



DOI:10.22144/ctujos.2026.094

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TREO NHÍP LÁ TRÊN XE TOYOTA LAND CRUISER HJ60LG-MZ

Nguyễn Văn Tài, Nguyễn Hải Đăng, Đặng Quang Huy, Trần Văn Định và Nguyễn Hoài Tân*

Khoa kỹ thuật Cơ khí, Trường Bách khoa, Đại học Cần Thơ, Việt Nam

*Tác giả liên hệ (Corresponding author): nhtan@ctu.edu.vn

Thông tin chung (Article Information)

Nhận bài (Received): 22/02/2026

Sửa bài (Revised): 20/03/2026

Duyệt đăng (Accepted): 13/05/2026

Title: Study on Modeling and Simulation of the Leaf Spring Suspension System for Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ

Author(s): Nguyen Van Tai, Nguyen Hai Dang, Dang Quang Huy, Tran Van Dinh and Nguyen Hoai Tan*

Affiliation(s): Faculty of Mechanical Engineering, College of Engineering, Can Tho University, Viet Nam

TÓM TẮT

Nghiên cứu được thực hiện nhằm đánh giá đồng thời độ bền cơ học và đặc tính động lực học của hệ thống treo nhíp lá trên xe Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ bằng cách kết hợp phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) và mô hình hóa một phần tư xe. Kết quả FEM cho thấy ứng suất Von-Mises cực đại đạt 437,3 MPa tại vùng mắt nhíp và chuyển vị lớn nhất là 4,39 mm tại tâm nhíp. Hệ số an toàn từ 2,7 đến 3,9 chỉ ra kết cấu vận hành ổn định trong miền biến dạng đàn hồi. Việc mô phỏng động lực học cho thấy chỉ số gia tốc hiệu dụng (a_{RMS}) đạt từ 0,73 đến 0,96 m/s^2 , tương ứng mức độ từ “khá khó chịu” đến “khó chịu” theo tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997. Bên cạnh đó, một phương pháp tiếp cận tích hợp mới đã được đề xuất, cho phép đánh giá toàn diện hệ thống từ độ bền kết cấu đến hiệu suất vận hành. Đây là cơ sở khoa học quan trọng trong việc định lượng đặc tính động học và tối ưu hóa thiết kế hệ thống treo nhíp lá trên các dòng xe SUV và xe tải hạng nhẹ.

Từ khóa: Gia tốc hiệu dụng, hệ thống treo nhíp lá, mô hình một phần tư xe, mô phỏng động lực học

ABSTRACT

This study presents an integrated evaluation of the mechanical strength and dynamic characteristics of a leaf spring suspension system for the Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ SUV by combining the Finite Element Method (FEM) and a quarter-car modeling approach. FEM results indicate that the maximum Von Mises stress reaches 437.3 MPa at the spring eye region, while the maximum displacement of 4.39 mm occurs at the center of the leaf spring. The safety factor ranges from 2.7 to 3.9, confirming that the structure operates within the elastic deformation regime. Dynamic simulations showed that the root mean square acceleration (a_{RMS}) varies from 0.73 m/s^2 to 0.96 m/s^2 , corresponding to ride comfort levels from “fairly uncomfortable” to “uncomfortable” according to the ISO 2631-1:1997 standard. The study proposes a novel integrated approach that enables a comprehensive assessment of the suspension system from structural durability to operational performance. The findings provide a significant scientific basis for quantifying dynamic behavior and optimizing the design of leaf spring suspension systems in SUVs and light-duty trucks.

Keywords: Dynamics simulation, leaf spring suspension system, quarter-car model, root Mean Square Acceleration

1. GIỚI THIỆU

Trong bối cảnh ngành công nghiệp ô tô ngày càng chú trọng vào trải nghiệm người dùng, việc nghiên cứu tối ưu hóa hệ thống treo trở thành nhiệm vụ cấp thiết nhằm cân bằng giữa độ êm dịu và tính ổn định chuyển động. Nhờ ưu điểm về chi phí và tính linh hoạt, các phương pháp mô phỏng số đang dần thay thế các thử nghiệm truyền thống trong việc đánh giá đặc tính động lực học của phương tiện. Các nghiên cứu hiện đại khi được thực hiện chủ yếu tiếp cận theo hai hướng: (i) xây dựng mô hình toán học và mô phỏng động lực học trên nền tảng MATLAB/Simulink và (ii) phân tích trạng thái ứng suất và biến dạng của kết cấu bằng phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method-FEM) thông qua các công cụ CAE chuyên dụng.

Trong lĩnh vực nghiên cứu dao động ô tô, mô hình động lực học một phần tư xe (Quarter-car model) được ứng dụng rộng rãi như một công cụ nền tảng để phân tích và đánh giá độ êm dịu của chuyển động. Điển hình, Jiregna and Sirata (2020) đã thực hiện nghiên cứu tổng quan dựa trên mô hình này nhằm cung cấp cái nhìn toàn diện về đặc tính kỹ thuật của các loại hệ thống treo hiện nay. Cụ thể hóa hướng tiếp cận trên, Jamali et al. (2017) đã thiết lập hệ phương trình toán học và xây dựng môi trường mô phỏng trên MATLAB/Simulink cho hệ thống treo bị động của xe điện trọng lượng nhẹ. Bằng cách áp dụng phương pháp tách hệ để xây dựng phương trình chuyển động, nhóm tác giả đã phân tích thành công đáp ứng dao động của hệ thống, từ đó xác định các đặc tính động lực học cốt lõi của phương tiện.

Phạm vi nghiên cứu được mở rộng sang các hệ thống treo thông minh, Hương và ctv. (2022) đã thiết lập mô hình mô phỏng một phần tư xe trên nền tảng MATLAB/Simulink nhằm khảo sát đáp ứng dao động của hệ thống treo chủ động. Nghiên cứu đặc biệt chú trọng đến đặc tính của cơ cấu chấp hành thủy lực, sử dụng bộ thông số thực tế từ phần mềm CarSim dưới tác động của kích thích mặt đường dạng hàm sin để định lượng mức độ cải thiện độ êm dịu và tính ổn định. Song song với hướng tiếp cận đó, Hà (2021) đã thực hiện việc phân tích so sánh hiệu suất giữa hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm chấn từ hóa (MR) và hệ thống treo bị động. Thông qua việc khảo sát dưới các kích thích dạng bậc thang và ngẫu nhiên, kết quả nghiên cứu đã làm rõ những ưu điểm vượt trội của công nghệ giảm chấn biến thiên trong việc kiểm soát động lực học phương tiện.

