

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT

BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP TRƯỜNG

**NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI
TRỌNG PHÂN BỐ, ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN
ĐỘ ÊM DỊU TRÊN Ô TÔ**

Mã số: T2024-06-02

Chủ nhiệm đề tài: CN. Hồ Tấn Trung
Đơn vị: Khoa Cơ khí
Chương trình đào tạo: Sư phạm Kỹ thuật Công nghiệp

Đà Nẵng, 12/2025

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT

BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP TRƯỜNG

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI
TRỌNG PHÂN BỐ, ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN
ĐỘ ÊM DỊU TRÊN Ô TÔ

Mã số: T2024-06-02

Xác nhận của cơ quan chủ trì đề tài
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG

Chủ nhiệm đề tài

PGS. TS. Võ Trung Hùng

CN. Hồ Tấn Trung

DANH SÁCH THÀNH VIÊN THAM GIA NGHIÊN CỨU

STT	Họ và tên	Đơn vị công tác và lĩnh vực chuyên môn
1	TS. Nguyễn Minh Tiến	Phòng Quản lý Khoa học và Hợp tác Quốc tế Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng Chuyên ngành: Cơ khí Động lực
2	TS. Bùi Văn Hùng	Khoa: Cơ khí Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng Chuyên ngành: Cơ khí Động lực
3	ThS. Đỗ Phú Ngưu	Khoa: Cơ khí Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng Chuyên ngành: Cơ khí Động lực

MỤC LỤC

DANH SÁCH HÌNH ẢNH	iii
DANH SÁCH CÁC BẢNG	v
DANH SÁCH CÁC CHỮ VIẾT TẮT	vi
MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG 1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA PHÂN BỐ TẢI TRỌNG VÀ ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU Ô TÔ.....	4
1.1. Tính êm dịu chuyển động	4
1.2. Mô hình dao động và ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến hệ thống treo ô tô.....	4
1.2.1. Mô hình dao động của ô tô trong không gian.....	4
1.2.2. Khối lượng được treo và khối lượng không được treo trong hệ thống treo ô tô...5	
1.2.3. Ảnh hưởng của khối lượng được treo và khối lượng không được treo đến độ êm dịu chuyển động.....	5
1.2.4. Ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến trạng thái làm việc của hệ thống treo.....	6
1.2.5. Ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến dao động thân xe và độ êm dịu chuyển động	7
1.3. Cơ sở lý thuyết đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố và hệ thống treo đến tần số dao động riêng và độ êm dịu ô tô.....	8
1.4. Ảnh hưởng của bố trí hệ truyền động điện đến động lực học kéo của hệ thống treo và dao động ô tô.....	13
1.4.1. Phương án bố trí hệ thống động lực, phương pháp thay đổi tải trọng xe điện sau khi chuyển đổi	13
1.4.2. Ảnh hưởng của bố trí bộ pin đến phân bố tải trọng và động lực học kéo của hệ thống treo	15
1.5. Cơ sở lý thuyết về điều kiện xây dựng mô hình dao động.....	17
1.5.1. Cơ sở lý thuyết.....	17
1.6. Cơ sở lý thuyết về độ êm dịu và ảnh hưởng dao động đến con người	20
1.6.1. Ảnh hưởng và cơ chế tác động đến cơ thể người	20
1.6.1.1 Cơ chế tác động của hệ thống treo lên cơ thể người:	20
1.6.1.2 Ảnh hưởng của hệ thống treo đối với cơ thể con người:.....	21
1.6.2. Các chỉ tiêu đánh giá	22
1.6.3. Các hướng nghiên cứu của hệ thống treo	28
CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC TOÀN XE ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU.....	31

2.1. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình mô phỏng dao động ô tô	31
2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống treo.....	33
2.3. Thiết lập các trường hợp mô phỏng phân bố tải trọng sau khi chuyển đổi sang động cơ điện	39
CHƯƠNG 3. ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA PHÂN BỐ TẢI TRỌNG VÀ ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN DAO ĐỘNG Ô TÔ	42
3.1. Đánh giá ảnh hưởng của trường hợp xe nguyên bản đến dao động ô tô.....	42
3.1.1. Tần số dao động riêng trường hợp xe nguyên bản khi chiều cao bộ thử được đặt ở $h = 120$ mm.....	42
3.2. Đánh giá ảnh hưởng của các trường hợp bố trí pin đến phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo đến dao động ô tô	43
3.2.1. Tần số dao động riêng khi chiều cao bộ thử được đặt ở $h = 120$ mm trong các trường hợp thay đổi vị trí lắp đặt bộ pin.....	43
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN ĐỀ TÀI	52
Kết luận.....	52
Hướng phát triển đề tài	53
TÀI LIỆU THAM KHẢO	54
THUYẾT MINH ĐỀ TÀI
HỢP ĐỒNG TRIỂN KHAI THỰC HIỆN
GIẤY XÁC NHẬN PHỐI HỢP THỰC HIỆN VÀ SỬ DỤNG SẢN PHẨM SAU KHI HOÀN THÀNH ĐỀ TÀI CẤP TRƯỜNG.....
BẢNG DANH MỤC MINH CHỨNG SẢN PHẨM ĐỀ TÀI
BỘ MINH CHỨNG SẢN PHẨM ĐỀ TÀI.....

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1. 1 Hệ dao động không gian của ô tô 2 cầu	4
Hình 1. 2 Mô hình hóa khối lượng được treo	5
Hình 1. 3 Mô hình hóa khối lượng không được treo	6
Hình 1. 4 Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo	7
Hình 1. 5 Sơ đồ dao động tương đương của Ô tô	7
Hình 1. 6 Dao động đơn giản trên Ô tô	8
Hình 1. 7 Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước	12
Hình 1. 8 Hệ thống truyền lực của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện	15
Hình 1. 9 Mô hình cơ khí đơn giản đại diện cho cơ thể người đứng trên mặt phẳng dao động theo chiều dọc	21
Hình 1. 10 Mô hình dao động ô tô	24
Hình 1. 11 Giới hạn của gia tốc thẳng đứng cho phép theo khoảng thời gian	25
Hình 1. 12 Giới hạn của gia tốc ngang cho phép theo khoảng thời gian	26
Hình 1. 13 Vùng khuyến cáo sức khỏe tiếp xúc với dao động (ISO 2631-1:1997)	27
Hình 1. 14 Vùng chỉ dẫn sức khỏe theo ISO 2631 và TCVN 694	28
Hình 2. 1 Phương pháp xác định chu kỳ dao động riêng dựa trên kết quả đường cong dao động tắt dần của thân xe [6]	33
Hình 2. 2 Thông số kỹ thuật để tạo dao động theo Phương pháp 1 [6]	34
Hình 2. 3 Đặc tính của phần tử lò xo hệ thống treo trước	35
Hình 2. 4 Đặc tính của phần tử giảm chấn hệ thống treo trước	36
Hình 2. 5 Đặc tính của phần tử lò xo hệ thống treo sau	36
Hình 2. 6 Đặc tính của các phần tử giảm chấn trong hệ thống treo sau	37
Hình 2. 7 Thông số kỹ thuật cơ bản của xe	39
Hình 2. 8 Biểu diễn vị trí lắp đặt pin	40
Hình 3. 1 Đồ thị gia tốc của cầu trước	42
Hình 3. 2 Đồ thị gia tốc của cầu sau	43
Hình 3. 3 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 1	44
Hình 3. 4 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 1	45
Hình 3. 5 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 2	46
Hình 3. 6 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 2	46

Hình 3. 7 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 3	47
Hình 3. 8 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 3.....	47

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 1. 1 dưới đây thể hiện so sánh khối lượng và phân bố tải trọng của xe trước và sau khi chuyển đổi sang hệ thống truyền động điện.....	16
Bảng 1. 2 Mức độ ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe con người ứng với các dải tần số khác nhau	22
Bảng 1. 3 (Phụ lục C – ISO 2631-1: 1997)	27
Bảng 2. 1 Thiết lập điều kiện mô phỏng hệ thống treo	38
Bảng 2. 2 Các thông số mô phỏng của xe nguyên bản.....	39
Bảng 2. 3 Các trường hợp bố trí bộ pin phục vụ mô phỏng động lực học	41
Bảng 3. 1 Đánh giá tương quan giữa các trường hợp mô phỏng	48

DANH SÁCH CÁC CHỮ VIẾT TẮT

BEV	Battery Electric Vehicle – Xe điện chạy bằng pin
FCEV	Fuel Cell Electric Vehicle – Xe điện chạy bằng pin nhiên liệu
HEV	Hybrid Electric Vehicle – Xe điện Hybrid
PHEV	Plug-in Hybrid Electric Vehicle – Xe điện lai có cắm điện
QCVN	Quy Chuẩn Việt Nam
TCVN	Tiêu Chuẩn Việt Nam

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung:

- Mã số: T2024-06-02

- Tên đề tài: Nghiên Cứu Đánh Giá Ảnh Hưởng Của Tải Trọng Phân Bố, Đặc Tính Hệ Thống Treo Đến Độ Êm Dịu Trên Ô Tô.

- Chủ nhiệm: Hồ Tấn Trung

- Thành viên tham gia:

1) TS. Nguyễn Minh Tiến, Phòng Quản lý Khoa học và Hợp tác Quốc tế, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật.

2) TS. Bùi Văn Hùng, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật.

3) ThS. Đỗ Phú Nguru, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật.

