của pha quá độ và pha ổn định. Lượng hóa bằng tiêu chuẩn ISO 2631-1 để chứng minh rằng cảm giác khó chịu ban đầu bị chi phối hoàn toàn bởi đạo hàm theo thời gian của gia tốc phanh, trong khi sự suy giảm êm dịu kéo dài phụ thuộc vào ngưỡng gia tốc cực đại.

- Phân tích động lực học ở giai đoạn kết thúc quá trình phanh. Làm rõ hiện tượng "giật khi dừng xe" và chứng minh hiệu quả của chiến lược nhả phanh tuyến tính.

- Cung cấp tham số nền tảng cho điều khiển ADAS. Mở rộng ứng dụng của mô hình một phần hai xe truyền thống sang việc thiết kế chiến lược điều khiển lực phanh cho các hệ thống phanh điện tử, thay vì chỉ dùng để thiết kế hệ thống treo.

2. Phương pháp nghiên cứu

2.1. Mô hình động lực học một phần hai xe

Để nghiên cứu ảnh hưởng của hành vi người lái khi phanh đến độ êm dịu chuyển động của ô tô, mô hình động lực học một phần hai xe trong mặt phẳng dọc được sử dụng. Mô hình 4 bậc tự do này được xây dựng hoàn toàn dựa trên các định luật cơ học Newton-Euler kinh điển, vốn đã được chứng minh và sử dụng rộng rãi như một mô hình chuẩn trong các tài liệu nền tảng về động lực học phương tiện [1–4]. So với mô hình một phần tư xe, mô hình một phần hai xe có khả năng mô tả đồng thời dao động thẳng đứng và dao động góc chúi của thân xe, do đó phản ánh chính xác hơn sự phân bố tải trọng động giữa cầu trước và cầu sau trong quá trình phanh [7–10].

Mô hình gồm bốn bậc tự do, bao gồm chuyển vị thẳng đứng của thân xe (z_s), góc quay chúi của thân xe (θ), chuyển vị thẳng đứng của khối lượng không được treo cầu trước (z_{uf}) và chuyển vị thẳng đứng của khối lượng không được treo cầu sau (z_{ur}). Trong nghiên cứu này, mặt đường được giả thiết hoàn toàn bằng phẳng nên kích thích từ mặt đường được xác định là:

$$z_{0f} = 0; \quad z_{0r} = 0 \tag{1}$$

trong đó z_{0f} và z_{0r} lần lượt là kích thích mặt đường tại bánh trước và bánh sau [m].

Lực của hệ thống treo trước và sau được mô hình hóa theo phần tử Kelvin–Voigt, bao gồm phần tử đàn hồi và giảm chấn tuyến tính. Theo đó, lực truyền qua hệ thống treo được xác định theo các biểu thức:

$$\begin{cases} F_{sf} = -k_f(z_s + l_f\theta - z_{uf}) - c_f(\dot{z}_s + l_f\dot{\theta} - \dot{z}_{uf}) \\ F_{sr} = -k_r(z_s - l_r\theta - z_{ur}) - c_r(\dot{z}_s - l_r\dot{\theta} - \dot{z}_{ur}) \end{cases} \tag{2}$$

trong đó: k_f, k_r: độ cứng hệ thống treo trước, sau [N/m]; c_f, c_r: hệ số cản giảm chấn của treo trước, sau [Ns/m].

Dựa trên định luật II Newton đối với chuyển động tịnh tiến và phương trình Euler đối với chuyển động quay, phương trình chuyển động của thân xe được thiết lập gồm phương trình dao động thẳng đứng và dao động góc chúi (3). Trong đó: I_y: mô-men quán tính của thân xe quanh trục ngang [kgm^2]; M_p: mô-men quán tính do quá trình phanh [Nm].

$$\begin{cases} \ddot{z}_s = \dfrac{F_{sf} + F_{sr}}{m_s} \\ \ddot{\theta} = \dfrac{l_f F_{sf} + l_r F_{sr} + M_p}{I_y} \end{cases} \tag{3}$$

Tương tự, phương trình chuyển động của khối lượng không được treo tại cầu trước và cầu sau được xác định theo (4). Trong đó, mô-men quán tính sinh ra trong quá trình phanh được đưa vào phương trình dao động góc chúi nhằm phản ánh ảnh hưởng của quá trình phanh đến sự chuyển tải trọng động giữa hai cầu xe.

$$\begin{cases} \ddot{z}_{uf} = \dfrac{-F_{sf} - k_{tf}(z_{uf} - z_{0f})}{m_{uf}} \\ \ddot{z}_{ur} = \dfrac{-F_{sr} - k_{tr}(z_{ur} - z_{0r})}{m_{ur}} \end{cases} \tag{4}$$

Như vậy, hệ phương trình (2), (3) và (4) tạo thành mô hình động lực học một phần hai xe, bốn bậc tự do, được sử dụng để mô phỏng đáp ứng dao động của ô tô dưới các kịch bản phanh khác nhau và làm cơ sở đánh giá ảnh hưởng của hành vi người lái đến độ êm dịu chuyển động.

2.2. Mô hình động lực học phanh

Trong quá trình phanh, ngoài kích động từ mặt đường, ô tô còn chịu tác dụng của lực quán tính dọc do gia tốc phanh, làm phát sinh hiện tượng chuyển tải trọng động từ cầu sau lên cầu trước và dao động chúi của thân xe. Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của quá trình phanh được mô tả thông qua mô-men quán tính tác dụng lên khối lượng được treo thay vì mô hình hóa chi tiết lực phanh tại từng bánh xe. Cách tiếp cận này cho phép phản ánh sự tương tác giữa động lực học phanh và dao động hệ thống treo, đồng thời giữ cho mô hình có cấu trúc đơn giản [2–4].

Hành vi phanh của người lái trong thực tế rất phức tạp, tuy nhiên, đối với động lực học theo phương dọc và phương thẳng đứng, tác động cơ học của người lái có thể được đặc trưng hóa thông qua ba giai đoạn cốt lõi của một chu trình phanh. Do đó, nghiên cứu này lựa chọn ba tham số đại diện bao gồm: (1) Tốc độ thay đổi gia tốc phanh (Jerk) đại diện cho pha bắt đầu đạp phanh (quá độ ban đầu); (2) Gia tốc phanh cực đại đại diện cho pha phanh ổn định; và (3) Chiến lược nhả phanh đại diện cho pha kết thúc (xe dừng hẳn). Việc giới hạn ở ba tham số này cho phép bao quát toàn bộ quá trình thay đổi lực phanh theo thời gian, đồng thời cô lập được các hiệu ứng liên kết động lực học dọc - thẳng đứng một cách rõ ràng nhất.

Theo nguyên lý D'Alembert, lực quán tính dọc tác dụng lên khối lượng được treo được xác định theo (5) và tạo ra mô-men chúi quanh trọng tâm của thân xe (6). Mô-men quán tính tỷ lệ với gia tốc phanh và chiều cao trọng tâm, là nguyên nhân gây tăng độ nén của hệ thống treo trước, giảm tải tại cầu sau và làm thay đổi phân bố tải trọng động trong quá trình phanh [2–4].

$$F_i(t) = m_s \cdot a_x(t) \tag{5}$$

$$M_p(t) = m_s \cdot a_x(t) \cdot h_g \tag{6}$$

trong đó m_s là khối lượng được treo [kg] và $a_x(t)$ là gia tốc phanh của xe [m/s^2].

Trong mô hình đề xuất, gia tốc phanh $a_x(t)$ được sử dụng như một tín hiệu kích thích đầu vào thay vì xây dựng phương trình cân bằng lực theo phương dọc. Mô-men quán tính $M_p(t)$ được tính từ gia tốc phanh và đưa trực tiếp vào phương trình dao động góc chúi của thân xe để thiết lập mối liên hệ giữa động lực học phanh và dao động của hệ thống treo.