Tiến tới quy mô nghiên cứu hệ thống tổng thể, Quân và Chúc (2020) đã phát triển mô hình động lực học hệ thống treo tích cực toàn xe (Full-car model). Nhóm tác giả đã ứng dụng lý thuyết điều khiển tối ưu để thiết kế bộ điều khiển LQR (Linear Quadratic Regulator) trên cơ sở không gian trạng thái, được thực thi trong môi trường MATLAB/Simulink.

Song song với các phân tích về động lực học, hướng tiếp cận bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) cũng được nhiều nhà nghiên cứu đặc biệt quan tâm nhằm đánh giá độ bền và trạng thái ứng suất của hệ thống treo nhíp lá. Điển hình, Lập và Huyền (2017) đã xây dựng mô hình hình học 3D chi tiết của bộ nhíp lá xe khách BS090 trên phần mềm CATIA, từ đó phân tích đặc tính chịu tải dưới các điều kiện biên phức tạp. Tương tự, Tín và Đức (2022) đã ứng dụng quy trình CAE chuyên sâu thông qua việc kết hợp công cụ tiền xử lý HyperMesh và bộ giải OptiStruct để khảo sát độ bền tĩnh cho bộ nhíp lá xe tải nhẹ KIA Frontier, qua đó các vùng tập trung ứng suất dưới các chế độ tải trọng khác nhau đã được xác định.

Tuy nhiên, phần lớn các nghiên cứu hiện tại khi được tiến hành vẫn còn tiếp cận theo hướng tách rời giữa mô phỏng động lực học và đánh giá độ bền kết cấu, đồng thời chủ yếu giới hạn trong các điều kiện tải trọng danh định. Cách tiếp cận này chưa phản ánh đầy đủ hành vi làm việc thực tế của hệ thống treo, đặc biệt trong các trạng thái tải trọng biên hoặc vượt quá giới hạn thiết kế, nơi các hiệu ứng phi tuyến và hiện tượng tập trung ứng suất có thể ảnh hưởng đáng kể đến độ tin cậy và tuổi thọ kết cấu.

Trên cơ sở đó, một phương pháp tiếp cận kết hợp giữa mô phỏng động lực học đa vật thể trên MATLAB/Simulink và phân tích phần tử hữu hạn (FEM) trên Autodesk Inventor Nastran đã được đề xuất trong nghiên cứu, điều này nhằm đánh giá đồng thời đặc tính dao động, trạng thái ứng suất và biến dạng đàn hồi của hệ thống treo nhíp lá. Điểm mới của nghiên cứu nằm ở việc mở rộng miền khảo sát sang trường hợp tải trọng vượt mức cho phép của nhà sản xuất, qua đó cho phép đánh giá khả năng chịu tải trong điều kiện làm việc khắc nghiệt. Cách tiếp cận này không chỉ góp phần kiểm chứng độ ổn định động lực học mà còn cung cấp cơ sở khoa học cho việc đánh giá độ bền và tính bền bỉ của kết cấu trong điều kiện vận hành thực tế.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Khảo sát mô hình

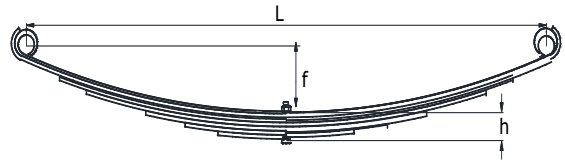
Dữ liệu thông số kỹ thuật của hệ thống treo nhíp lá được thu thập trực tiếp từ mô hình xe Toyota Land

Cruiser HJ60LG-MZ (phiên bản sản xuất bởi Toyota Motor Corporation, 1989) tại Phòng thực hành Ô tô (Hình 1). Quy trình khảo sát thực tế, bao gồm các công đoạn tháo lắp và đo đạc chi tiết, được thực hiện tại Phòng thực hành Ô tô, Trường Bách



a) Xe Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ

khoa - Đại học Cần Thơ. Các thông số hình học của các lá nhíp được tổng hợp ở Bảng 1. Việc thực nghiệm tại cơ sở chuyên môn đảm bảo tính chính xác của các thông số đầu vào, phục vụ cho quá trình xây dựng mô hình mô phỏng số ở các bước tiếp theo.



b) Bộ nhíp lá trên cầu trước

Hình 1. Mô hình xe khảo sát và bộ nhíp lá lắp trên cầu trước

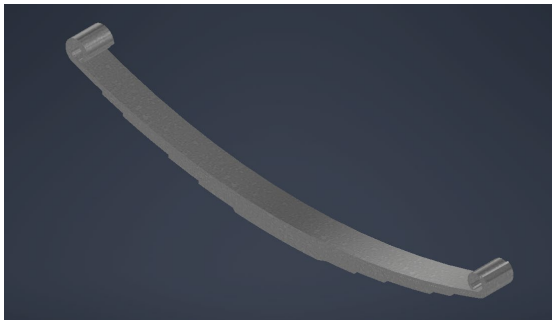
Bảng 1. Thông số hình học của các lá nhíp

Thông số	Giá trị
Số lá nhíp	7
Khoảng cách giữa hai mắt nhíp L (mm)	1.067
Độ võng f (mm)	113
Chiều rộng (mm)	70
Chiều dày tại tâm nhíp h (mm)	47,6
	1.067;
Chiều dài các lá nhíp theo thứ tự (mm)	1.067; 930; 820; 576; 415; 280

2.2. Thiết lập mô hình phần tử hữu hạn

2.2.1. Phương pháp mô phỏng

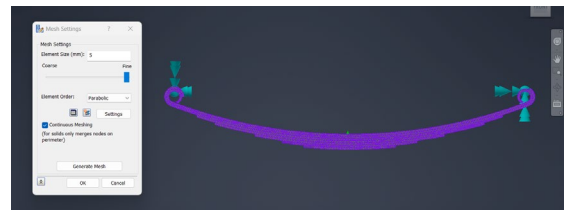
Trong nghiên cứu này, phương pháp phân tích phần tử hữu hạn đã được sử dụng để mô phỏng và đánh giá đặc tính làm việc cũng như khả năng chịu bền của cụm nhíp lá trong hệ thống treo ô tô.