- Cơ quan chủ trì: Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật

- Thời gian thực hiện: 1/2025 - 12/2025

2. Mục tiêu:

Đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính độ cứng của các phần tử đàn hồi trong hệ thống treo đến tần số dao động riêng, nhằm cung cấp cơ sở khoa học cho việc thiết kế và hiệu chỉnh hệ thống treo, đảm bảo độ êm dịu và an toàn cho phương tiện.

3. Tính mới và sáng tạo:

Số lượng phương tiện cá nhân ngày càng tăng, đòi hỏi nâng cao trải nghiệm thoải mái cho người lái và hành khách. Đồng thời, việc chuyển đổi từ xe sử dụng nhiên liệu truyền thống sang xe điện là cần thiết để giảm ô nhiễm môi trường, hướng tới mục tiêu phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050.

Khi chuyển đổi từ xe truyền thống sang xe điện, các thay đổi về trọng lượng, phân bố tải trọng và đặc tính đàn hồi của hệ thống treo ảnh hưởng đến tần số dao động riêng, cần được đánh giá lại. Tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT đóng vai trò quan trọng trong việc kiểm định xe trước khi xuất xưởng, yêu cầu tần số dao động riêng đạt tiêu

chuẩn trước khi xe được phép hoạt động. Nghiên cứu này xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống treo, hiệu chuẩn trên mô hình động lực học toàn xe và đánh giá theo tiêu chuẩn này.

4. Tóm tắt kết quả nghiên cứu:

Nghiên cứu đã phân tích tần số dao động riêng của xe HONDA Civic 1.8L sau khi được chuyển đổi sang xe điện. Quá trình chuyển đổi, đặc biệt là việc bổ sung hệ thống pin, làm thay đổi đáng kể phân bố tải trọng của xe, từ đó ảnh hưởng đến tần số dao động riêng. Các mô phỏng được thực hiện theo tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT với ba cấu hình bố trí pin khác nhau. Kết quả cho thấy tần số dao động riêng cầu trước tăng từ 10,7% đến 18,4% (so với giá trị gốc 1,96 Hz), trong khi cầu sau giảm từ 26,5% đến 28,5% (so với 2,00 Hz). Tuy nhiên, tất cả các giá trị đều nằm trong giới hạn cho phép của tiêu chuẩn (2,5 Hz). Trong các cấu hình, trường hợp 3, khi pin được bố trí xa nhất so với cầu trước, cho kết quả cân bằng nhất (2,17 Hz tại cầu trước và 1,43 Hz tại cầu sau) và được xem là bố trí tối ưu, giúp giảm rung động và đảm bảo tuân thủ quy chuẩn kỹ thuật.

5. Tên sản phẩm:

1. Optimizing Battery Based on the Evaluation of the Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies.

2. A numerical study on the effects of NH_3/H_2 fuel blends in a spark-ignition engine.

5.1 Sản phẩm:

[1] H. T. T. Trinh Phan Minh Vu, "Optimizing Battery Based on the Evaluation of the Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies," *Journal of Science and Development Economics*.

Link minh chứng thuộc danh mục HDGSNN
http://hdgsnn.gov.vn/files/anhbaiviet/files/DMTC%202025/3-HD%20CK-DL-DMTC%202025_0001.pdf.

[2] Nguyen Minh Tien, Ho Tan Trung, Nguyen The Kiet, Nguyen Anh Triet, Nguyen Duc Binh, and N. T. Cong, "A numerical study on the effects of NH_3/H_2 fuel blends in a spark-ignition engine," in *2025 10th International Scientific Conference on Applying New Technology in Green Buildings (ATiGB)*, 2025, pp. 61-66.

Link

bài

báo:<https://drive.google.com/drive/folders/140V6WXhE5bmM57anuyEC4tdsZMCZwS4L>

Link

minh

chứng

thuộc

danh

mục

HĐGSNN

http://hdgsnn.gov.vn/files/anhbaiviet/files/DMTC%202025/3-HD%20CK-DL-DMTC%202025_0001.pdf.

6. Hiệu quả, phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu và khả năng áp dụng:

6.1 Hiệu quả giáo dục - đào tạo

Bổ sung kiến thức chuyên môn: Cung cấp nền tảng lý thuyết về ảnh hưởng của tải trọng và hệ thống treo đến độ êm dịu, giúp sinh viên, hiểu rõ hơn về cơ học ô tô, dao động và động lực học phương tiện.

Nâng cao kỹ năng nghiên cứu và thực hành: Hỗ trợ sinh viên tiếp cận các phương pháp mô phỏng, đo đạc thực tế trên xe, góp phần phát triển tư duy phân tích và giải quyết vấn đề kỹ thuật.

Làm tài liệu giảng dạy và tham khảo: Kết quả nghiên cứu có thể được tích hợp vào các môn học như Động lực học ô tô, Hệ thống treo và Dao động ô tô, giúp nâng cao chất lượng đào tạo trong lĩnh vực cơ khí động lực.

Hỗ trợ phát triển đề án, luận văn: Đề tài cung cấp cơ sở dữ liệu và hướng nghiên cứu hữu ích cho các đề án tốt nghiệp, luận văn thạc sĩ, luận án tiến sĩ về hệ thống treo, tải trọng phân bố và độ êm dịu của xe.

6.2 Hiệu quả kinh tế - xã hội

Cải thiện chất lượng xe thương mại và xe chuyên dụng: Kết quả nghiên cứu giúp tối ưu hóa thiết kế hệ thống treo, phân bố tải trọng hợp lý nhằm tăng cường độ êm dịu, góp phần nâng cao chất lượng phương tiện, đáp ứng tiêu chuẩn an toàn và thoải mái cho người dùng.

Tăng cường hiệu suất vận hành: Việc phân bố tải trọng hợp lý giúp cải thiện khả năng vận hành của xe, nâng cao hiệu suất sử dụng phương tiện.

Nâng cao trải nghiệm người dùng: Độ êm dịu cao giúp cải thiện sự thoải mái cho hành khách và người lái, đặc biệt quan trọng với xe khách, xe buýt và các phương tiện vận tải đường dài.

6.3 Phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu và địa chỉ ứng dụng

Phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu: chuyển giao theo hình thức bàn giao trực tiếp cho đơn vị sử dụng: thư viện số/điện tử của nhà trường

Địa chỉ ứng dụng: Khoa Cơ Khí, bộ môn Cơ Khí Ô Tô, Lý thuyết Ô tô, 20 sinh viên. 48 Cao Thắng, P. Thanh Bình, Quận Hải Châu, Thành phố. Đà Nẵng.

Ngày 22 tháng 05 năm 2026

TM. Hội đồng Khoa
Chủ tịch
(ký, họ và tên)

Chủ nhiệm đề tài

CN. Hồ Tấn Trung

XÁC NHẬN CỦA TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG

PGS. TS. Võ Trung Hùng

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information:

Project title: T2024-06-02

Code number: Study on the Evaluation of the Influence of Load Distribution and Suspension System Characteristics on Vehicle Ride Comfort

Coordinator: Ho Tan Trung

Implementing institution:

- 1) Dr. Nguyen Minh Tien, Department of Science Management and International Cooperation, University of Technology and Education.
- 2) Dr. Bui Van Hung, Faculty of Mechanical Engineering, University of Technology and Education.
- 3) MSc. Do Phu Nguu, Faculty of Mechanical Engineering, University of Technology and Education.

Host Institution: University of Technology and Education

Duration: from 1/2025 to 12/2025

2. Objective(s):

To evaluate the influence of load distribution and stiffness characteristics of elastic suspension elements on the natural vibration frequency, providing a scientific basis for suspension system design and tuning to ensure ride comfort and vehicle safety.

3. Creativeness and innovativeness:

The rapid increase in personal vehicles demands enhanced comfort for drivers and passengers. Meanwhile, the transition from conventional fuel vehicles to electric vehicles (EVs) is essential to reduce environmental pollution and move toward the goal of net-zero emissions by 2050. When converting from conventional vehicles to EVs, changes in total weight, load distribution, and suspension elasticity characteristics significantly affect the natural vibration frequency and need to be reassessed. The national standard QCVN 09:2011/BGTVT plays an important role in vehicle inspection before production release, requiring compliance of natural frequency criteria. This study develops a suspension system simulation model, calibrates it using a full-vehicle dynamic model, and evaluates performance based on the above standard.

4. Research results:

The study analyzed the natural frequencies of a HONDA Civic 1.8L after being converted into an electric vehicle (EV). The conversion process, particularly the addition of the battery system, significantly altered the vehicle's load distribution, thereby affecting its natural vibration frequencies. Simulations were carried out in accordance with QCVN 09:2011/BGTVT, evaluating three different battery configurations. The results showed that the front axle's natural frequency increased by 10.7% to 18.4% (compared to the original 1.96 Hz), while the rear axle's frequency decreased by 26.5% to 28.5% (from 2.00 Hz). However, all values remained within the allowable limit of 2.5 Hz specified by the standard. Among the configurations, Case 3, where the battery was positioned farthest from the front axle, produced the most balanced results (2.17 Hz at the front axle and 1.43 Hz at the rear axle), and was identified as the optimal layout, helping to reduce vibration and ensure compliance with technical standards.

5. Products:

1. Optimizing Battery Based on the Evaluation of the Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies.
2. A numerical study on the effects of NH₃/H₂ fuel blends in a spark-ignition engine.

5.1. Products:

[1] H. T. T. Trinh Phan Minh Vu, "Optimizing Battery Based on the Evaluation of the Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies," Journal of Science and Development Economics.

Evidence link belongs to category HDGSNN:
http://hdgsnn.gov.vn/files/anhbaiviet/files/DMTC%202025/3-HD%20CK-DL-DMTC%202025_0001.pdf.