Để mô phỏng các hành vi phanh khác nhau, gia tốc phanh được giả thiết biến thiên theo thời gian. Trước thời điểm bắt đầu phanh, gia tốc bằng không:

$$a_x(t) = 0; \quad t < t_b \tag{7}$$

Sau khi người lái tác động lên bàn đạp phanh, gia tốc phanh tăng tuyến tính đến giá trị cực đại trong khoảng thời gian t_r. t_r là thời gian để gia tốc đạt giá trị cực đại [s].

$$a_x(t) = \dot{a}_x(t - t_b); \quad t_b \le t < t_b + t_r \tag{8}$$

$$t_r = \frac{a_{x,\max}}{\dot{a}_x} \tag{9}$$

Khi kết thúc giai đoạn quá độ, gia tốc phanh được duy trì ở giá trị cực đại:

$$a_x(t) = a_{x,\max}; \quad t \ge t_b + t_r \tag{10}$$

Biên dạng gia tốc này cho phép khảo sát đồng thời ảnh hưởng của hai tham số đặc trưng cho hành vi phanh, gồm giá trị phanh cực đại và tốc độ tăng gia tốc phanh. Các tham số này được sử dụng để tính mô-men quán tính tác dụng lên thân xe, từ đó đánh giá ảnh hưởng của hành vi người lái đến dao động chúi và độ êm dịu chuyển động của ô tô.

2.3. Thiết lập hệ phương trình chuyển động

Thay các biểu thức lực của hệ thống treo trước, hệ thống treo sau và mô-men quán tính do quá trình phanh vào các phương trình cân bằng động lực học thu được hệ phương trình chuyển động hoàn chỉnh của mô hình một phần hai xe bốn bậc tự do. Hệ phương trình này mô tả đồng thời dao động thẳng đứng của thân xe, dao động góc chúi và dao động của hai khối lượng không được treo dưới tác động của quá trình phanh. Để thuận tiện cho việc mô phỏng số, hệ phương trình được biểu diễn dưới dạng ma trận tổng quát:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t) \tag{11}$$

trong đó vectơ tọa độ tổng quát được xác định theo:

$$q = \begin{bmatrix} z_s & \theta & z_{uf} & z_{ur} \end{bmatrix}^T \tag{12}$$

Các ma trận khối lượng M, giảm chấn C và độ cứng K được xây dựng từ các thông số của hệ thống treo và lốp xe, trong khi vectơ kích động $F(t)$ chứa ảnh hưởng của mô-men quán tính sinh ra do quá trình phanh.

Hệ phương trình được chuyển sang dạng không gian trạng thái (13) với vectơ trạng thái (14), trong đó các phương trình trạng thái được xác định theo (15):

$$\dot{x} = f(x, a_x, t) \tag{13}$$

$$x = [z_s, \theta, z_{uf}, z_{ur}, \dot{z}_s, \dot{\theta}, \dot{z}_{uf}, \dot{z}_{ur}]^T \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
&\dot{x}_1 = x_5; \quad \dot{x}_2 = x_6; \quad \dot{x}_3 = x_7; \quad \dot{x}_4 = x_8 \\
&\dot{x}_5 = \frac{f_{sf} + f_{sr}}{m_s} \\
&\dot{x}_6 = \frac{f_{sf}\, l_f - f_{sr}\, l_r - M_p}{I_y} \\
&\dot{x}_7 = \frac{-f_{sf} - k_{tf}(z_{uf} - z_{0f})}{m_{uf}} \\
&\dot{x}_8 = \frac{-f_{sr} - k_{tr}(z_{ur} - z_{0r})}{m_{ur}}
\end{aligned} \tag{15}$$

Điều kiện ban đầu của mô hình được giả thiết tương ứng với trạng thái cân bằng của xe trước khi bắt đầu phanh:

$$x(0) = 0 \tag{16}$$

Trong quá trình mô phỏng, gia tốc phanh $a_x(t)$ được sử dụng làm tín hiệu kích thích đầu vào để xác định mô-men quán tính tác dụng lên thân xe. Hệ phương trình trạng thái được giải bằng bộ giải Runge–Kutta thích nghi ODE45 trong môi trường MATLAB với sai số tương đối và sai số tuyệt đối bằng 10^{-6}. Kết quả mô phỏng bao gồm chuyển vị thân xe, chuyển vị của hai khối lượng không được treo, góc chúi, gia tốc thẳng đứng và gia tốc góc chúi của thân xe. Gia tốc thẳng đứng của thân xe tiếp tục được sử dụng để tính chỉ số Running RMS theo tiêu chuẩn ISO 2631-1, làm cơ sở đánh giá độ êm dịu chuyển động dưới các kịch bản phanh khác nhau.

Hệ phương trình trạng thái là nền tảng cho các mô phỏng được trình bày trong Mục 3. Trong nghiên cứu này, cấu trúc mô hình được giữ nguyên, chỉ thay đổi quy luật biến thiên của tín hiệu gia tốc phanh nhằm đánh giá ảnh hưởng của hành vi người lái khi phanh đến đáp ứng dao động và độ êm dịu chuyển động của ô tô.

3. Phương pháp khảo sát

3.1. Kịch bản khảo sát

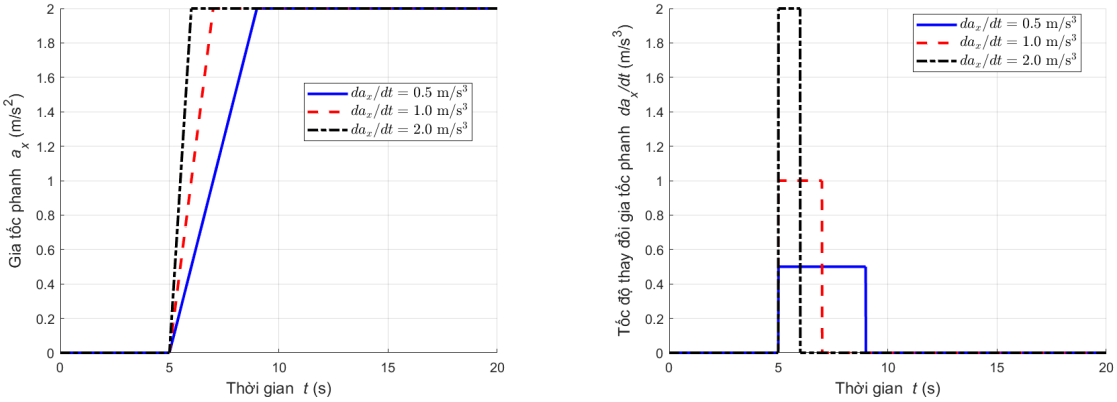
Để đánh giá một cách hệ thống các đáp ứng động lực học và độ êm dịu chuyển động của ô tô dưới các quy luật giảm tốc khác nhau, ba kịch bản mô phỏng riêng biệt được thiết lập trên nền mặt đường phẳng và không có mấp mô ($z_{0f} = z_{0r} = 0$). Vận tốc tịnh tiến ban đầu cho tất cả các trường hợp khảo sát được ấn định tại giá trị $v_0 = 50$ km/h (13,89 m/s), với quá trình phanh được kích hoạt tại thời điểm $t = 5$ s. Mục tiêu cốt lõi là hiện thực hóa việc nghiên cứu các hiệu ứng liên kết giữa đặc tính giảm tốc dọc - cụ thể được đặc trưng bởi trị số gia tốc phanh và đạo hàm bậc nhất của nó theo thời gian với các chế độ dao động thẳng đứng (nhún) và chúi của khối lượng được treo.