Hình 2. Mô hình 3D cụm nhíp lá được biểu diễn trên phần mềm Autodesk Inventor

Hình 2 thể hiện mô hình 3D của cụm nhíp lá được thiết lập trong môi trường CAD dựa trên các giả thuyết đơn giản hóa phù hợp. Quá trình rời rạc

hóa mô hình được thực hiện bằng phương pháp chia lưới phần tử hữu hạn, nghiên cứu thực hiện kiểm tra hội tụ lưới bằng cách so sánh giá trị ứng suất Von-Mises khi thay đổi kích thước phần tử lần lượt là 3 mm, 5 mm và 7 mm). Kết quả cho thấy khi giảm kích thước phần tử từ 5 mm xuống 3 mm hoặc tăng từ 5 mm lên 7 mm, sự thay đổi của ứng suất là không đáng kể, với sai số tương đối nhỏ hơn 5%. Trong khi đó, việc tiếp tục làm mịn lưới làm gia tăng đáng kể thời gian tính toán mà không cải thiện đáng kể độ chính xác. Do đó, kích thước phần tử 5 mm được chọn như một phương án tối ưu, đảm bảo cân bằng giữa độ chính xác và hiệu quả tính toán. Bên cạnh đó, Singh và Saha (2015) cũng đã sử dụng kích thước phần tử 5 mm cho mô hình FEM của mình. Do đó, kích thước lưới 5 mm được chọn nhằm đảm bảo độ chính xác của kết quả đồng thời duy trì hiệu quả tính toán.

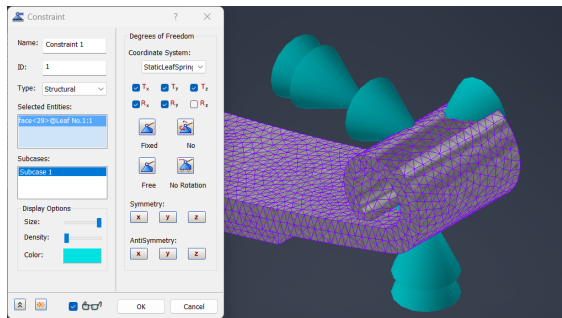


Hình 3. Chia lưới phần tử với kích thước 5 mm

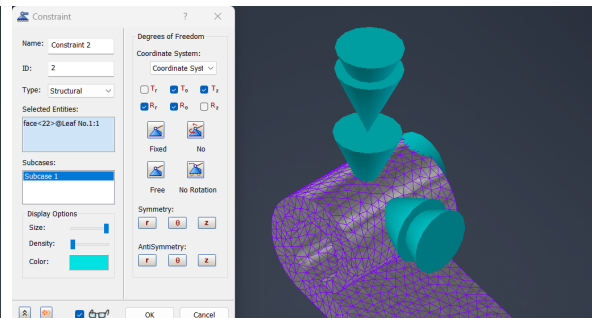
Bên cạnh đó, việc thiết lập tải trọng thẳng đứng tập trung tại vị trí tâm bộ nhíp cũng đã được thực hiện như minh họa tại Hình 3 (Sivasankar & Ramanathan, 2015). Về điều kiện biên, các liên kết được thiết lập nhằm mô phỏng chính xác trạng thái làm việc thực tế của hệ thống Hình 4. Tại mắt nhíp thứ nhất: thiết lập liên kết khớp bản lề với khung xe bằng chốt bu-lông, thực hiện khống chế 5 bậc tự do và chỉ cho phép bậc tự do xoay quanh trục Z. Tại

mắt nhíp thứ hai: liên kết với quang treo (shackle) được mô phỏng bằng cách không chế 4 bậc tự do, cho phép hai chuyển động còn lại là xoay quanh trục Z và dịch chuyển tịnh tiến dọc trục Y để thích ứng với biến dạng chiều dài của nhíp khi chịu tải. Các

thiết lập này tuân thủ các phương pháp luận đã được kiểm chứng trong nhiều nghiên cứu liên quan (Tadesse & Fatoba, 2022; Ashok et al., 2012; Lập và Huyền, 2017; Saini et al., 2013; Sivasankar & Ramanathan, 2015).



a) Ràng buộc mắt nhíp thứ nhất



b) Ràng buộc mắt nhíp thứ hai

Hình 4. Ràng buộc điều kiện biên cho các lá nhíp

Theo tiêu chuẩn IS 3431:1982 (Bureau of Indian Standards, 1982), các dòng thép hợp kim silic-mangan và crom-vanadi như 55Si7, 60Si7, 65Si7, 50Cr4V2 hoặc 60Cr4V2 là những vật liệu điển hình được ứng dụng trong chế tạo nhíp lá nhờ đặc tính đàn hồi ưu việt. Trong nghiên cứu này, thép 65Si7 được lựa chọn làm vật liệu đầu vào cho mô hình mô phỏng. Sự lựa chọn này dựa trên hàm lượng carbon và silicon tối ưu, giúp vật liệu đạt được giới hạn đàn hồi cao (R_e), độ bền kéo lớn (R_m) và khả năng chống mỏi vượt trội sau các chu kỳ biến dạng tải trọng. Việc ứng dụng thép 65Si7 không chỉ phản ánh sát thực tế sản xuất công nghiệp mà còn củng cố độ tin cậy cho các phân tích về ứng suất và độ bền kết cấu của hệ thống treo. Các thông số cơ tính chi tiết của thép 65Si7, bao gồm mô-đun đàn hồi (E), hệ số Poisson (ν) và giới hạn bền, được tổng hợp dựa trên các nghiên cứu thực nghiệm uy tín và trình bày tại Bảng 2 (Ashok et al., 2012; Saini et al., 2013; Sivasankar & Ramanathan, 2015)

Đồng thời, thành phần hóa học định tính của thép 65Si7 được xác lập tuân thủ tiêu chuẩn DIN-65Si7, nhằm đảm bảo sự tương thích về đặc tính luyện kim của vật liệu trong mô hình mô phỏng. Chi tiết về tỉ lệ các nguyên tố hợp kim như cacbon, silic và mangan được tổng hợp tại Bảng 3 dựa trên dữ liệu kỹ thuật từ (Ltd. Ju Feng Special Steel Co, 2025). Việc xác định chính xác thành phần hóa học này là cơ sở quan trọng để lý giải cho các đặc tính cơ lý ưu việt của bộ nhíp trong các điều kiện làm việc khắc nghiệt.