[2] Nguyen Minh Tien, Ho Tan Trung, Nguyen The Kiet, Nguyen Anh Triet, Nguyen Duc Binh, and N. T. Cong, "A numerical study on the effects of NH₃/H₂ fuel blends in a spark-ignition engine," in 2025 10th International Scientific Conference on Applying New Technology in Green Buildings (ATiGB), 2025, pp. 61-66.

Article link:

<https://drive.google.com/drive/folders/140V6WXhE5bmM57anuyEC4tdsZMCZwS4L>

Evidence link belongs to category:
http://hdgsnn.gov.vn/files/anhbaiviet/files/DMTC%202025/3-HD%20CK-DL-DMTC%202025_0001.pdf.

6. Effects, transfer alternatives of research results and applicability:

6.1. Educational Effectiveness

Enhancing professional knowledge: Provides theoretical background on the influence of load distribution and suspension systems on ride comfort, helping students better understand vehicle mechanics, vibration, and dynamics.

Developing research and practical skills: Supports students in applying simulation and on-vehicle measurement methods, fostering analytical and problem-solving skills in engineering.

Teaching and reference material: Research results can be integrated into courses such as Automotive Dynamics, Suspension Systems, and Vehicle Vibration, contributing to improved training quality in automotive engineering.

Supporting student projects and theses: The study provides valuable datasets and directions for graduation projects, master's theses, and doctoral dissertations on suspension systems, load distribution, and vehicle ride comfort.

6.2. Economic and Social Effectiveness

Improving vehicle quality: Research results contribute to optimizing suspension design and load distribution to enhance ride comfort, improving overall vehicle quality and meeting safety and comfort standards.

Enhancing operational efficiency: Proper load distribution improves vehicle handling and performance, leading to better fuel efficiency and durability.

Enhancing user experience: Improved ride comfort increases passenger and driver satisfaction, especially for passenger cars, buses, and long-distance transport vehicles.

6.3. Research Transfer Method and Application Site

Transfer Method: Direct handover to the user unit via the university's digital/electronic library system.

Application Site: Faculty of Mechanical Engineering – Department of Automotive Engineering, subject: Automotive Theory. For approximately 20 students.
Address: 48 Cao Thắng Street, Thanh Bình Ward, Hải Châu District, Da Nang City.

MỞ ĐẦU

Trong những năm gần đây, cùng với quá trình đô thị hóa và gia tăng nhanh số lượng phương tiện giao thông, các vấn đề liên quan đến ô nhiễm môi trường, an toàn vận hành và chất lượng chuyển động của ô tô ngày càng được quan tâm. Bên cạnh các chỉ tiêu truyền thống như công suất động cơ, hiệu suất nhiên liệu và mức phát thải, độ êm dịu chuyển động đã trở thành một trong những tiêu chí quan trọng phản ánh chất lượng vận hành và mức độ thoải mái của hành khách, đặc biệt đối với các phương tiện vận tải hành khách như xe buýt, xe du lịch và xe khách đường dài. Độ êm dịu không chỉ ảnh hưởng đến cảm giác thoải mái của người sử dụng mà còn tác động trực tiếp đến độ ổn định chuyển động, độ bền kết cấu và an toàn khai thác của phương tiện.

Độ êm dịu chuyển động của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Trong đó, hệ thống treo và tải trọng phân bố giữa các cầu xe đóng vai trò quyết định do ảnh hưởng trực tiếp đến độ võng tĩnh, độ cứng tương đương và tần số dao động riêng của phương tiện. Vì vậy, việc nghiên cứu, mô phỏng và đánh giá mối quan hệ giữa phân bố tải trọng, đặc tính hệ thống treo và độ êm dịu chuyển động có ý nghĩa quan trọng trong quá trình thiết kế, cải tiến và tối ưu hóa đặc tính vận hành của ô tô.

Trong bối cảnh xu hướng chuyển đổi sang giao thông xanh và phát triển phương tiện sử dụng năng lượng sạch đang được thúc đẩy mạnh mẽ, quá trình chuyển đổi xe sử dụng động cơ đốt trong sang xe điện trở thành một giải pháp quan trọng nhằm giảm phát thải khí nhà kính và hướng tới mục tiêu phát thải ròng bằng “0”. Tuy nhiên, việc chuyển đổi sang hệ truyền động điện yêu cầu bổ sung bộ pin kéo và các thiết bị điện công suất có khối lượng lớn, dẫn đến sự thay đổi đáng kể về khối lượng tổng thể, phân bố tải trọng và vị trí trọng tâm của phương tiện. Những thay đổi này ảnh hưởng trực tiếp đến động học kéo của hệ thống treo, trạng thái làm việc của các phần tử đàn hồi và giảm chấn, đồng thời làm biến đổi tần số dao động riêng và đặc tính dao động của thân xe.

Hiện nay, phần lớn các nghiên cứu về ô tô điện chủ yếu tập trung vào hiệu suất năng lượng, khả năng truyền lực kéo và phạm vi hoạt động của phương tiện. Trong khi đó, các nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng sau chuyển đổi sang hệ truyền động điện đến dao động thân xe và độ êm dịu chuyển động vẫn còn hạn chế, đặc biệt đối với các phương tiện cải tạo từ xe động cơ đốt trong sang xe điện. Do

đó, việc nghiên cứu ảnh hưởng của tải trọng phân bố và đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động là cần thiết, không chỉ nhằm bảo đảm khả năng vận hành an toàn và ổn định của phương tiện sau cải tạo mà còn góp phần nâng cao chất lượng chuyển động và sự thoải mái cho người sử dụng.

Sự thay đổi phân bố tải trọng trên ô tô không chỉ ảnh hưởng đến tải trọng tác dụng lên từng cầu xe mà còn làm thay đổi trạng thái làm việc của hệ thống treo thông qua độ võng tĩnh và đặc tính đàn hồi của các phần tử treo. Khi tải trọng phân bố thay đổi, tần số dao động riêng của hệ thống treo cũng thay đổi theo, kéo theo sự biến đổi đặc tính dao động của thân xe và độ êm dịu chuyển động của phương tiện. Trong quá trình chuyển đổi sang hệ truyền động điện, việc bổ sung bộ pin kéo có khối lượng lớn làm gia tăng đáng kể tải trọng tổng thể và thay đổi vị trí trọng tâm của ô tô. Những thay đổi này ảnh hưởng trực tiếp đến động học kéo của hệ thống treo, khả năng truyền lực kéo, độ ổn định chuyển động cũng như mức độ rung động truyền lên thân xe. Vì vậy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu có ý nghĩa quan trọng trong quá trình cải tạo và tối ưu hóa ô tô điện.

Xuất phát từ những yêu cầu thực tiễn và cơ sở khoa học nêu trên, nhóm tác giả lựa chọn thực hiện đề tài: “Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố, đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu trên ô tô.”

1. Mục tiêu đề tài

Phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến độ êm dịu của ô tô, đặc biệt là sự thay đổi của tải trọng và đặc tính hệ thống treo.

Xây dựng mô hình mô phỏng dao động ô tô dựa trên mô hình dao động toàn xe để đánh giá độ êm dịu theo các tiêu chuẩn Việt Nam.

Đánh giá định lượng ảnh hưởng của tải trọng phân bố (cầu trước – cầu sau) và thông số hệ thống treo (độ cứng, hệ số giảm chấn) đến gia tốc dao động thân xe và cảm nhận thoải mái của người ngồi.

Đề xuất giải pháp cải thiện đặc tính hệ thống treo nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động cho xe.

2. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là xe du lịch sử dụng hệ thống treo độc lập, được phân tích trong điều kiện thay đổi phân bố tải trọng sau khi chuyển đổi sang hệ truyền động điện.

Phạm vi nghiên cứu:

Xem xét dao động trong mặt phẳng dọc (dao động thẳng đứng và lắc dọc).

Phân tích ảnh hưởng của tải trọng phân bố và thông số hệ thống treo.

Đánh giá dao động dựa trên tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với ô tô.

Không xét đến tác động của hệ thống lái, phanh và các yếu tố khí động học.

3. Phương pháp nghiên cứu

Sử dụng thế mạnh của công cụ mô phỏng để thực hiện nghiên cứu.

4. Cấu trúc báo cáo tổng kết

Báo cáo tổng kết gồm các nội dung như sau:

Chương 1: Cơ sở lý thuyết về đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu ô tô

Chương 2: Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình mô phỏng động lực học toàn xe đánh giá độ êm dịu

Chương 3: Đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo đến dao động ô tô

CHƯƠNG 1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA PHÂN BỐ TẢI TRỌNG VÀ ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU Ô TÔ

1.1. Tính êm dịu chuyển động

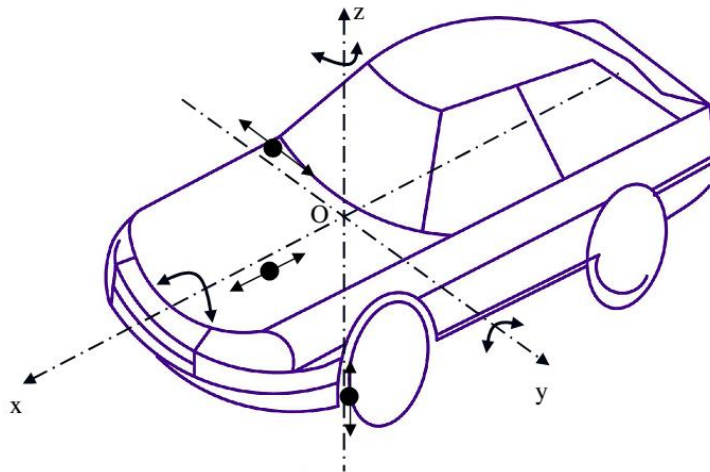
Khi ô tô di chuyển trên mặt đường không bằng phẳng, các kích thích dao động từ độ mấp mô truyền lên xe, ảnh hưởng tiêu cực đến độ bền kết cấu, sự an toàn hàng hóa và cảm giác thoải mái của hành khách. Thực tế cho thấy khi chạy trên đường xấu, ô tô tải có thể giảm 40–50% vận tốc trung bình, tăng 50–70% tiêu hao nhiên liệu và làm giảm đáng kể hiệu quả khai thác.