a. Kịch bản 1: Tốc độ tăng áp suất phanh thay đổi

Kịch bản này nhằm khảo sát các thông số đặc trưng cho dao động ô tô ở quá trình quá độ khi bắt đầu phanh trước khi gia tốc phanh đạt đến giá trị ổn định. Gia tốc phanh cực đại được cố định ở giá trị $a_{x,\max} = 2{,}0\ \mathrm{m/s^2}$. Ba phương án tăng tuyến tính gia tốc phanh được khảo sát, tương ứng với các giá trị $\dot{a}_x$ lần lượt là 0,5 $\mathrm{m/s^3}$, 1,0 $\mathrm{m/s^3}$, và 2,0 $\mathrm{m/s^3}$ (Hình 1). Quy luật biến thiên của gia tốc phanh được mô tả toán học dưới dạng:

$$a_x(t) = \begin{cases} 0, & \text{với } t < 5, \\ J_x(t-5), & \text{với } 5 \le t < 5 + a_{x,\max}/J_x, \\ a_{x,\max}, & \text{với } t \ge 5 + a_{x,\max}/J_x \end{cases} \tag{17}$$

Cấu hình mô phỏng này cho phép tách riêng và đánh giá các ảnh hưởng quá độ phát sinh trong giai đoạn bắt đầu tác dụng phanh, do tốc độ thay đổi gia tốc phanh gây ra, trước khi hệ thống đạt đến trạng thái giảm tốc ổn định.



(a) Quy luật biến thiên của gia tốc phanh dọc

(b) Đạo hàm bậc nhất của gia tốc phanh dọc

Hình 1. Biến thiên gia tốc phanh dọc (kịch bản 1)

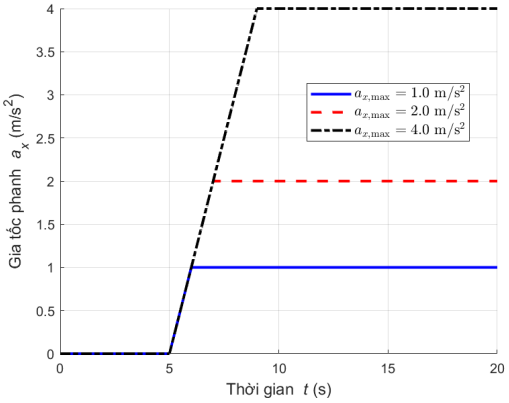
b. Kịch bản 2: Gia tốc phanh ổn định thay đổi

Ngược lại với kịch bản đầu tiên, kịch bản 2 duy trì tốc độ tăng gia tốc phanh cố định ($\dot{a}_x = 1{,}0\ \mathrm{m/s^3}$) trong khi thay đổi ngưỡng gia tốc phanh ổn định ở giai đoạn sau. Ba ngưỡng gia tốc cực đại được khảo sát bao gồm: 1,0 $\mathrm{m/s^2}$, 2,0 $\mathrm{m/s^2}$, và 4,0 $\mathrm{m/s^2}$ (Hình 2). Kịch bản này nhằm làm rõ ảnh hưởng của gia tốc phanh ổn định đến sự dịch chuyển tải trọng từ cầu sau sang cầu trước khi phanh và góc chúi của thân xe.

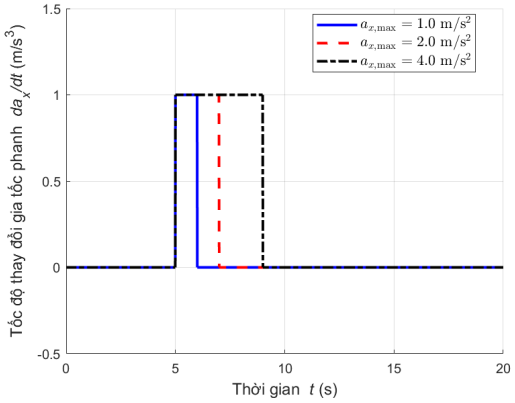
c. Kịch bản 3: Thay đổi giá trị gia tốc phanh cuối hành trình phanh

Kịch bản 3 mô phỏng các hành vi phanh có thể xảy ra ở giai đoạn cuối của quá trình phanh. Phương tiện trải qua giai đoạn phanh ban đầu tương tự như Kịch bản 1 ($a_{x,\max} = 2{,}0\ \mathrm{m/s^2}$, $\dot{a}_x = 1{,}0\ \mathrm{m/s^3}$). Ngay khi vận tốc ô tô giảm xuống ngưỡng giới hạn $v_{\mathrm{gh}} = 20$ km/h (5,56 m/s), hai hành vi phanh (Hình 3) được khảo sát gồm:

- Giữ nguyên gia tốc phanh: Gia tốc phanh 2,0 $\mathrm{m/s^2}$ được duy trì vô điều kiện cho đến khi vận tốc tịnh tiến đạt giá trị bằng không (thời điểm xe dừng hẳn).



(a) Quy luật biến thiên của gia tốc phanh dọc

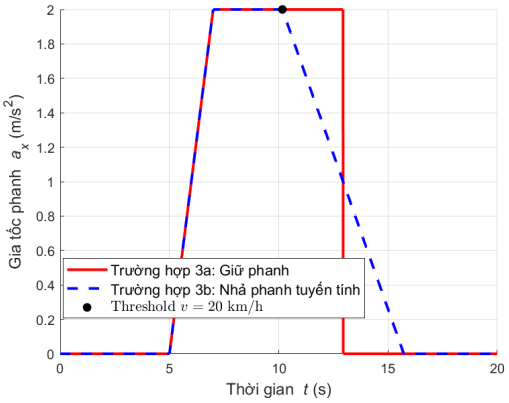


(b) Đạo hàm bậc nhất của gia tốc phanh dọc

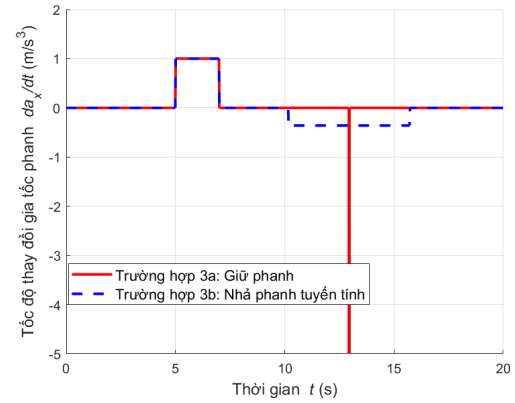
Hình 2. Biến thiên gia tốc phanh dọc (kịch bản 2)

- Nhả phanh tuyến tính: Gia tốc phanh được điều biến giảm dần tuyến tính từ 2,0 m/s^2 về 0, chạm mức 0 chính xác tại ranh giới dừng xe. Thời gian giảm dần gia tốc phanh (Δt) được xác định một cách đơn trị dựa trên ràng buộc động học:

$$\Delta t_{\text{gh}} = \frac{2v_{\text{gh}}}{a_{x,\max}} \tag{18}$$



(a) Quy luật biến thiên của gia tốc phanh dọc



(b) Đạo hàm bậc nhất của gia tốc phanh dọc

Hình 3. Biến thiên gia tốc phanh dọc (kịch bản 3)