Bảng 2. Thông số cơ học của thép DIN 65Si7

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Young's Modulus (N/mm^2)	E	$2,1 \cdot 10^5$
Poisson Ratio	ν	0,266
Density (kg/mm^3)	ρ	$7,85 \cdot 10^{-9}$
Tensile Strength Yield (MPa)	S_y	1180
Tensile Strength Ultimate (MPa)	S_T	1500

Bảng 3. Thành phần hóa học của thép DIN 65Si7

Nhãn thép	C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Cr (%)
DIN 65Si7	0,60 – 0,68	1,50 – 1,80	0,70 – 1,00	0,05 (tối đa)	0,05 (tối đa)	0,4 (tối đa)

2.2.2. Trường hợp mô phỏng

Trong nghiên cứu này, bộ thông số kỹ thuật thực tế của dòng xe Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ đã được sử dụng, với khối lượng không tải đạt 2.000 kg và khối lượng toàn tải định mức là 2.610 kg (Toyota Motor Sales Co., 1988). Để đánh giá toàn diện đặc tính đàn hồi và trạng thái phân bố ứng suất, cụm nhíp lá được khảo sát dưới bốn cấp độ tải trọng tĩnh tăng dần khác nhau. Tải trọng mô phỏng được thiết lập tại vị trí tâm của lá nhíp chính (main leaf), mô phỏng

phần lực từ cầu xe tác dụng lên hệ thống treo. Dựa trên giả thiết phân bổ tải trọng lý tưởng tại bốn vị trí góc xe, mỗi cụm nhíp được xác định chịu áp lực tương đương với 25% tổng trọng lượng phương tiện. Các kịch bản mô phỏng tương ứng với các trạng thái tải trọng này được chi tiết hóa tại Bảng 4, tạo cơ sở dữ liệu để so sánh đáp ứng của hệ thống giữa trạng thái không tải và toàn tải.

Biểu thức (1) xác định tải trọng tác dụng lên cụm nhíp lá:

$$P_i = \frac{m_i g}{4} \quad (1)$$

Trong đó:

P_i là tải trọng tác dụng lên hệ treo (N),
 m_i là khối lượng xe ở mỗi trường hợp i (kg),
 g là gia tốc trọng trường (m/s^2).

Bảng 4. Các trường hợp mô phỏng tải trọng thực tế

Trường hợp	Trạng thái	m_i (kg)	P_i (N)
1	Không tải	2.000	4.905
2	Nửa tải	2.305	5.653
3	Toàn tải	2.610	6.401
4	Quá tải (một phần hai toàn tải)	2.915	7.149

2.2.3. Đánh giá kết quả

Thuyết bền Von-Mises đã được minh chứng là tiêu chuẩn tối ưu trong việc đánh giá trạng thái giới hạn của các kết cấu thép dưới tác động của cả tải trọng tĩnh và tải trọng động. Đặc biệt, trong các phân tích phần tử hữu hạn (FEA) dành cho các cụm chi tiết ô tô có hình dạng và trạng thái ứng suất phức tạp như nhíp lá, tiêu chuẩn này cho phép xác định chính xác các vùng tập trung ứng suất và nguy cơ gây phá hủy dẻo (Lập & Huyền, 2017; Tín & Đức, 2022).

Tiêu chuẩn Von-Mises cho kết quả đánh giá sát với thực nghiệm đối với vật liệu thép làm việc trong vùng đàn hồi. Ứng suất Von-Mises cực đại được sử dụng để so sánh với giới hạn chảy của vật liệu nhằm đánh giá điều kiện bền và tính an toàn của bộ nhíp lá với các trường hợp tải (Shigley et al., 1985).

Biểu thức (2) hệ số an toàn:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{V-max}} \quad (2)$$

Trong đó:

n là hệ số an toàn,

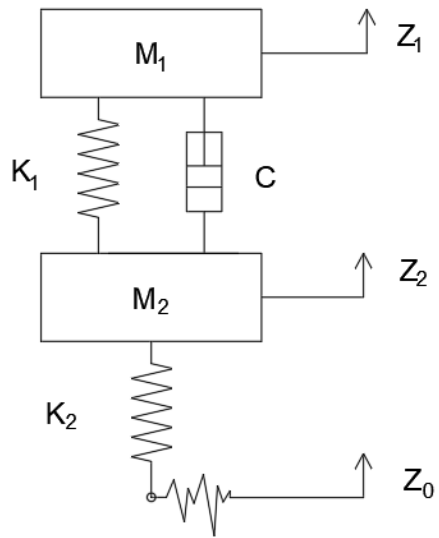
σ_y là ứng suất giới hạn của vật liệu (MPa),

σ_{V-max} là ứng suất chảy giới hạn vật liệu (MPa).

2.3. Thiết lập mô hình hóa động lực học

2.3.1. Xây dựng mô hình hóa một phần tử xe

Hệ thống treo bị động được định nghĩa là một cấu trúc cơ học tích hợp các phần tử đàn hồi và giảm chấn với thông số đặc tính cố định, có sơ đồ như Hình 5. Hệ thống này đóng vai trò then chốt trong việc truyền tải và điều phối lực tương tác giữa thân xe và bề mặt đường, nhằm tối ưu hóa sự cân bằng giữa độ êm dịu chuyển động và tính ổn định hướng. Để phân tích các đặc trưng động lực học này, mô hình một phần tử xe với hai bậc tự do thường được ưu tiên thiết lập nhằm mô phỏng dao động thẳng đứng của phương tiện (Tang et al., 2014).



Hình 5. Mô hình hóa hệ thống treo bị động một phần tử xe

Dựa vào mô hình (Hình 5), phương trình mô tả hệ dao động dựa trên nguyên lý D'Alembert có thể được thiết lập với công thức tổng quát được trình bày như phương trình (3).

$$\sum \vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0 \quad (3)$$

Trong đó:

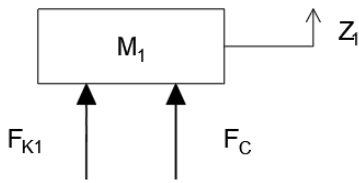
$\sum F$ là tổng ngoại lực tác dụng lên hệ (N),

F_{qt} là lực quán tính của hệ (N).

Với: $\vec{F}_{qt} = -m\vec{a}$ (4)

m là khối lượng của vật (kg),

\vec{a} là gia tốc, (m/s^2).



Hình 6. Sơ đồ lực tác dụng của khối lượng được treo M₁

Phương trình động lực học khối lượng được treo M₁ theo phương Z₁ như sơ đồ Hình 6 (Jiregna & Sirata, 2020).