Dao động kéo dài còn gây ảnh hưởng xấu đến hệ thần kinh người sử dụng. Vì vậy, độ êm dịu chuyển động là một chỉ tiêu quan trọng trong đánh giá chất lượng ô tô.

Chỉ tiêu này phụ thuộc chủ yếu vào đặc tính hệ thống treo, bố trí tổng thể xe, điều kiện mặt đường và kỹ năng điều khiển của người lái.

1.2. Mô hình dao động và ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến hệ thống treo ô tô

1.2.1. Mô hình dao động của ô tô trong không gian



Hình 1. 1 Hệ dao động không gian của ô tô 2 cầu

Hệ dao động của ô tô khi chuyển động là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp, Hình 1. 1. Hệ dao động của ô tô khi chuyển động được xem là một hệ nhiều bậc tự do với đặc tính động lực học phức tạp. Để thuận lợi cho việc phân tích và xác định các nguyên nhân gây dao động chủ yếu, hệ thường được phân tách thành các dao động thành phần theo từng mặt phẳng tọa độ. Trong mặt phẳng XZ, chuyển động gồm dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng (trục Z) và dao động quay quanh trục Y. Tương tự,

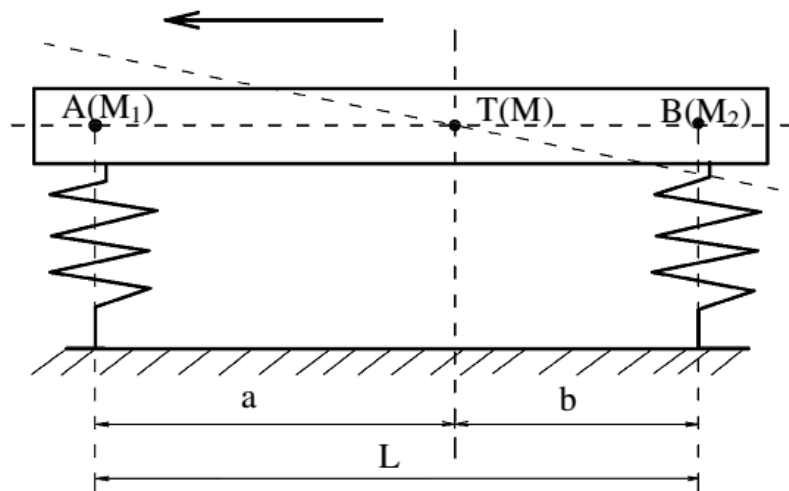
trong các mặt phẳng XY và ZY tồn tại các dao động theo phương ngang, phương dọc và các chuyển động quay quanh các trục tương ứng. Tuy tất cả các dạng dao động đều có ảnh hưởng nhất định, nhưng kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy dao động trong mặt phẳng XZ đóng vai trò chi phối đối với đánh giá độ êm dịu chuyển động, trong khi các thành phần còn lại thường nhỏ hơn và có thể được bỏ qua trong các mô hình tính toán đơn giản.

1.2.2. Khối lượng được treo và khối lượng không được treo trong hệ thống treo ô tô

Trong sơ đồ dao động, người ta chia khối lượng của ô tô thành hai phần: Khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m.

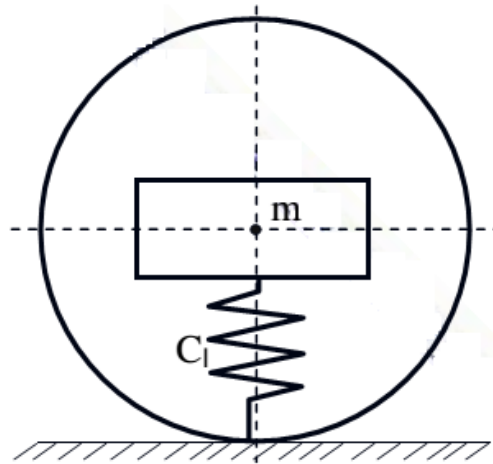
1.2.3. Ảnh hưởng của khối lượng được treo và khối lượng không được treo đến độ êm dịu chuyển động

Khối lượng được treo M bao gồm các cụm và chi tiết mà tải trọng của chúng truyền qua hệ thống treo, như khung xe, thùng xe, cabin, động cơ, hộp số và các bộ phận liên quan. Các cụm này được liên kết với nhau thông qua các phần tử đàn hồi như cao su kỹ thuật hoặc vật liệu đệm nhằm giảm chấn và hạn chế truyền rung. Mặc dù từng chi tiết trong thực tế đều có khả năng biến dạng riêng, song mức độ biến dạng này tương đối nhỏ so với biến dạng của hệ thống treo nên thường được bỏ qua khi xây dựng mô hình. Vì vậy, trong mô hình dao động tương đương, khối lượng được treo được giả thuyết là một vật rắn tuyệt đối, tập trung tại trọng tâm T, có thể biểu diễn bằng phần tử tương đương nối giữa hai vị trí cầu trước và cầu sau, với phân bố khối lượng đặc trưng thông qua các khoảng cách hình học tương ứng được thể hiện qua các kích thước a, b Hình 1.2.



Hình 1. 2 Mô hình hóa khối lượng được treo

Khối lượng không được treo m bao gồm các bộ phận không trực tiếp truyền tải qua hệ thống treo, điển hình như cầu xe, cụm bánh xe, các chi tiết của hệ truyền lực cuối và một phần trục các đăng. Tương tự như khối lượng được treo, ảnh hưởng của biến dạng cục bộ và các liên kết đàn hồi giữa các bộ phận này thường không được xét đến trong mô hình hóa do giá trị nhỏ. Do đó, trong mô hình dao động, phần khối lượng không được treo được lý tưởng hóa như một vật rắn đồng nhất, với khối lượng tập trung tại tâm bánh xe, nhằm phục vụ cho việc phân tích đặc tính dao động và đáp ứng động lực học của hệ thống được thể hiện như ở Hình 1.3



Hình 1. 3 Mô hình hóa khối lượng không được treo

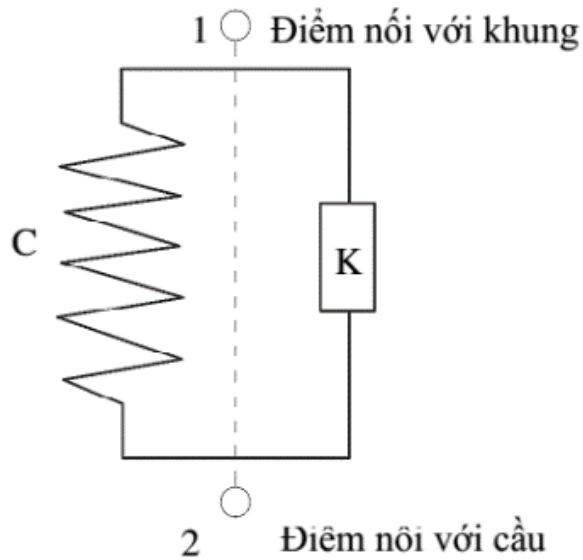
1.2.4. Ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến trạng thái làm việc của hệ thống treo

Tỷ số giữa khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m gọi là hệ số khối lượng d .

$$d = \frac{M}{m} \quad (1.1)$$

Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn tới tính êm dịu chuyển động. Giảm khối lượng không được treo sẽ giảm được lực va đập truyền lên khung vỏ, còn tăng khối lượng được treo sẽ giảm được dao động khung vỏ, cho nên trong quá trình thiết kế xe, người ta có khuynh hướng tăng hệ số này, mà trước hết là giảm trọng lượng phần không được treo.

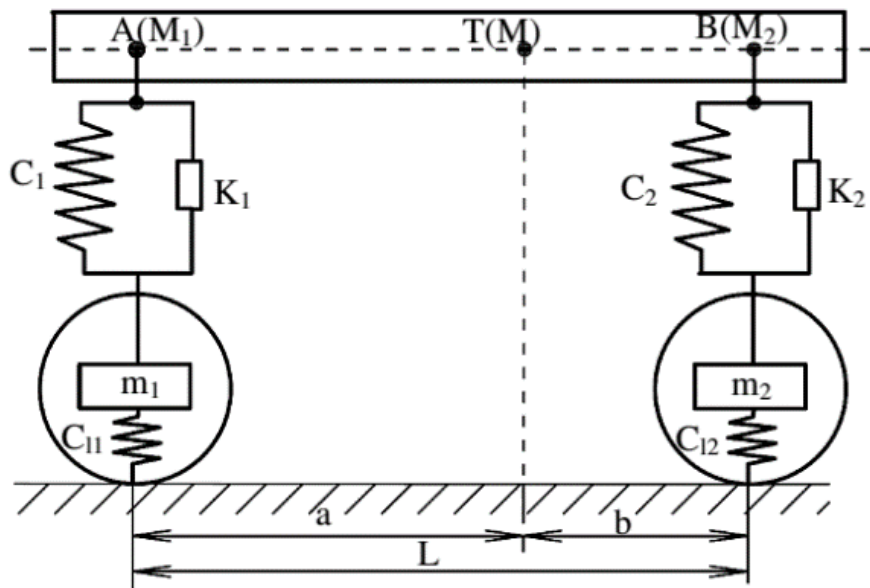
Thông thường $d = 6,5 \div 7,5$ đối với xe du lịch khi đầy tải và bằng $4 \div 5$ đối với xe vận tải đầy tải.