3.2. Thông số của mô hình

Để thực hiện các khảo sát định lượng trong ba kịch bản mô phỏng trên, các thông số hình học và động lực học của mô hình bốn bậc tự do một phần hai dọc xe được xác lập dựa trên các đặc tính kỹ thuật thực tế của một mẫu xe du lịch hạng trung. Các giá trị này được giả thiết là tuyến tính và không đổi trong suốt quá trình quá độ của hệ thống khi phanh. Chiều dương của các chuyển vị thẳng đứng quy ước là hướng lên trên. Chiều dương của góc chúi thân xe quy ước là chiều khiến đầu xe hạ xuống, đuôi xe nâng lên. Các thông số kích thước, khối lượng và động lực học của mô hình bốn bậc tự do

một phần hai dọc xe được xác lập dựa trên các đặc tính kỹ thuật thực tế của một mẫu xe du lịch hạng trung tham khảo từ tài liệu của Rajamani [2]. Chi tiết thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số của mô hình khảo sát [2]

Ký hiệu	Thông số kỹ thuật	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	1200	kg
I_y	Mô-men quán tính của khối lượng được treo quanh trục ngang	2000	kgm^2
m_{uf}	Khối lượng không được treo cấu trúc cầu trước	40	kg
m_{ur}	Khối lượng không được treo cấu trúc cầu sau	40	kg
k_f	Độ cứng tuyến tính của hệ thống treo trước	25000	N/m
k_r	Độ cứng tuyến tính của hệ thống treo sau	28000	N/m
c_f	Hệ số cản giảm chấn tuyến tính của hệ thống treo trước	1500	Ns/m
c_r	Hệ số cản giảm chấn tuyến tính của hệ thống treo sau	1800	Ns/m
k_{tf}	Độ cứng hướng tâm tuyến tính của lốp trước	200000	N/m
k_{tr}	Độ cứng hướng tâm tuyến tính của lốp sau	200000	N/m
l_f	Khoảng cách từ trọng tâm đến tâm trục trước	1,2	m
l_r	Khoảng cách từ trọng tâm đến tâm trục sau	1,3	m
h_g	Chiều cao trọng tâm xe so với mặt đường tĩnh	0,5	m

4. Kết quả và bàn luận

Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm MATLAB sử dụng thuật toán Runge-Kutta bậc 4 và 5 thích ứng với sai số được kiểm soát giới hạn ngưỡng 10^{-6}, áp dụng qua bộ giải toán học ODE45. Phương pháp này đảm bảo tính hội tụ và độ chính xác cao của nghiệm số tại các vùng chuyển tiếp có đạo hàm bậc cao biến thiên mạnh.

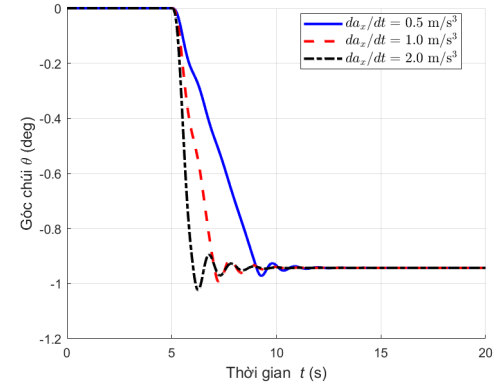
4.1. Đánh giá độ êm dịu chuyển động theo tốc độ tác dụng phanh khác nhau (Kịch bản 1)

Mục này tập trung nghiên cứu mức độ nhạy cảm của độ êm dịu chuyển động đối với đạo hàm theo thời gian của gia tốc phanh. Bằng cách duy trì không đổi giá trị gia tốc phanh cực đại ($a_{x,\max}$), nghiên cứu cho phép tách riêng ảnh hưởng của các hiện tượng động lực học quá độ phát sinh do ba tốc độ thay đổi gia tốc phanh khác nhau, tương ứng với các giá trị: 0,5; 1,0 và 2,0 m/s^3. Việc đánh giá độ êm dịu chuyển động được thực hiện trên cơ sở phân tích miền thời gian của chỉ số $\ddot{z}_s$ và a_w theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 để định lượng mức độ rung động tác động lên hành khách. Kết quả mô phỏng kịch bản 1 thể hiện trên Hình 4.

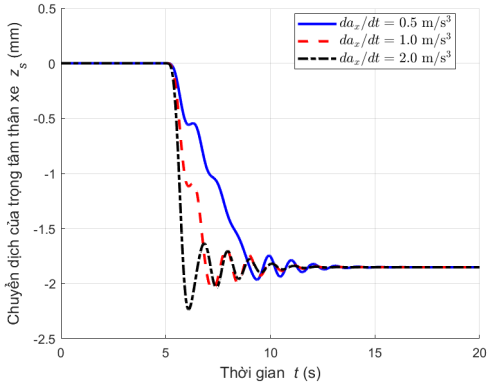
a. Gia tốc thẳng đứng quá độ ($\ddot{z}_s$) và kích thích xung

Đáp ứng động của gia tốc thẳng đứng ($\ddot{z}_s$) cho thấy sự liên kết chặt chẽ giữa lực quán tính dọc và cơ chế làm việc của hệ thống treo theo phương thẳng đứng. Tốc độ tác dụng phanh đóng vai trò như một nguồn kích thích xung tác động lên thân xe. Đối với trường hợp phanh có mức độ tác động mạnh $\mathrm{d}a_x/\mathrm{d}t = 2{,}0\ \text{m/s}^3$, sự hình thành nhanh của mô-men chúi dọc hoạt động như một kích thích va đập mạnh. Điều này tạo ra một đỉnh quá độ có biên độ lớn và tần số cao trong tín hiệu gia tốc thẳng đứng tại đúng thời điểm bắt đầu phanh ($t = 5$ s). Hệ thống treo gặp khó khăn trong việc tiêu tán nhanh lượng năng lượng được đưa vào hệ thống, dẫn đến xuất hiện một rung giật cơ học rõ rệt $a_w \approx 0{,}01\ \text{m/s}^2$, gấp đôi trường hợp khi $\mathrm{d}a_x/\mathrm{d}t = 1{,}0\ \text{m/s}^3$.

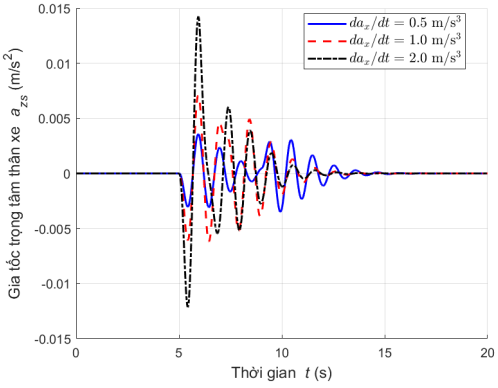
Ngược lại, đối với chế độ phanh chậm ($\mathrm{d}a_x/\mathrm{d}t = 0{,}5\ \text{m/s}^3$), giai đoạn chuyển tải trọng quá độ được kéo dài trong khoảng thời gian 4,0 s. Sự điều biến diễn ra từ từ này cho phép các bộ giảm chấn của hệ thống treo liên tục tiêu tán động năng, làm giảm các đỉnh gia tốc thẳng đứng và tạo ra một đáp ứng có đặc tính tương tự hệ tới hạn, chuyển tiếp một cách êm dịu tới trạng thái cân bằng ổn định.