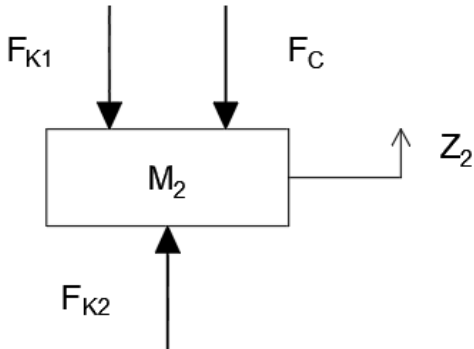
$$F_{K1} + F_C - F_{M_1}^{qt} = 0 \quad (5)$$

Trong đó:

$$F_{K1} = K_1(Z_1 - Z_2) \text{ và } F_C = C(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) \quad (6)$$

Suy ra:

$$M_1 \ddot{Z}_1 = K_1(Z_2 - Z_1) + C(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \quad (7)$$



Hình 7. Sơ đồ lực tác dụng lên khối lượng không được treo M₂

Phương trình động lực học khối lượng không được treo M₂ theo phương Z₂ có sơ đồ như Hình 7 (Jiregna & Sirata, 2020).

$$F_{K2} - F_{K1} - F_C - F_{M_2}^{qt} = 0 \quad (8)$$

Trong đó:

$$F_{K2} = K_2(Z_0 - Z_2) \quad (9)$$

Suy ra:

$$M_2 \ddot{Z}_2 = K_2(Z_0 - Z_2) - K_1(Z_2 - Z_1) - C(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \quad (10)$$

Trong đó:

M₁, M₂ là khối lượng được treo (thân xe) và không được treo (bao gồm cầu, bán trục và bánh xe) (kg);

Z₁, Z₂ lần lượt là chuyển vị của M₁ và M₂ (m);

\dot{Z}_1 , \dot{Z}_2 lần lượt là vận tốc của M₁ và M₂ (m/s);

\ddot{Z}_1 , \ddot{Z}_2 lần lượt là gia tốc của M₁ và M₂ (m/s²);

K₁, K₂ lần lượt là độ cứng của lò xo và lớp xe (N/m);

C là hệ số cản giảm chấn (Ns/m).

2.3.2. Điều kiện mô phỏng

Giả thiết về sự phân tán tải trọng đối xứng cho phép đơn giản hóa bài toán mô phỏng thông qua mô hình một phần tư xe, với mỗi phân đoạn chịu tải trọng tương đương 25% tổng khối lượng xe. Các tham số mô phỏng được trích xuất và đối chiếu từ các nghiên cứu tiêu biểu của Imine et al (2006) và Toyota Motor Sales Co. (1988), như ở Bảng 5. Thành phần M₁ (khối lượng được treo) kết cấu nên từ khung, vỏ và các hệ thống lắp đặt cố định; trong khi M₂ (khối lượng không được treo) tập hợp các chi tiết động lực học phía dưới hệ thống treo như cụm bánh xe, moay-ơ, dầm, cầu, bán trục và các chi tiết liên kết trực tiếp với bánh xe.

Biểu thức xác định khối lượng được treo được tính như công thức (11):

$$M_1 = \frac{M_{tt}}{4} - M_2 \quad (11)$$

Trong đó:

M_{tt} là khối lượng thực tế xe chịu tải (kg),

M₁ là khối được treo (kg),

M₂ là khối không được treo (kg).

Bảng 5. Các trường hợp tải trọng trong mô phỏng động lực học

TH	Trạng thái	M _{tt} (kg)	M ₁ (kg)	M ₂ (kg)
1	Không tải	2.000	400	100
2	Nửa tải	2.305	476,25	100
3	Toàn tải	2.610	552,5	100

Bảng 6. Thông số kỹ thuật hệ thống treo dòng xe SUV (Otkur et al., 2022)

Tham số	Ký hiệu	Giá trị
Độ cứng của lò xo	K ₁ (N/m)	80.000
Độ cứng của bánh xe	K ₂ (N/m)	160.000
Hệ số cản giảm chấn	C (Ns/m)	5.246,65

Trong nghiên cứu này, biên dạng hình học của mấp mô mặt đường được mô hình hóa bằng hàm sin nửa chu kỳ, với chiều cao A (m) và chiều dài L (m). Các thông số đặc tính hàm kích thích mấp mô được trình bày trong Bảng 7.

Phương trình biểu diễn hàm mấp mô:

$$Z_0(x) = \begin{cases} A \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right), & 0 \leq x \leq L \\ 0, & x < 0 \text{ hoặc } x > L \end{cases} \quad (12)$$

Trong đó:

$Z_0(x)$ là cao độ mấp mô mặt đường tại x (m),

x là tọa độ theo phương chuyển động ngang (m),

A là chiều cao cực đại của mấp mô (m),

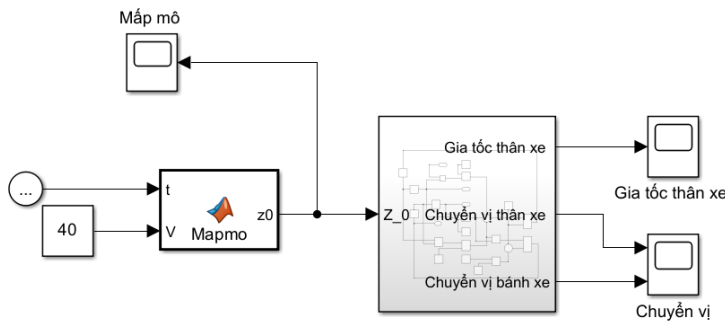
L là chiều dài của mấp mô (m).

Bảng 7. Thông số của mấp mô mặt đường

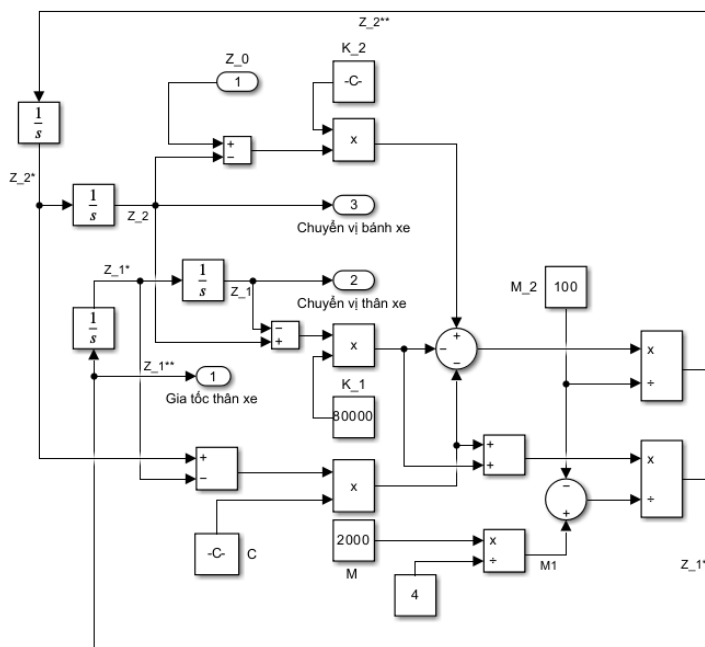
Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Biên độ cực đại (m)	A	0,04
Chiều rộng (m)	L	0,1
Vận tốc xe (km/h)	v	40
Thời điểm bắt đầu (s)	t_1	2

2.3.3. Xây dựng mô hình Simulink

Mô hình động lực học của hệ thống treo nhíp lá dựa trên cấu trúc một phần tư xe (Quarter Car Model) được thiết lập và thực thi trong môi trường Matlab/Simulink 2025. Sơ đồ cấu trúc mô phỏng, phục vụ việc phân tích các biến trạng thái bao gồm gia tốc dao động và chuyển vị động, được trình bày chi tiết tại Hình 8 và Hình 9.