Hình 1. 4 Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo

1.2.5. Ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến dao động thân xe và độ êm dịu chuyển động

Trong sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo thì bộ phận đàn hồi của hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng C_1 và bộ phận giảm chấn với đại lượng đặc trưng là hệ số cản K . Hệ thống treo được biểu diễn như ở hình 1. 5. Điểm 1 là điểm nối hệ thống treo với khung xe, còn điểm 2 là điểm đặt của hệ thống treo lên cầu xe. Với những khái niệm vừa nêu trên, hệ dao động của ô tô hai cầu được biểu diễn trên Hình 1.5.



Hình 1. 5 Sơ đồ dao động tương đương của Ô tô

Trong đó:

M - Khối lượng được treo toàn bộ của ô tô .

M_1, M_2 - Khối lượng được treo được phân ra cầu trước và cầu sau.

m_1, m_2 - Khối lượng không được treo của cầu trước và cầu sau.

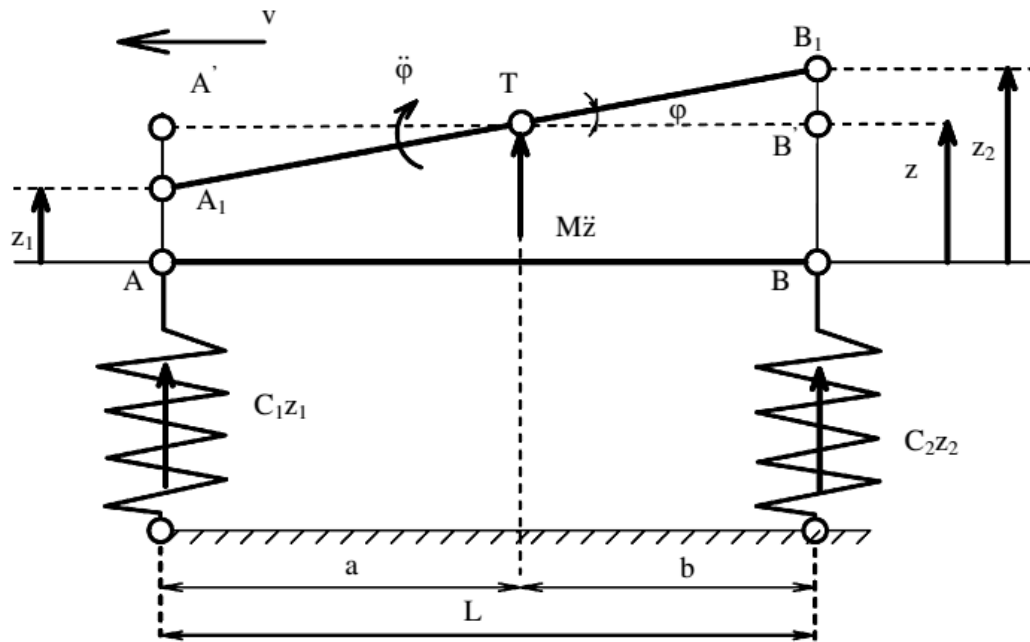
C_1, C_2 - Hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau.

C_{11}, C_{12} - Hệ số cứng của lớp trước và lớp sau.

K_1, K_2 - Hệ số cản của thành phần cản của hệ thống treo trước và sau.

1.3. Cơ sở lý thuyết đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố và hệ thống treo đến tần số dao động riêng và độ êm dịu ô tô

Để xác lập được quy luật dao động của ô tô, ta xét sơ đồ dao động đơn giản của ô tô như ở Hình 1. 6.



Hình 1. 6 Dao động đơn giản trên Ô tô

Sơ đồ tính toán dao động của ô tô được xây dựng trên cơ sở một số giả thiết đơn giản hóa nhằm thuận lợi cho quá trình phân tích lý thuyết. Trong phạm vi mô hình này, chưa xét đến lực kích động do mấp mô mặt đường gây ra trong quá trình xe chuyển động; khối lượng không được treo được bỏ qua; đồng thời lực cản của bộ giảm chấn chưa được đưa vào mô hình tính toán. Với các giả thiết trên, dao động của ô tô có thể được xem tương đương với dao động của một thanh cứng AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi, tương ứng với vị trí tâm cầu trước và tâm cầu sau của xe. Độ cứng thu gọn của hệ thống treo và lớp tại cầu trước và cầu sau lần lượt được ký hiệu là C_1 và C_2 .

Khối lượng được treo của ô tô, ký hiệu là M , được giả thiết tập trung tại trọng tâm T. Trọng tâm này cách cầu trước và cầu sau các khoảng tương ứng là a và b . Khi chịu tác dụng của lực kích thích, thanh AB dịch chuyển đến vị trí mới A_1B_1 . Chuyển động

này có thể được phân tích thành hai thành phần cơ bản: chuyển động tịnh tiến theo phương thẳng đứng từ vị trí AB đến A'B' với độ dịch chuyển z, dưới tác dụng của lực quán tính Mz ; và chuyển động quay quanh trục Y đi qua trọng tâm T với góc quay φ , làm thanh chuyển từ vị trí A'B' đến A_1B_1 .

Cách mô hình hóa này cho phép mô tả dao động cơ bản của thân xe trong mặt phẳng dọc, bao gồm dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng và dao động lắc dọc quanh trọng tâm. Đây là cơ sở để thiết lập các phương trình dao động và đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng, độ cứng hệ thống treo cũng như vị trí trọng tâm đến đặc tính dao động riêng của ô tô.

Theo sơ đồ tính toán trên ta có:

- Dịch chuyển thẳng đứng z_1, z_2 của vị trí A và B được xác định như sau:

$$\begin{aligned} z_1 &= z - a.\text{tg}\varphi \approx z - a.\varphi \\ z_2 &= z + b.\text{tg}\varphi \approx z + b.\varphi \end{aligned} \quad (1.2)$$

Góc φ quá nhỏ nên $\text{tg}\varphi \approx \varphi$

Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo M được biểu thị bằng hệ phương trình như sau:

$$\left. \begin{aligned} M_z + C_1 z_1 + C_2 z_2 &= 0 \\ M &= C_1 z_1 a - C_2 z_2 b \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

Trong đó:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz^2}{dt^2} &= \& \\ \frac{d\varphi^2}{dt^2} &= \& \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Trong đó: ρ - bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục Y đi qua trọng tâm T

Đạo hàm hai lần phương trình (1. 2) theo thời gian ta được:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \ddot{x}_2 - a\ddot{\varphi} \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 - a\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

Từ hệ phương trình (1.3) ta có các giá trị sau:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) \\ \ddot{x}_2 &= \frac{1}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

Thay thế các giá trị của \ddot{x}_1 và \ddot{x}_2 tại biểu thức (1.6) vào hệ phương trình (1.5) ta có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) - \frac{a}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \\ \ddot{x}_2 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) + \frac{b}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Sau khi khai triển và rút gọn ta được hệ phương trình:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 + C_1 z_1 \left(1 + \frac{a^2}{\rho^2}\right) + C_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \\ M\ddot{x}_2 + C_2 z_2 \left(1 + \frac{b^2}{\rho^2}\right) + C_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

Thay giá trị z_2 từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (1.8) và giá trị z_1 từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai trong hệ phương trình (1.8) và rút gọn ta có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{x}_2 + \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_1 &= 0 \\ \ddot{x}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{x}_1 + \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

Từ hệ phương trình (1.9) ta thấy rằng dao động của hai điểm A và B tương ứng với dao động của các khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau. Nghĩa là trong quá trình chuyển động khi cầu trước gặp độ mấp mô bề mặt đường dao động xuất hiện ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại ảnh hưởng của dao động qua lại của hai cầu được đặc trưng bằng hệ số liên kết μ :

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.10)$$

Trong trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ tức là $\rho^2 = ab$ thì xảy ra trường hợp dao động ở các cầu xe độc lập lẫn nhau. Trong thực tế trường hợp này không xảy ra mà dao động ở các cầu xe đều có ảnh hưởng qua lại với nhau, nghĩa là $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$ vì vậy $\rho^2 \neq 0$. Bán kính quán tính trong trường hợp này được tính theo biểu thức:

$$\rho^2 = ab\varepsilon \quad (1.11)$$

Ở đây: ε - hệ số phân bố khối lượng.

Ở các ô tô hiện nay $\varepsilon = 0,8 \div 1,2$. Hệ ε ảnh hưởng lớn đến dao động của ô tô. Khi $\varepsilon = 1$ thì dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra cầu trước và cầu sau được tính theo biểu thức:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

Ở đây:

ω_1 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định.

ω_2 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B khi điểm A cố định.