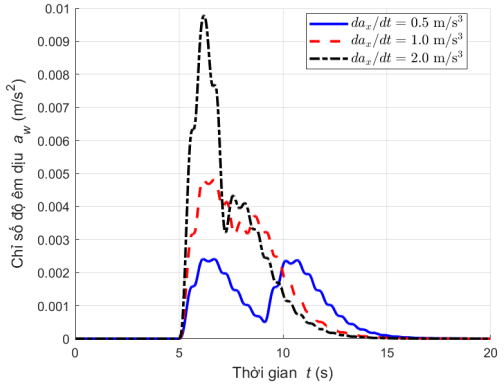
(a) Đáp ứng quá độ góc chúi của thân xe



(b) Chuyển vị thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo



(c) Gia tốc thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo



(d) Đánh giá độ êm dịu chuyển động theo ISO 2631-1 (τ = 1 s)

Hình 4. Kết quả mô phỏng kịch bản 1

b. Đánh giá định lượng theo tiêu chí ISO 2631-1

Ảnh hưởng của các gia tốc quá độ này đối với cảm nhận của con người được phản ánh một cách toàn diện thông qua đường diễn biến chỉ số a_w theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Khi sử dụng cửa sổ tích phân có độ dài τ = 1,0 s, chỉ số a_w lọc bỏ các nhiễu tức thời để phản ánh năng lượng rung động tích lũy. Trong điều kiện da_x/dt = 2,0 m/s^3, đường cong RMS xuất hiện một đỉnh nhọn cục bộ giá trị 0,01 m/s^2 ngay sau khi phanh được kích hoạt. Điều này xác nhận về mặt toán học cảm giác chủ quan về một cú "giật" mạnh hoặc sự suy giảm đột ngột về độ êm dịu mà hành khách thường cảm nhận được trong các tình huống phanh khẩn cấp. Ngược lại, với da_x/dt = 0,5 m/s^3, chỉ số a_w được duy trì ở mức nền không đáng kể trong suốt quá trình phanh (nhỏ hơn 0,02 m/s^2). Quá trình tác dụng phanh diễn ra kéo dài đã ngăn chặn hiệu quả sự kích thích các tần số riêng theo phương thẳng đứng và dao động chúi dọc của xe, qua đó duy trì vùng có độ êm dịu tối ưu.

Dựa trên kết quả phân tích định lượng của Kịch bản 1 (Hình 4), có thể rút ra các kết luận sau đây liên quan đến độ êm dịu chuyển động:

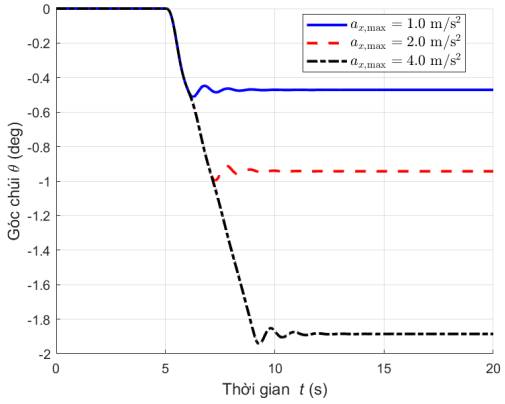
- Mức độ khó chịu của hành khách trong giai đoạn đầu của quá trình phanh về cơ bản được quyết định bởi tốc độ thay đổi của jerk, thay vì giá trị phanh cực đại đạt được. Các giá trị jerk lớn trực tiếp tạo ra các gia tốc thẳng đứng mang tính xung kích, có thể vượt quá khả năng giảm chấn của hệ thống treo bị động.

- Mặc dù chế độ phanh có jerk lớn 2,0 m/s^3 giúp rút ngắn thời gian cần thiết để đạt được giá trị phanh cực đại, nhưng lại gây ra sự suy giảm đáng kể về độ êm dịu so với trường hợp 0,5 m/s^3 (tăng gần 5 lần). Việc giảm giá trị jerk giúp cải thiện chỉ số ISO 2631-1, đồng thời làm kéo dài giai đoạn quá độ và tất yếu làm tăng tổng quãng đường phanh.

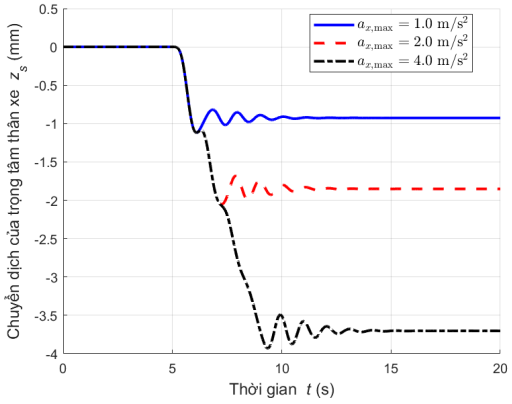
- Đối với việc phát triển các hệ thống AEB và ACC, để đạt được mức độ chấp nhận cao từ hành khách, thuật toán điều khiển cần tích hợp chặt chẽ cơ chế giới hạn jerk. Độ dốc của đường gia tăng áp suất phanh phải được ràng buộc động một cách thích hợp nhằm ngăn ngừa sự kích thích các chế độ dao động liên hợp giữa dao động chúi dọc và dao động nảy của khối lượng được treo.

4.2. Đánh giá độ êm dịu chuyển động theo mức gia tốc phanh cực đại khác nhau (Kịch bản 2)

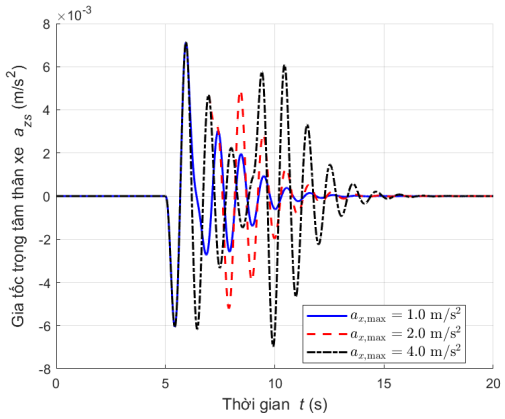
Mục này nghiên cứu ảnh hưởng của độ lớn của gia tốc phanh cực đại ở trạng thái ổn định đến độ êm dịu chuyển động của hành khách, đồng thời tách biệt ảnh hưởng này khỏi tốc độ tác dụng phanh ban đầu. Bằng cách duy trì không đổi đạo hàm của gia tốc, kích thích quá độ ban đầu là như nhau đối với tất cả các trường hợp khảo sát. Độ êm dịu chuyển động được đánh giá một cách khách quan thông qua phân tích theo thời gian của $\ddot{z}_s$ và a_w theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Kết quả mô phỏng kịch bản 2 thể hiện trên Hình 5.



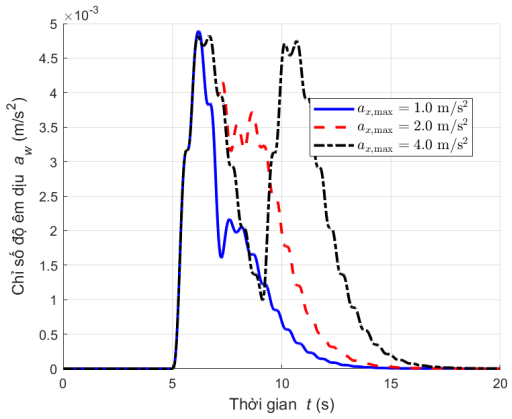
(a) Đáp ứng quá độ góc chúi của thân xe



(b) Chuyển vị thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo



(c) Gia tốc thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo không được treo



(d) Đánh giá độ êm dịu chuyển động theo ISO 2631-1 (τ = 1 s)

Hình 5. Kết quả mô phỏng kịch bản 2

a. Gia tốc thẳng đứng quá độ và trạng thái ổn định ($\ddot{z}_s$)

Việc xem xét đặc tính gia tốc thẳng đứng cho thấy một hiện tượng kích thích gồm hai giai đoạn riêng biệt. Khi quá trình phanh bắt đầu tại thời điểm t = 5 s, sóng xung kích quá độ ban đầu lan truyền qua hệ thống treo. Đáng chú ý, biên độ của đỉnh gia tốc ban đầu này là giống nhau đối với cả ba mức gia tốc phanh cực đại ($a_{x,\max}$ = 1,0; 2,0; và 4,0 m/s^2). Đáp ứng cơ học này xác nhận rằng nhiễu động thẳng đứng ban đầu hoàn toàn phụ thuộc vào tốc độ thay đổi gia tốc, và chỉ được chi phối bởi đầu vào da_x/dt không đổi.