Hình 8. Sơ đồ khối tổng thể mô hình hệ thống treo một phần tư xe



Hình 9. Sơ đồ khối mô phỏng hệ thống treo một phần tư xe

2.3.4. Đánh giá kết quả

Trong lĩnh vực động lực học ô tô, việc đánh giá độ êm dịu chuyển động (ride comfort) được thực hiện thông qua hệ thống các chỉ tiêu đa dạng như: tần số dao động riêng, gia tốc dao động, hệ số êm dịu và lượng dao động tối hạn (Quân và ctv., 2023).

Tuy nhiên, xét dưới góc độ phản ứng của cơ thể người đối với rung động toàn thân, gia tốc dao động thân xe, đặc biệt là giá trị hiệu dụng (a_{RMS}) – được giới chuyên môn công nhận là chỉ số phản ánh chính xác nhất mức độ tiện nghi. Chỉ tiêu này đã được chuẩn hóa quốc tế theo tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997 (Bảng 8), cung cấp khung tham chiếu tin cậy về ngưỡng chịu đựng của con người. Do đó, gia tốc bình phương trung bình (a_{RMS}) đã được chọn làm tiêu chí cốt lõi trong nghiên cứu này để đánh giá và tối ưu hóa hiệu năng của hệ thống treo.

Gia tốc hiệu dụng a_{RMS} được xác định theo công thức (13):

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (13)$$

Trong đó:

$a_w(t)$ là gia tốc trọng số tần số theo thời gian, tác động đến người lái (m/s^2),

T là thời gian đo (s).

Bảng 8. Mức độ êm dịu (ISO 2631-1:1997)

$a_{RMS} (m/s^2)$	Mức độ êm dịu
< 0,315	Không gây khó chịu
0,315 – 0,63	Hơi khó chịu
0,5 – 1,0	Khá khó chịu
0,8 – 1,6	Khó chịu
1,25 – 2,5	Rất khó chịu
> 2,0	Cực kỳ khó chịu

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả phân tích ứng suất và chuyển vị của hệ thống treo

Kết quả mô phỏng chuyển vị và ứng suất cho bốn trường hợp tải khác nhau (Bảng 4) được thể hiện ở Hình 10, Hình 11, Hình 12 và Hình 13. Kết quả phân tích chuyển vị cho thấy chuyển vị cực đại trong bốn

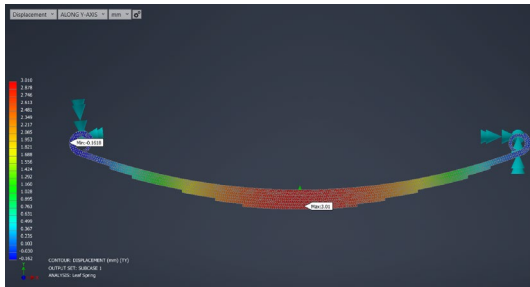
trường hợp khảo sát đều tập trung tại vị trí trung tâm bộ nhíp. Các giá trị chuyển vị tăng khi tăng các mức tải khác nhau như: 3,01 mm với mức tải 4.950 N; 3,47 mm với mức tải 5.653 N; 3,93 mm với mức tải 6.401 N và 4,39 mm với mức tải 7.149 N. Điều này được lý giải do sự ràng buộc cố định tại hai đầu mắt nhíp với khung xe, đồng thời xác nhận rằng khu vực dầm cầu (vị trí tâm bánh xe) là nơi chịu kích thích dao động mạnh nhất.

Tuy nhiên, hiện tượng tập trung ứng suất cực đại (Hình 10b, Hình 11b, Hình 12b và Hình 13b) không xảy ra tại tâm nhíp mà dịch chuyển về phía vùng lân cận mắt nhíp; Ứng suất tập trung lớn nhất được ghi nhận ở mức tải 7.149 N với ứng suất 437,3 MPa (Hình 13b). Nguyên nhân chính là do sự thay đổi đột ngột về biên dạng và diện tích mặt cắt ngang so với thân nhíp, khu vực này trở thành điểm yếu cơ học dưới tác dụng của tải trọng động. Đây chính là tác nhân chính dẫn đến sự hình thành các vết nứt mỏi hoặc gây biến dạng dẻo, đe dọa trực tiếp đến độ bền mỏi và tuổi thọ vận hành của kết cấu.

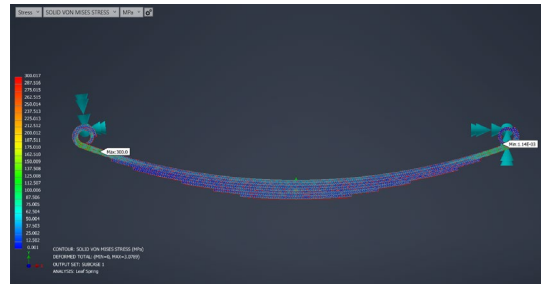
Ngoài ra, các giá trị chuyển vị - ứng suất lớn nhất và hệ số an toàn cho bốn trường hợp tải được tổng hợp ở Bảng 9. Xét về tổng thể, tải trọng là biến số quyết định đặc tính biến cấu và độ cứng của hệ thống. Các phân tích định lượng chỉ ra rằng trong điều kiện vận hành thực tế, chuyển vị và ứng suất tương đương Von-Mises có xu hướng tỉ lệ thuận với cường độ tải trọng, với biên độ gia tăng tuyến tính được kiểm soát dưới mức 50%. Song song đó, hệ số an toàn chỉ ghi nhận mức sụt giảm không đáng kể từ 3,9 xuống 2,7 và luôn dao động trong ngưỡng giá trị cho phép. Kết quả này khẳng định kết cấu nhíp lá hoàn toàn vận hành trong miền biến dạng đàn hồi, đáp ứng triệt để các tiêu chuẩn khắt khe về độ bền vật liệu và độ tin cậy vận hành.