Thay các biểu thức (1.10) và (1.11) vào (1.12) ta được:

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 z_1 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \mu_2 z_2 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình có dạng:

$$z_1 = A \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t$$

$$z_2 = C \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t$$

Trong đó:

Ω_1, Ω_2 - tần số dao động liên kết

A, B, C và D - những hằng số

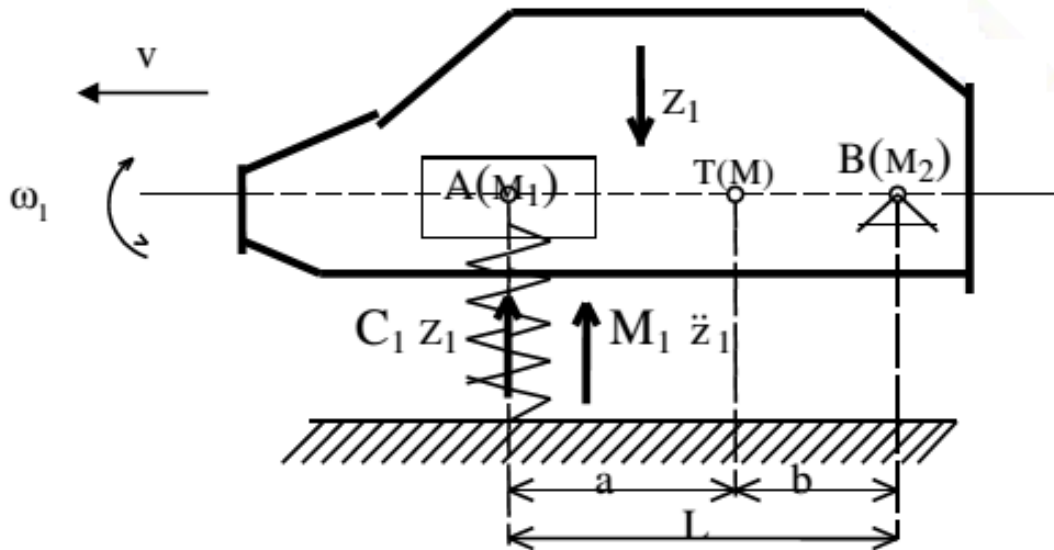
Phương trình đặc tính của hệ phương trình (1. 13) là phương trình trùng phương có dạng:

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (1. 14)$$

Giải phương trình (1. 14) ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết như sau:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (1. 15)$$

Biểu thức trên cho thấy dao động của ô tô là rất phức tạp là hai dao động điều hoà có tần số dao động liên kết Ω_1, Ω_2 . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố mà trước hết phụ thuộc vào các thông số cấu tạo của ô tô như khối lượng được treo, tọa độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo. Trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ thì dao động xảy ra ở các cầu xe độc lập, khi đó phương trình của ô tô đơn giản hơn nhiều Hình 1. 7.



Hình 1. 7 Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước

Phương trình dao động của xe ở cầu trước có dạng:

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (1. 16)$$

Tần số dao động riêng được tính bằng biểu thức:

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1} \quad (1. 17)$$

Lúc đó phương trình có dạng:

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (1. 18)$$

Nghiệm của phương trình trên là:

$$z_1 = A \sin \omega_1 t \quad (1.19)$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hoà với chu kỳ dao động:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \quad (1.20)$$

Số lần dao động trong một phút được xác định theo biểu thức:

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{t1}}} \quad (1.21)$$

Trong đó: f_{t1} - độ võng tĩnh của hệ thống treo trước

Đối với ô tô du lịch độ võng tĩnh khi tải đầy có giá trị trong khoảng 20 ÷ 25 cm, đối với xe tải từ 8 ÷ 12 cm, đối với xe khách từ 11 ÷ 15 cm. Dao động cầu sau ta cũng xét tương tự.

Từ các biểu thức trên có thể thấy rằng tần số dao động riêng của hệ thống treo phụ thuộc trực tiếp vào độ cứng hệ thống treo và khối lượng được treo của phương tiện. Khi tải trọng tác dụng lên cầu xe tăng lên, khối lượng dao động tăng làm thay đổi tần số dao động riêng và đặc tính dao động của thân xe. Trong trường hợp ô tô chuyển đổi sang hệ truyền động điện, sự xuất hiện của bộ pin kéo làm thay đổi đáng kể phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau, dẫn đến sự thay đổi trạng thái làm việc của hệ thống treo và độ êm dịu chuyển động của phương tiện.

Đặc tính làm việc của hệ thống treo phụ thuộc trực tiếp vào tải trọng tác dụng lên từng cầu xe. Khi tải trọng tăng lên, độ võng tĩnh của hệ thống treo tăng theo, làm thay đổi trạng thái cân bằng và đặc tính đàn hồi của các phần tử treo. Sự thay đổi này dẫn đến biến đổi tần số dao động riêng của phương tiện và ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng hấp thụ dao động của hệ thống treo. Đối với ô tô điện cải tạo, sự xuất hiện của bộ pin có khối lượng lớn không chỉ làm gia tăng tải trọng tổng thể mà còn làm thay đổi đáng kể vị trí trọng tâm và phân bố tải trọng giữa các cầu xe. Vì vậy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của tải trọng phân bố đến đặc tính dao động và động học hệ thống treo là cơ sở quan trọng để đánh giá độ êm dịu và lựa chọn phương án bố trí pin phù hợp.

1.4. Ảnh hưởng của bố trí hệ truyền động điện đến động lực học kéo của hệ thống treo và dao động ô tô

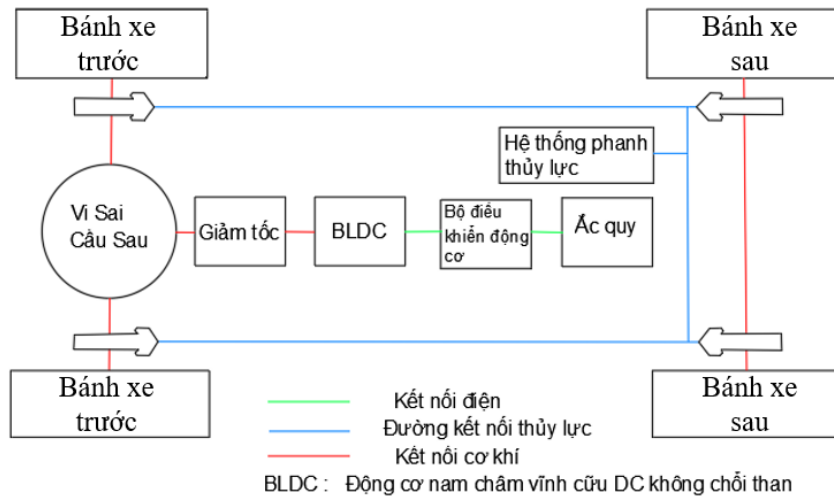
1.4.1. Phương án bố trí hệ thống động lực, phương pháp thay đổi tải trọng xe điện sau khi chuyển đổi

Trong bối cảnh chuyển đổi phương tiện giao thông từ động cơ đốt trong sang hệ truyền động điện, việc bổ sung bộ pin kéo và các thiết bị điện công suất lớn làm thay đổi đáng kể đặc tính khối lượng và phân bố tải trọng của ô tô. So với xe nguyên bản, khối lượng toàn bộ phương tiện tăng lên đáng kể, đồng thời vị trí trọng tâm và tải trọng tác dụng lên các cầu xe cũng thay đổi tùy thuộc vào phương án bố trí bộ pin. Những thay đổi này ảnh hưởng trực tiếp đến trạng thái làm việc của hệ thống treo thông qua độ võng tĩnh, tải trọng động và đặc tính đàn hồi – giảm chấn của các phần tử treo.

Khi tải trọng tập trung lớn tại một cầu xe, hệ thống treo tương ứng sẽ làm việc trong vùng biến dạng lớn hơn, dẫn đến sự thay đổi độ cứng tương đương và khả năng hấp thụ dao động. Điều này làm biến đổi đặc tính động học kéo của hệ thống treo, ảnh hưởng đến chuyển động thẳng đứng của thân xe, dao động lắc dọc và sự phân bố tải trọng động giữa các bánh xe trong quá trình vận hành. Đồng thời, sự thay đổi tải trọng không hợp lý còn làm thay đổi tần số dao động riêng của phương tiện, gây gia tăng gia tốc dao động truyền lên thân xe và khoang hành khách, từ đó làm suy giảm độ êm dịu chuyển động.

Ngược lại, khi bộ pin được bố trí hợp lý theo phương dọc thân xe, tải trọng giữa cầu trước và cầu sau được phân bố cân bằng hơn, giúp hệ thống treo duy trì trạng thái làm việc gần với điều kiện thiết kế ban đầu. Nhờ đó, đặc tính đàn hồi và giảm chấn của hệ thống treo được khai thác hiệu quả hơn, khả năng hấp thụ dao động được cải thiện và dao động thân xe được giảm thiểu trong quá trình chuyển động. Việc tối ưu vị trí bố trí bộ pin vì vậy có vai trò quan trọng trong việc duy trì chất lượng chuyển động và nâng cao độ êm dịu của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện.

Trong nghiên cứu này, phương án chuyển đổi được lựa chọn là cấu hình xe dẫn động cầu trước sử dụng động cơ điện thay thế động cơ đốt trong nguyên bản. Phương án này cho phép tận dụng hệ thống truyền lực hiện có của xe, hạn chế thay đổi kết cấu khung gầm và duy trì cấu trúc truyền động nguyên bản của phương tiện. Động cơ điện được bố trí dẫn động trực tiếp đến hai bánh trước thông qua hệ thống truyền lực sẵn có, trong khi bộ pin kéo được bố trí tại các vị trí khác nhau nhằm đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng đến động học kéo của hệ thống treo và đặc tính dao động của ô tô sau chuyển đổi. Sơ đồ hệ thống truyền lực của xe chuyển đổi được thể hiện trong Hình 1.8.