Tuy nhiên, một đỉnh gia tốc thứ cấp xuất hiện khi xe chuyển từ giai đoạn gia tốc phanh tăng dần sang giai đoạn gia tốc phanh ổn định. Biên độ và thời điểm xuất hiện của xung kích thứ cấp này thay đổi đáng kể giữa các trường hợp khảo sát; mức gia tốc phanh cực đại 4,0 m/s^2 tạo ra nhiễu động thẳng đứng thứ cấp xuất hiện muộn nhất (t = 9 s) và có biên độ lớn nhất (0,006 m/s^2). Điều này cho thấy các lực phanh có độ lớn cao hơn gây ra phản ứng kết cấu nghiêm trọng hơn khi tốc độ thay đổi của gia tốc phanh đột ngột về 0 tại ranh giới chuyển tiếp sang trạng thái giảm tốc ổn định.

b. Đánh giá định lượng theo tiêu chí ISO 2631-1 (a_w)

Trong những giây đầu sau khi bắt đầu phanh, các đường cong a_w của cả ba trường hợp thể hiện sự chồng khít hoàn toàn theo xu hướng tăng lên, xác nhận rằng giá trị jerk ban đầu là như nhau. Tuy nhiên, khi quá trình phanh chuyển sang giai đoạn giảm tốc ổn định, các đường cong bắt đầu phân tách rõ rệt.

Kịch bản phanh mạnh nhất ($a_{x,\max}$ = 4,0 m/s^2) làm cho a_w đạt đến một mức ổn định cao (0,0047 m/s^2) hơn đáng kể so với các trường hợp phanh nhẹ hơn (0,0038 và 0,002 m/s^3). Sự dịch chuyển kéo dài của vị trí cân bằng giả tĩnh (thể hiện qua hiện tượng chúi đầu xe lớn và độ nén đáng kể của hệ thống treo trước) làm thay đổi đặc tính truyền dao động động lực học của xe. Do đó, giá trị gia tốc phanh cực đại lớn về bản chất sẽ làm suy giảm chỉ số độ êm dịu chuyển động, duy trì giá trị a_w ở mức cao trong suốt thời gian diễn ra quá trình phanh.

Dựa trên kết quả phân tích độ êm dịu chuyển động của Kịch bản 2 (Hình 5), có thể rút ra các kết luận sau đây:

- Cảm giác khó chịu của hành khách trong quá trình phanh là một hiện tượng gồm hai thành phần. Mức độ nghiêm trọng của cú "giật" ban đầu hoàn toàn phụ thuộc vào tốc độ tác dụng phanh, trong khi mức độ khó chịu kéo dài và các xung kích chuyển tiếp thứ cấp lại được quyết định bởi độ lớn tuyệt đối của gia tốc phanh lớn nhất.

- Mặc dù việc tác dụng phanh một cách êm dịu và tăng dần (giá trị da_x/dt thấp) có thể làm giảm hiệu quả xung kích quá độ ban đầu, nhưng nó không thể ngăn chặn sự suy giảm độ êm dịu chuyển động theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 trong các trường hợp phanh cường độ cao, đặc biệt như phanh cấp tốc. Hiện tượng chuyển tải trọng từ phương dọc sang phương thẳng đứng với mức độ lớn, vốn là đặc trưng của phanh cấp tốc có thể gây ra dịch chuyển của các khối lượng được treo, không treo vượt quá khả năng cách ly rung động của hệ thống treo bị động.

- Sự phân tách rõ rệt của chỉ số a_w trong các trường hợp gia tốc phanh lớn cho thấy các hệ thống treo bị động sử dụng lò xo và giảm chấn thông thường không đủ khả năng duy trì chất lượng chuyển động trên toàn bộ dải điều kiện phanh. Điều này khẳng định sự cần thiết của hệ thống treo bán chủ động hoặc chủ động hoàn toàn, có khả năng tăng độ cứng của cầu trước một cách chủ động nhằm chống lại hiện tượng chúi đầu xe nghiêm trọng do gia tốc phanh lớn, qua đó làm giảm mức độ biến thiên của đường cong đánh giá độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO 2631-1.

4.3. Đánh giá độ êm dịu chuyển động và động lực học ở giai đoạn kết thúc phanh (Kịch bản 3)

Mục này đánh giá độ êm dịu chuyển động của hành khách trong giai đoạn chuyển tiếp quan trọng từ trạng thái giảm tốc ổn định đến khi xe dừng hẳn. Phân tích tập trung so sánh hai chiến lược phanh

ở giai đoạn cuối được áp dụng sau khi xe giảm xuống dưới ngưỡng vận tốc 20 km/h: duy trì gia tốc không đổi (Trường hợp 3a) và giảm dần gia tốc phanh theo quy luật tuyến tính (Trường hợp 3b). Độ êm dịu chuyển động được đánh giá định lượng thông qua $\ddot{z}_s$ và a_w, được tính toán hoàn toàn theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Kết quả mô phỏng kịch bản 3 thể hiện trên Hình 6.

a. Gia tốc thẳng đứng và hiện tượng "ngóc đầu xe trở lại"

Đáp ứng theo miền thời gian của gia tốc thẳng đứng làm rõ mức độ nghiêm trọng của xung kích phát sinh khi xe dừng đột ngột. Trong trường hợp Hình 3(a), sự chấm dứt tức thời của lực quán tính dọc tại thời điểm xe dừng hẳn tạo ra một đỉnh gia tốc thứ cấp có biên độ lớn (0,08 m/s^2). Hiện tượng này, thường được gọi là "stopping jerk" (giật khi dừng xe), có sự liên kết cơ học với quá trình giải phóng không đồng bộ thế năng đàn hồi được tích trữ trong hệ thống treo trước đang ở trạng thái nén. Sự giải phóng năng lượng nhanh chóng này kích thích khối lượng được treo, dẫn đến hiện tượng bật ngược chúi dọc rõ rệt của thân xe.

Ngược lại, chiến lược nhả phanh tuyến tính được áp dụng trong trường hợp Hình 3(b) đồng bộ hóa quá trình tiêu tán năng lượng của hệ thống treo với quá trình suy giảm động năng theo phương dọc của xe. Bằng cách điều chỉnh có chủ đích đạo hàm của gia tốc về một giá trị âm không đổi, gia tốc thẳng đứng $\ddot{z}_s$ được giảm dần một cách êm dịu về không, qua đó hoàn toàn tránh được sự xuất hiện của các đỉnh kích thích thứ cấp cũng như các hiện tượng dao động bật lại cộng hưởng.

b. Đánh giá định lượng theo tiêu chí ISO 2631-1

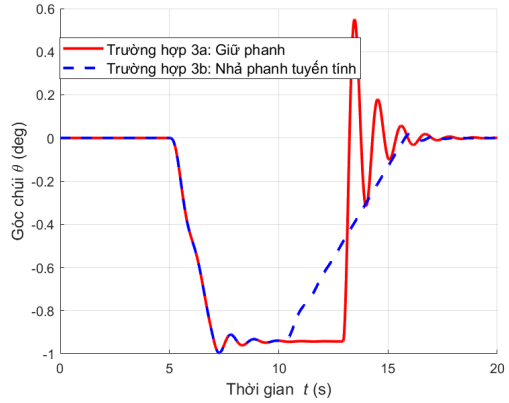
Ảnh hưởng định lượng của các đáp ứng động lực học quá độ này đến cảm nhận thoải mái của con người được thể hiện rõ ràng thông qua đường diễn biến của chỉ số a_w. Đối với Trường hợp 3a, việc tích phân xung kích xuất hiện ở giai đoạn cuối của quá trình phanh tạo ra một giá trị cực đại cục bộ (0,005 m/s^2) của chỉ số a_w tại thời điểm kết thúc quá trình phanh. Đỉnh giá trị này tương ứng với cảm giác khó chịu cấp tính, thường được hành khách cảm nhận như hiện tượng "gật đầu mạnh" hoặc "hất đầu" khi xe dừng lại. Ngược lại hoàn toàn, Trường hợp 3b cho thấy đường diễn biến của chỉ số a_w giảm đơn điệu trong giai đoạn xe chuyển động ở tốc độ thấp. Chỉ số ISO 2631-1 luôn được duy trì trong giới hạn của ngưỡng độ êm dịu tối ưu (khoảng 0,005 m/s^2), chứng minh rằng việc điều chỉnh áp suất phanh một cách từ từ có khả năng cách ly khoang hành khách khỏi các dao động kết cấu tần số cao trong giai đoạn cuối trước khi xe dừng hẳn.