Bảng 9. Kết quả phân tích phần tử hữu hạn

Tải trọng (N)	Chuyển vị (mm)	Ứng suất Von-Misses (MPa)	Hệ số an toàn
4.905	3,01	300,0	3,9
5.653	3,47	345,8	3,4
6.401	3,93	391,5	3,0
7.149	4,39	437,3	2,7

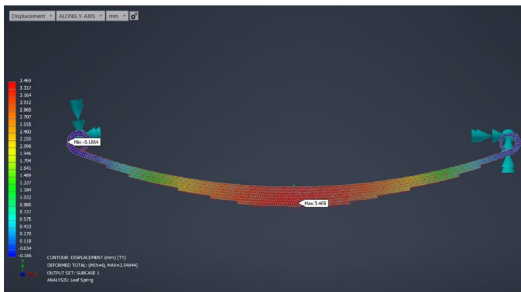


a) Chuyển vị

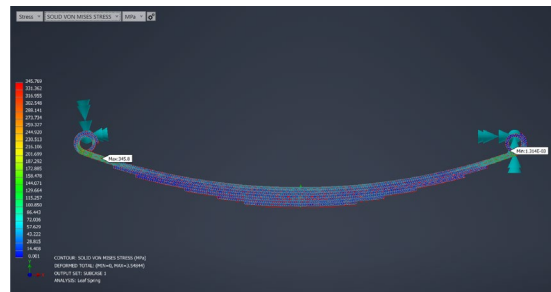


b) Ứng suất

Hình 10. Kết quả mô phỏng chuyển vị và ứng suất của hệ thống treo nhíp lá ở mức tải 4.905 N

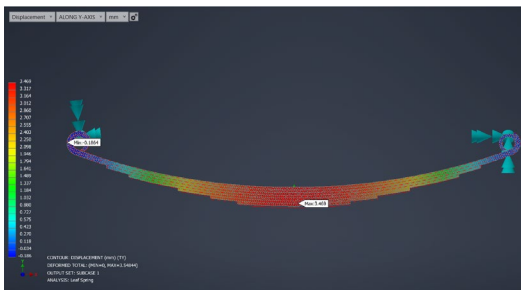


a) Chuyển vị

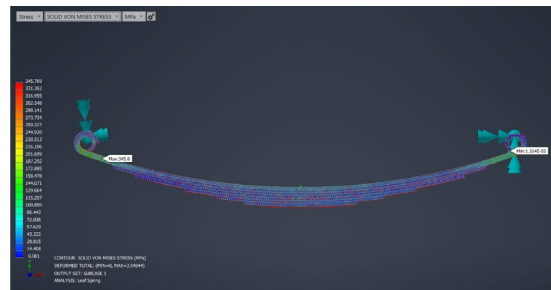


b) Ứng suất

Hình 11. Kết quả mô phỏng chuyển vị và ứng suất của hệ thống treo nhíp lá ở mức tải 5.653N



a) Chuyển vị

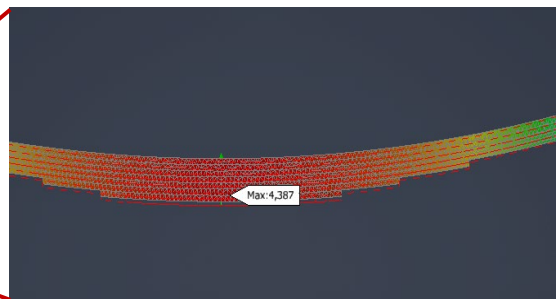


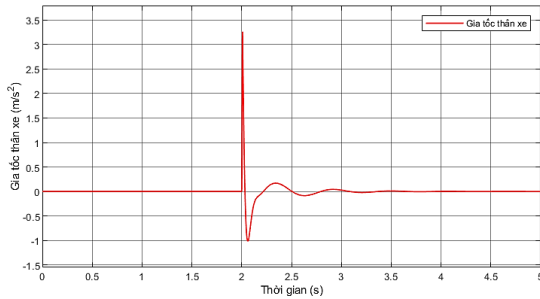
b) Ứng suất

Hình 12. Kết quả mô phỏng chuyển vị và ứng suất của hệ thống treo nhíp lá ở mức tải 6.401 N

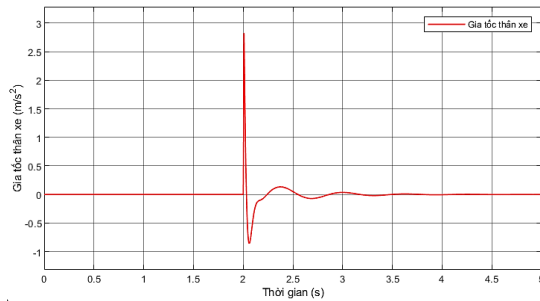


a) Chuyển vị

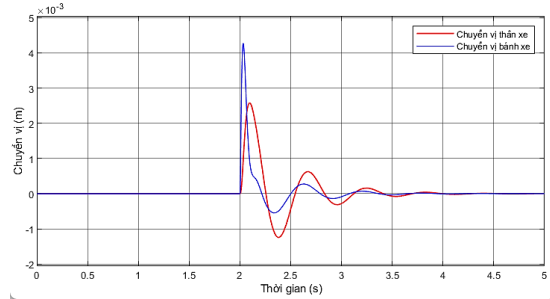




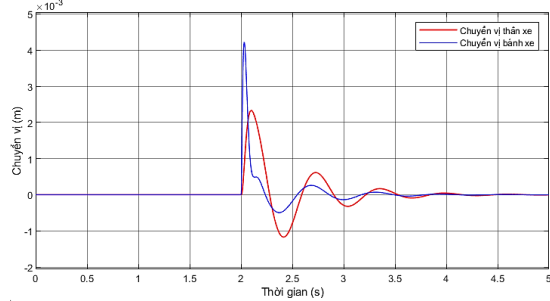
c) Gia tốc khi nửa tải (5.653 N)



e) Gia tốc khi toàn tải (6.041 N)



d) Chuyển vị khi nửa tải (5.653 N)



f) Chuyển vị khi toàn tải (6.041 N)

Hình 14. Kết quả mô phỏng động lực học hệ thống treo bị động một phần tư xe trong ba trường hợp

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, việc phân tích mô phỏng đặc tính chịu tải kết cấu và mô phỏng động lực học của hệ thống treo nhíp lá trên xe Toyota Land Cruiser HJ60LG-MZ đã được tiến hành với các trường hợp tải khác nhau.