Hình 1. 8 Hệ thống truyền lực của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện
1.4.2. Ảnh hưởng của bố trí bộ pin đến phân bố tải trọng và động học kéo của hệ thống treo

Trong quá trình chuyển đổi ô tô sử dụng động cơ đốt trong sang động cơ điện, việc lựa chọn phương án bố trí hệ thống động lực kéo có ảnh hưởng trực tiếp đến phân bố tải trọng, trạng thái làm việc của hệ thống treo và đặc tính dao động của phương tiện. Đối với đối tượng nghiên cứu, phương án giữ lại bộ vi sai và hệ thống truyền lực nguyên bản được lựa chọn do có nhiều ưu điểm về khả năng truyền lực kéo, tính ổn định vận hành và mức độ phù hợp với kết cấu khung gầm hiện hữu. Việc duy trì bộ vi sai không chỉ giúp phương tiện vận hành ổn định trên nhiều điều kiện mặt đường khác nhau mà còn hạn chế sự thay đổi kết cấu của hệ thống treo và hệ truyền lực sau khi chuyển đổi sang động cơ điện. Nhờ đó, quá trình cải tạo được thực hiện đơn giản hơn, giảm chi phí thiết kế và nâng cao độ tin cậy vận hành của phương tiện. Tuy nhiên, quá trình chuyển đổi sang động cơ điện yêu cầu bổ sung động cơ điện, bộ pin kéo và các thiết bị điện công suất có khối lượng lớn, làm thay đổi đáng kể khối lượng tổng thể cũng như phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau của xe.

Sự thay đổi tải trọng sau khi chuyển đổi ảnh hưởng trực tiếp đến động học kéo và trạng thái làm việc của hệ thống treo thông qua độ võng tĩnh, độ cứng tương đương và khả năng hấp thụ dao động của các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Trong hệ dao động của ô tô, khối lượng được treo, vị trí trọng tâm và độ cứng của hệ thống treo là các thông số quyết định đến tần số dao động riêng của phương tiện. Khi tải trọng tác dụng lên một cầu xe tăng lên, hệ thống treo sẽ làm việc trong vùng biến dạng lớn hơn, làm thay đổi độ cứng động tương đương và dẫn đến sự biến đổi tần số dao động riêng. Nếu tải trọng

phân bố không hợp lý, dao động thẳng đứng, dao động lắc dọc và rung động truyền lên thân xe sẽ gia tăng đáng kể, gây ảnh hưởng tiêu cực đến độ ổn định chuyển động và độ êm dịu của phương tiện trong quá trình vận hành.

Đối với xe được chuyển đổi sang động cơ điện, vị trí bố trí bộ pin đóng vai trò đặc biệt quan trọng do bộ pin chiếm tỷ lệ lớn trong tổng khối lượng bổ sung. Nếu bộ pin được bố trí không hợp lý, tải trọng giữa hai cầu xe sẽ mất cân bằng, làm thay đổi trạng thái làm việc của hệ thống treo và ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính dao động của thân xe. Ngược lại, khi bộ pin được bố trí phù hợp, tải trọng giữa cầu trước và cầu sau được phân bố cân bằng hơn, giúp hệ thống treo duy trì trạng thái làm việc gần vùng tối ưu, cải thiện khả năng hấp thụ dao động, nâng cao độ bám đường và giảm rung động truyền lên khoang hành khách. Vì vậy, việc đánh giá ảnh hưởng của vị trí bố trí bộ pin đến phân bố tải trọng, động học kéo của hệ thống treo và tần số dao động riêng là yêu cầu cần thiết trong quá trình cải tạo ô tô sang động cơ điện.

Trong nghiên cứu này, đối tượng khảo sát là xe Honda Civic 1.8L đời 2008 được chuyển đổi sang động cơ điện nhưng vẫn giữ nguyên kết cấu khung gầm và hệ thống truyền lực cơ bản. Sau khi chuyển đổi, khối lượng xe tăng thêm khoảng 297 kg chủ yếu do sự xuất hiện của bộ pin kéo và các thiết bị điện công suất. Sự gia tăng tải trọng này làm thay đổi vị trí trọng tâm, tải trọng tác dụng lên các cầu xe và trạng thái làm việc của hệ thống treo, từ đó ảnh hưởng trực tiếp đến tần số dao động riêng và độ êm dịu chuyển động của phương tiện. Trên cơ sở đó, nghiên cứu tiến hành khảo sát các phương án bố trí bộ pin khác nhau nhằm đánh giá mức độ ảnh hưởng của vị trí lắp đặt pin đến phân bố tải trọng, đặc tính dao động và trạng thái làm việc của hệ thống treo, qua đó lựa chọn phương án bố trí pin tối ưu nhằm bảo đảm khả năng vận hành ổn định và nâng cao độ êm dịu của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện.

Bảng 1. 1 dưới đây thể hiện so sánh khối lượng và phân bố tải trọng của xe trước và sau khi chuyển đổi sang hệ thống truyền động điện

Thông số	Xe nguyên bản	Sau khi chuyển đổi	Đơn vị
Khối lượng bản thân	1210	1507	kg
Tải trọng phân bố cầu trước	847	-	kg
Tải trọng phân bố cầu sau	363	-	kg
Khối lượng toàn bộ	1585	1882	kg
Tải trọng cầu trước (đầy tải)	951	-	kg
Tải trọng cầu sau (đầy tải)	634	-	kg

1.5. Cơ sở lý thuyết về điều kiện xây dựng mô hình dao động

1.5.1. Cơ sở lý thuyết

Để đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố và vị trí bố trí bộ pin đến độ êm dịu chuyển động của ô tô, cần xây dựng mô hình dao động tương đương phản ánh mối quan hệ giữa khối lượng được treo, độ cứng hệ thống treo và tần số dao động riêng của phương tiện. Mô hình dao động này cho phép đánh giá ảnh hưởng của sự thay đổi tải trọng và trạng thái làm việc của hệ thống treo đến dao động thân xe, từ đó phân tích đặc tính dao động và động học kéo của hệ thống treo trong các trường hợp bố trí tải trọng khác nhau.

Ô tô là một hệ cơ học, gồm nhiều nhiều khối lượng nhỏ: Thân vỏ, trục, bánh xe, động cơ, hệ thống truyền lực, giữa chúng có mối quan hệ phức tạp thông qua phần tử đàn hồi và giảm chấn. Khối lượng ô tô được chia thành khối lượng được treo và khối lượng không được treo. Số bậc tự do của mỗi khối lượng là số tọa độ độc lập để xác định vị trí, ở từng thời điểm trong không gian.

Mô hình dao động ô tô xây dựng phải thỏa mãn yêu cầu: sát với thực tế, đơn giản, thuận tiện trong tính toán và kết quả thu được chính xác nhất.

Khi xây dựng mô hình dao động ô tô cần một số giả thuyết. Những giả thuyết làm cho quá trình nghiên cứu, tính toán đơn giản hơn, song không làm mất đi tính tổng quát của bài toán và đảm bảo độ chính xác cần thiết. Các giả thuyết cơ bản khi xây dựng mô hình như sau:

Phần khối lượng được treo và không được treo được coi như cứng tuyệt đối.

Khối lượng được treo có một bậc tự do là dọc chuyển thẳng đứng.

Bỏ qua nguồn kích thích dao động trên xe. Coi mấp mô của mặt đường là nguồn kích thích giao động duy nhất.

Coi đặc tính giảm chấn của lớp xe là tuyến tính.

Coi mấp mô mặt đường ở dưới các bánh xe bên trái và bên phải trên cùng một trục là như nhau.

Tùy mục đích nghiên cứu, có thể xây dựng mô hình dao động ô tô trong mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang, hoặc trong không gian. Trong mặt phẳng dọc, dao động thẳng đứng và quay của khối lượng được treo ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động.

Trong mặt phẳng ngang, dao động của chúng ảnh hưởng đến tính dẫn hướng và tính ổn định chuyển động của ô tô. Các kết quả nghiên cứu cho thấy, ô tô có phân bố khối lượng đối xứng qua mặt phẳng dọc thì dao động trong các mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang độc lập với nhau.

Mô hình dao động ô tô được xây dựng phải thoả mãn yêu cầu: sát với thực tế, đơn giản, thuận tiện trong tính toán và kết quả thu được chính xác nhất.

Nghiên cứu dao động ô tô thường được tiến hành như sau:

Thay thế ô tô bằng hệ dao động tương đương (Mô hình vật lý) phù hợp quan điểm và mục đích nghiên cứu.

Thiết lập phương trình chuyển động (Mô hình toán học) của hệ.

Khảo sát mô hình toán học trên miền thời gian và miền tần số.

Thí nghiệm kiểm chứng độ chính xác của phương pháp tính.

Hệ dao động của ô tô khi chuyển động là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp. Để có thể tìm ra được quy luật và nguyên nhân chủ yếu gây dao động, ta xét dao động này trong các mặt phẳng tọa độ để phân tích những dao động riêng biệt. Khi nghiên cứu tính êm dịu chuyển động, qua nhiều thí nghiệm người ta nhận thấy so với dao động trong mặt phẳng XZ thì dao động thành phần trong mặt phẳng XY và ZY là không đáng kể và có thể bỏ qua. Sự không cân bằng của liên hợp máy gây ra dao động cao tần có biên độ bé, vì vậy tác dụng của dao động này không đáng kể. Do đó người ta chỉ khảo sát tính êm dịu chuyển động của ô tô theo sự mấp mô của mặt đường và các thành phần của kết cấu hệ dao động. Mục đích luận văn nhằm xây dựng hàm mục tiêu và xác định các thông số hệ thống treo theo hướng biên động đường. Do đó chỉ cần xây dựng mô hình dao động $\frac{1}{2}$ ô tô.