Từ kết quả phân tích độ êm dịu chuyển động của Kịch bản 3 (Hình 6), có thể rút ra các kết luận sau đây:

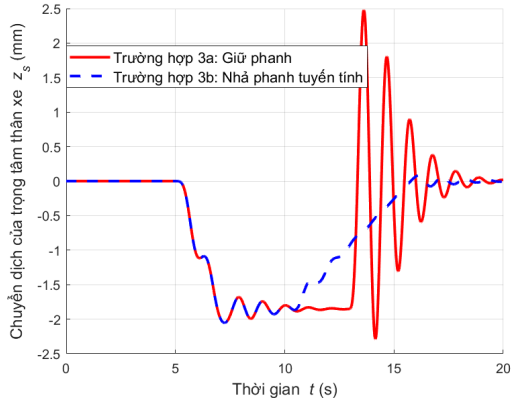
- Cảm giác khó chịu của hành khách khi xe dừng hẳn không chủ yếu được quyết định bởi độ lớn của gia tốc phanh ở trạng thái ổn định. Thay vào đó, nó phát sinh do sự giải phóng không đồng bộ thế năng đàn hồi của hệ thống treo, được kích hoạt bởi tốc độ thay đổi gia tốc dọc tiến tới vô cùng ($\mathrm{d}a_x/\mathrm{d}t \to -\infty$) tại chính thời điểm xe dừng lại.

- Để đáp ứng các yêu cầu nghiêm ngặt về độ êm dịu chuyển động, các hệ thống an toàn và hỗ trợ lái xe chủ động như hệ thống ACC hoặc AEB không thể dựa vào các chiến lược điều khiển phanh dạng đầu vào bậc thang cứng nhắc. Thay vào đó, cần tích hợp các thuật toán điều biến dựa trên phản hồi vận tốc, trong đó áp suất phanh được giảm dần theo tỷ lệ khi vận tốc xe tiến gần về không.

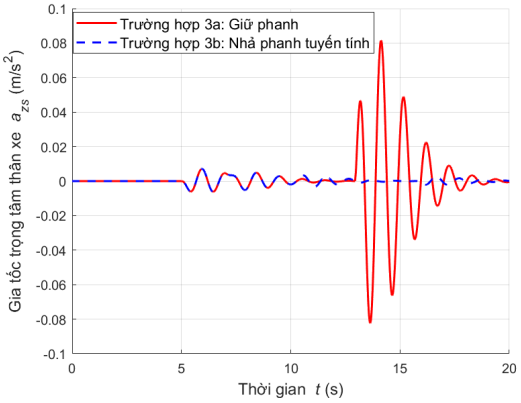
- Mối tương quan trực tiếp giữa biên dạng nhả phanh theo phương dọc và chỉ số độ êm dịu theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 ở phương thẳng đứng cho thấy hạn chế của các mô hình động lực học tách rời. Việc thiết kế và tổng hợp các chiến lược điều khiển khung gầm tiên tiến đòi hỏi phải sử dụng các mô hình xe có liên kết động lực học giữa phương dọc và phương thẳng đứng (dao động chúi dọc - dao động nảy) nhằm dự đoán chính xác và giảm thiểu các rung động khó chịu phát sinh do tương tác giữa các phương chuyển động.



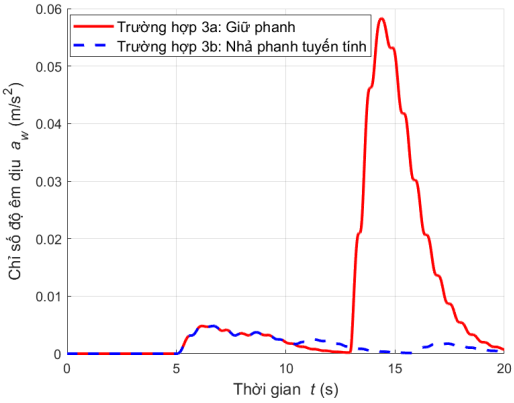
(a) Đáp ứng quá độ góc chúi của thân xe



(b) Chuyển vị thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo



(c) Gia tốc thẳng đứng tại trọng tâm khối lượng treo



(d) Đánh giá độ êm dịu chuyển động theo ISO 2631-1 (τ = 1 s)

Hình 6. Kết quả mô phỏng trường hợp 3

4.4. Bàn luận

Mặc dù việc so sánh định lượng tuyệt đối giữa các nghiên cứu động lực học là khó khăn do sự khác biệt về thông số kỹ thuật, các phát hiện trong nghiên cứu này cho thấy sự đồng thuận cao về mặt xu hướng với các công trình gần đây. Cụ thể, kết luận về vai trò chi phối của đạo hàm gia tốc đối với sự suy giảm độ êm dịu hoàn toàn nhất quán với các phân tích thực nghiệm của Huang và Wang [16]. Hơn nữa, việc lượng hóa hiện tượng "giật khi dừng xe" thông qua sự giải phóng thế năng đàn hồi của hệ thống treo cung cấp một cách giải thích chi tiết hơn so với các mô hình hành vi phanh được Wada và cs. [15] đề xuất. Đóng góp của nghiên cứu này so với các công trình trước đây là việc phân tách rõ ràng và định lượng hóa bằng tiêu chuẩn ISO 2631-1 mức độ ảnh hưởng độc lập của ba pha phanh (bắt đầu, ổn định, và kết thúc) lên động lực học ô tô trong mặt phẳng dọc xe.

Ngoài những vấn đề đã trao đổi ở trên, việc cải thiện độ êm dịu chuyển động và giảm thiểu hiện tượng chúi đầu khi phanh hoàn toàn có thể được thực hiện thông qua việc tối ưu hóa các thông số kỹ thuật đầu vào (như Bảng 1). Ví dụ, việc tăng độ cứng lò xo cầu trước hoặc hệ số cản giảm chấn sẽ giúp hạn chế biên độ góc chúi và ngăn hệ thống treo vượt quá giới hạn cách ly rung động dưới gia tốc phanh lớn. Tuy nhiên, đối với hệ thống treo bị động, việc gia tăng các thông số này sẽ làm tăng tần số dao động riêng của thân xe, dẫn đến sự suy giảm nghiêm trọng độ êm dịu chuyển động trong điều

kiện chạy xe bình thường trên mặt đường mấp mô. Sự đánh đổi mang tính bản chất này chứng minh rằng việc chỉ tinh chỉnh các thông số kết cấu là không đủ để bao quát toàn bộ dải vận hành, qua đó khẳng định sự cần thiết của các hệ thống treo bán chủ động hoặc chủ động.