Phần mềm Autodesk Inventor được sử dụng để mô phỏng chuyển vị và ứng suất của hệ thống treo nhíp lá với bốn mức tải khác nhau. Kết quả cho thấy chuyển vị cực đại của bốn trường hợp đều tập trung tại vị trí giữa của nhíp, nhưng ứng suất cực thì lại tập trung ở vùng lân cận mắt nhíp.

Phần mềm MABLAB/Simulink được sử dụng để phân tích động lực học mô hình một phần tư xe với ba trường hợp tải (không tải, nửa tải và toàn tải). Kết quả cho thấy chỉ số độ êm dịu chuyển động có sự chuyển biến tích cực từ ngưỡng “khó chịu” sang mức “hơi khá khó chịu”, điều này phù hợp với hệ thống treo bị động nhíp lá.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Ashok, D., Mallikarjun, M. V., & Mamilla, V. R. (2012). Design and structural analysis of composite multi leaf spring. *International Journal of Emerging trends in Engineering and Development*, 5(2), 30-37.

Kết quả nghiên cứu cung cấp những luận cứ khoa học quan trọng trong việc định lượng đặc tính động học của hệ thống treo nhíp lá dưới các kích bản tải trọng biến đổi. Đây là cơ sở dữ liệu thiết thực phục vụ công tác xác lập thông số kỹ thuật và tối ưu hóa thiết kế hệ thống treo trên các dòng xe thương mại. Trong giai đoạn tiếp theo, hướng nghiên cứu sẽ được mở rộng sang các hệ thống treo bán chủ động hoặc chủ động. Đồng thời, việc tích hợp các mô hình kích thích mặt đường ngẫu nhiên và điều kiện vận hành đa dạng sẽ được triển khai nhằm mục tiêu tiệm cận thực tế, từ đó nâng cao hiệu suất cách ly rung động và tối ưu hóa độ êm dịu chuyển động.

LỜI CẢM ƠN

Các tác giả xin chân thành cảm ơn đơn vị Phòng thực hành ô tô, Trường Bách Khoa, Đại học Cần Thơ đã tạo điều kiện về cơ sở vật chất, trang thiết bị và môi trường làm việc phục vụ cho quá trình nghiên cứu và mô phỏng.

Toyota Motor Corporation. (1989). *Land Cruiser Heavy Duty Repair Manual: Chassis & Body*. Toyota Motor Corporation.

Hà, Đ. V. (2021). Nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc và loại đường tới độ êm dịu của ô tô khách trang bị hệ thống treo khí nén. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải*, (10), 347-351.

- Huong, T. T. T., Long, N. M., & Anh, N. T. (2022). Mô phỏng dao động của hệ thống treo chủ động có xét đến sự ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành thủy lực. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ-Đại học Đà Nẵng*, 23-26.
- Imine, H., Delanne, Y., & M'sirdi, N. K. (2006). Road profile input estimation in vehicle dynamics simulation. *Vehicle System Dynamics*, 44(4), 285-303. <https://doi.org/10.1080/00423110500333840>
- Jamali, M. S., Ismail, K. A., Taha, Z., & Aiman, M. F. (2017). Development of Matlab Simulink model for dynamics analysis of passive suspension system for lightweight vehicle. *In Journal of Physics: Conference Series* (pp. ICADME 1-8). IPO Publishing. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/908/1/012066>
- Jiregna, I., & Sirata, G. (2020). A review of the vehicle suspension system. *Journal of Mechanical and Energy Engineering*, 4(2), 109-114. <https://doi.org/10.30464/jmee.2020.4.2.109>
- Ju Feng Special Steel Co., Ltd. (2025). *DIN 65Si7. Ju Feng Special Steel Co., Ltd.* https://www.jfs-steel.com/vi/steelDetail/DIN-65Si7.html?utm_source=chatgpt.com
- Lập, N. T., & Huyền, T. T. T. (2017). Phân tích các trạng thái chịu tải của bộ nhíp lá trên hệ thống treo ô tô dưới tác dụng của tải trọng kết hợp. *Tạp chí Khoa học Công nghệ*, 11(4), 69-74.
- Otkur, M., Alshammari, N., Abdullah, N., Alkandari, D., Thyab, H., & Alduwaisan, L. (2022). Optimization of Suspension System Parameters for a SUV. *Proceedings of the 8th World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (ICMIE pp. 1 - 8)*. Prague, Czech Republic
- Quân, V. H., & Chúc, L. H. (2020). Mô hình hóa và điều khiển hệ thống treo tích cực cho mô hình toàn xe. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Công nghiệp Hà Nội*, 56(2), 84-89.
- Quân, V. H., Ngọc, N. A., Lê Hồng Quân, H. Q. T., Hải, B. V., & Đức, N. T. (2023). So sánh hiệu suất làm việc hệ thống treo bán chủ động sử dụng giảm chấn từ hóa MR và treo bị động cho mô hình ¼ xe. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Công nghiệp Hà Nội*, 59(5), 82-87. <https://doi.org/10.57001/huih5804.2023.175>
- Saini, P., Goel, A., & Kumar, D. (2013). Design and analysis of composite leaf spring for light vehicles. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 2(5), 1-10.
- Shigley, J. E., Mitchell, L. D., & Saunders, H. (1985). *Mechanical engineering design*. McGraw-Hill, New York
- Singh, J., & Saha, S. (2015). Static structural analysis of suspension arm using finite element method. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 04(07), 402-206. <https://doi.org/10.15623/ijret.2015.0407064>
- Sivasankar, A., & Ramanathan, B. (2015). Design and numerical investigation of static and dynamic loading characters of heterogeneous model leaf spring. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 5(1), 143-162.
- Bureau of Indian Standards. (1982). Specification for steel for the manufacture of leaf springs. In (Vol. IS 3431). New Delhi, India: Bureau of Indian Standards.
- Tang, G., Li, J., Ding, C., & Zhang, Y. (2014). Sprung mass identification of suspension in a simplified model. *In SAE 2014 World Congress & Exhibition*. SAE Technical Paper. <https://doi.org/10.4271/2014-01-0051>
- Tadesse, B. A., & Fatoba, O. (2022). Design optimization and numerical analyses of composite leaf spring in a heavy-duty truck vehicle. *Materials Today: Proceedings*, 62, 2814-2821. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.367>
- Tín, L. C., & Đức, L. M. (2022). Ứng dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn trong phân tích độ bền nhíp lá xe tải nhẹ. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, 20(7), 64-70.
- Toyota Motor Sales Co., Ltd. (1988). *Land Cruiser 60 Series – Specifications: Vehicle type, weight, performance*. <https://autocatalogarchive.com/wp-content/uploads/2025/04/Toyota-Land-Cruiser-60-70-1988-JPN-.pdf>