Ngoài ra, trong nghiên cứu này đưa ra giả thiết về sự tuyến tính của các thông số kết cấu ô tô và sự bằng phẳng của đường. Thực tế, bộ giảm chấn ô tô có đặc tính phi tuyến cao. Việc dùng hệ số cản tuyến tính không đổi có thể làm kết quả mô phỏng biên độ của các đỉnh gia tốc trong quá trình chuyển tiếp (như giật khi dừng xe) sẽ lớn hơn thực tế, vì giảm chấn thực tế sẽ cứng hơn khi bị nén đột ngột để hấp thụ xung lực tốt hơn. Độ cứng hướng tâm tuyến tính của lốp xe có thể dẫn đến sự sai lệch trong mô phỏng hành trình của phần không được treo. Giả thiết đường bằng phẳng giúp nghiên cứu riêng ảnh hưởng của hành vi phanh. Nhưng trong thực tế, kích động từ mấp mô mặt đường cũng tạo ra dao động thẳng đứng, có thể cộng hưởng với dao động do lực quán tính phanh sinh ra, làm cho chỉ số RMS theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 trong điều kiện vận hành thực tế sẽ cao hơn và phức tạp hơn so với kết quả mô phỏng.

5. Kết luận

Nghiên cứu này đã khảo sát một cách có hệ thống động lực học liên hợp giữa chuyển động dọc và chuyển động thẳng đứng của mô hình một phần hai xe nhằm định lượng ảnh hưởng của hành vi phanh của người lái đến độ êm dịu chuyển động, được đánh giá theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Các mô phỏng số được thực hiện trên ba kịch bản động học đã mang lại một số kết quả quan trọng. Thứ nhất, kích thích thẳng đứng quá độ trong giai đoạn bắt đầu phanh về bản chất được quyết định bởi đạo hàm bậc nhất của gia tốc theo thời gian, thay vì giá trị gia tốc cực đại. Việc tác dụng phanh đột ngột gây ra các dao động cho thấy sự đánh đổi tất yếu giữa quãng đường phanh và độ êm dịu trong giai đoạn quá độ. Thứ hai, mặc dù tốc độ tác dụng phanh quyết định mức độ xung kích ban đầu, sự suy giảm độ êm dịu ở trạng thái ổn định lại tỷ lệ trực tiếp với độ lớn của gia tốc phanh cực đại. Các trường hợp phanh cường độ cao gây ra hiện tượng chúi đầu xe lớn và kéo dài. Cuối cùng, phân tích động lực học ở giai đoạn kết thúc phanh cho thấy việc nhả phanh đột ngột khi vận tốc bằng không sẽ tạo ra hiện tượng "giật khi dừng xe" do sự giải phóng không đồng bộ của thế năng đàn hồi tích trữ trong hệ thống treo. Việc áp dụng chiến lược nhả phanh theo quy luật tuyến tính có khả năng loại bỏ hoàn toàn hiện tượng này.

Mặc dù đạt được những đóng góp nêu trên, nghiên cứu này vẫn tồn tại một số hạn chế nhất định. Đây là nghiên cứu thiên về khảo sát lý thuyết định hướng nên dù kết quả mô phỏng dựa trên mô hình toán học chuẩn nhưng trong các nghiên cứu tiếp theo, cần có sự đối sánh với các dữ liệu thử nghiệm thực tế, phần mềm chuyên dụng như CarSim, MSC ADAMS hoặc kết quả từ các công trình nghiên cứu khác để kiểm chứng độ chính xác. Việc sử dụng mô hình tuyến tính bốn bậc tự do với các tham số không đổi đã đơn giản hóa đáng kể các đặc tính phi tuyến của bộ giảm chấn trong hệ thống treo thực tế cũng như tương tác giữa lốp xe và mặt đường dưới các điều kiện chuyển tải trọng lớn. Bên cạnh đó, nghiên cứu chỉ xem xét các thao tác chuyển động theo phương dọc trên mặt đường bằng phẳng, do đó chưa đánh giá được các ảnh hưởng tương tác giữa độ nhấp nhô mặt đường và động lực học theo phương ngang. Trong các nghiên cứu tiếp theo, những hạn chế này sẽ được khắc phục thông qua việc tích hợp các mô hình lốp phi tuyến, các mô hình động lực học đa vật thể của toàn xe. Điều này sẽ cho phép đánh giá và xác thực các chiến lược điều khiển được đề xuất trong các điều kiện vận hành phức tạp hơn, phản ánh sát hơn các giới hạn ma sát và điều kiện làm việc thực tế của xe.

Tài liệu tham khảo

[1] Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International, Warrendale, PA.
[2] Rajamani, R. (2012). *Vehicle dynamics and control*. 2nd edition, Springer, New York.
[3] Wong, J. Y. (2008). *Theory of ground vehicles*. 4th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ.

[4] Jazar, R. N. (2017). *Vehicle dynamics: Theory and application*. Springer, Cham.
[5] Hu, Z., Liao, Y., Gao, S., Xu, Y., Sun, Y., Peng, X. (2025). Investigation on improvement of vehicle ride comfort based on integrated chassis control. *Journal of Vibration and Control*.
[6] Zheng, B., Hong, Z., Tang, J., Han, M., Chen, J., Huang, X. (2023). A comprehensive method to evaluate ride comfort of autonomous vehicles under typical braking scenarios: Testing, simulation and analysis. *Mathematics*, 11(2):474.
[7] Mirzaei, M., Hassannejad, R. (2007). Application of genetic algorithms to optimum design of elasto-damping elements of a half-car model under random road excitations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 221(4):515–526.
[8] Matrood, M. M., Nassar, A. A. (2024). Mechanical vibration reduction of a nonlinear half-car model using integral-proportional derivative (I-PD) controller. *Basrah Journal for Engineering Sciences*, 24(2): 34–42.
[9] Zhang, Y., Ren, C., Meng, H., Wang, Y. (2024). Model-free adaptive control of an active half-vehicle-seat system coupled with a nonlinear energy sink inerter (NESI). *Applied Sciences*, 14(23):11239.
[10] Hrovat, D. (1993). Applications of optimal control to advanced automotive suspension design. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115(2B):328–342.
[11] ISO 2631-1:1997. *Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 1: General requirements*. International Organization for Standardization (ISO), Geneva.
[12] Schiehlen, W., Ziegler, P., Taenzler, A. (2010). Ride comfort evaluation using revised ISO standard 2631. *Proceedings of the 5th Asian Conference on Multibody Dynamics*, Kyoto, Japan.
[13] Zhang, J., Yang, Y., Hu, M., Fu, C., Zhai, J. (2020). Model predictive control of active suspension for an electric vehicle considering braking intensity. *Applied Sciences*, 11(1):52.
[14] Markkula, G., Engström, J., Lodin, J., Bärgman, J., Victor, T. (2016). A farewell to brake reaction times? Kinematics-dependent brake response in naturalistic rear-end emergencies. *Accident Analysis & Prevention*, 95(Part A):209–226.
[15] Wada, T., Doi, S., Tsuru, N., Isaji, K., Kaneko, H. (2009). Modeling of expert driver's braking behavior and its application to an automatic braking system. *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1.
[16] Huang, Q., Wang, H. (2004). Fundamental study of jerk: Evaluation of shift quality and ride comfort. *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1.
[17] Martinez, C. M., Heucke, M., Wang, F.-Y., Gao, B., Cao, D. (2018). Driving style recognition for intelligent vehicle control and advanced driver assistance: A survey. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 19(3):666–676.
[18] Wang, W., Xi, J., Zhao, D. (2019). Driving style analysis using primitive driving patterns with Bayesian nonparametric approaches. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 20(8):2986–2998.
[19] Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10):1781–1817.
[20] Sharp, R. S., Crolla, D. A. (1987). Road vehicle suspension system design - a review. *Vehicle System Dynamics*, 16(3):167–192.