Khi xây dựng mô hình dao động ô tô cần một số giả thuyết, những giả thuyết này làm cho quá trình nghiên cứu, tính toán đơn giản hơn song không làm mất đi tính tổng quát của bài toán, đảm bảo độ chính xác cần thiết. Các giả thuyết cơ bản khi xây dựng mô hình như sau:

Khối lượng ô tô phân bố đối xứng qua mặt phẳng dọc.

Khối lượng được treo trên trục trước và trên trục sau dao động độc lập với nhau.

Phần khối lượng không được treo được gọi là cứng tuyệt đối có khối lượng tương đương ở cầu.

Hệ thống treo và bánh xe có đường đặc tính đàn hồi và đặc tính cản nhớt là tuyến tính.

Bỏ qua các nguồn kích thích dao động trên xe, coi mấp mô của mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất. Mấp mô mặt đường ở hai bên vết bánh xe là như nhau. Mặt đường được coi cứng tuyệt đối.

Tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường là tiếp xúc điểm.

Nguồn kích thích dao động

Biên động mặt đường là độ sai lệch theo phương thẳng đứng của bề mặt đường so với mặt chuẩn. Biên động mặt đường ảnh hưởng đến tính chất khai thác của phương tiện (tính tiện nghi, tính an toàn), là nguồn kích thích dao động chủ yếu khi ô tô chuyển động. Theo I.A.SENKO biên động mặt đường có thể phân thành ba nhóm chủ yếu sau:

Nhóm 1: Mấp mô đơn vị

Nhóm 2: Mấp mô có dạng hàm điều hòa (Hàm sin hay cos).

Nhóm 3: Mấp mô ngẫu nhiên.

Khi nghiên cứu lực tương tác giữa lớp ô tô và đường trong khai thác, cần khảo sát mặt đường thực và mô tả bằng các hàm ngẫu nhiên.

Trong trường hợp biên động mặt đường ngẫu nhiên, chúng ta phải sử dụng số liệu để tính toán tải độ của đoạn đường cho trường với các bề mặt xác định (h). Trường hợp này có thể sử dụng 2 phương pháp để mô tả toán học mấp mô biên động đường.

Phương pháp thứ nhất: Sử dụng các đặc tính thống kê của chiều cao mấp mô $u(x)$. Bởi vì chiều cao mấp mô biên động đường là một hàm ngẫu nhiên theo chiều dài đoạn đường (x) tức là tung độ ở thời điểm bất kỳ s là các đại lượng ngẫu nhiên.

Phương pháp thứ hai: Thay thế biên động thực tế của đường giữa các mốc đo độ c, hoặc các điểm được chọn trên biên động bằng các hàm xấp xỉ hoặc nội suy.

Mô tả mấp mô biên động đường bằng hàm ngẫu nhiên theo chiều dài đường có thể xem chúng như là một tập hợp của các thể hiện ngẫu nhiên chiều cao mấp mô biên động đường theo chiều dọc đường $u(i, x)$ với i là thứ tự lần đo.

$$U(i, x) \begin{cases} -\infty < x < +\infty \\ i = 1, 2 \dots \infty \end{cases} \quad (1.22)$$

Mật độ phổ công suất mấp mô mặt đường $S_u(\tau)$ là biến đổi Fourier của hàm tương quan $R_u(\tau)$ và ngược lại:

$$S_U(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_u(\tau) \cdot e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (1.23)$$

$$R_u(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} s_u(\omega) \cdot e^{-j\omega\tau} d\omega \quad (1.24)$$

Các tác giả trước đây thường sử dụng hàm tương quan chuẩn để đặc trưng cho độ mấp mô biên động đường theo công thức:

$$R_u(\tau) = \frac{R(\tau)}{R(0)} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta_i + \sum_{n+1} a_1 \cdot e^{-\alpha|\tau|} \sin \beta_i \quad (1.25)$$

Kết quả nghiên cứu của một số tác giả có dạng hàm xấp xỉ như:

$$D1: P(\tau) = e^{-\alpha|\tau|}$$

$$D2: P(\tau) = e^{-\alpha^1\tau^1} \cos \beta_t$$

$$D3: P(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2|\tau|} \cos \beta_{2t}$$

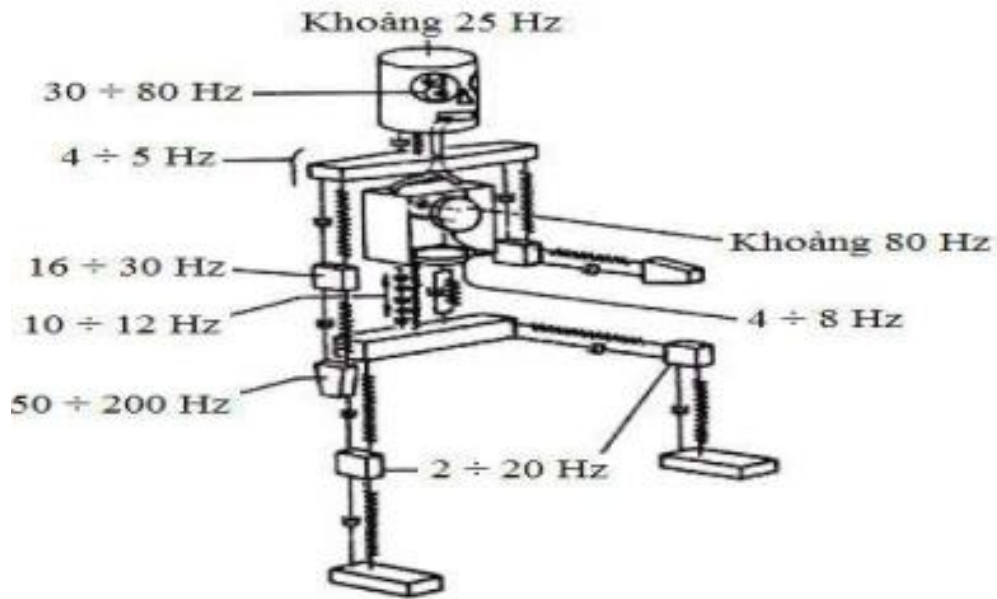
$$D4: P(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2|\tau|}$$

1.6. Cơ sở lý thuyết về độ êm dịu và ảnh hưởng dao động đến con người

1.6.1. Ảnh hưởng và cơ chế tác động đến cơ thể người

1.6.1.1 Cơ chế tác động của hệ thống treo lên cơ thể người:

Ô tô và các phương tiện vận tải nói chung, khi chuyển động sẽ sinh ra các dao động. Các dao động này tác động trực tiếp lên con người sử dụng, những dao động này dưới dạng sóng cơ học được truyền trực tiếp lên con người làm cho cơ thể hoặc từng bộ phận của cơ thể dao động theo. Khảo sát các tần số tác động lên các vùng cơ thể có các giới hạn khác nhau trên cơ thể con người (Hình 1. 9). Tuy nhiên được phép lưu thông trên đường, tần số dao động của ô tô phải đảm bảo sức khỏe để cho người sử dụng theo quy định.



Hình 1.9 Mô hình cơ khí đơn giản đại diện cho cơ thể người đứng trên mặt phẳng dao động theo chiều dọc

Chuyển động của ô tô không làm hại đến sức khỏe con người mà còn làm giảm khả năng nhanh nhạy, giảm khả năng thu thập và xử lý thông tin. Điều này rất nguy hiểm cho các lái xe di chuyển trên đường dài vì làm giảm khả năng nhanh nhạy, chọn lọc thông tin đường xa, dẫn đến xử lý chậm các tình huống trên đường và tăng khả năng gây tai nạn giao thông.

Các thí nghiệm đã chứng tỏ con người có thể xem như một hệ thống cơ học đàn hồi có tần số dao động riêng từ $3 \div 30\text{Hz}$ và có khả năng hấp thụ những dao động có tần số đến 8Hz . Khi chịu lực kích thích các bộ phận của cơ thể người sẽ thực hiện các chuyển động tương đối với nhau. Khi ngồi trên ô tô, phần mông trực tiếp tiếp xúc với chỗ ngồi, các phần còn lại của cơ thể (tay, chân, lưng, bụng ngực, cổ, đầu) nối với mông bằng các bộ phận như cơ, gân, dây, dây chằng.

Dao động của ô tô bao gồm một dải tần số rộng, nên có thể phân ra dao động của khối lượng được treo ở tần số thấp và dao động của khối lượng không được treo ở tần số cao.

1.6.1.2 Ảnh hưởng của hệ thống treo đối với cơ thể con người:

Dao động mặc dù có cường độ trung bình, nhưng thời gian tác động kéo dài cũng ảnh hưởng nghiêm trọng đến cơ thể nếu tần số dao động không phù hợp. Nhiều thí nghiệm đã cho thấy dao động với tần số từ $3 \div 5\text{Hz}$ sẽ gây ra các phản ứng ở cơ quan tiền đình, những rối loạn liên quan đến sự lưu thông máu, gây choáng. Dao động từ $3 \div$

5Hz đến 11 Hz gây rối loạn ở đường tai trong, ảnh hưởng đến dạ dày, gan, ruột. Dao động với tần số 11 ÷ 45 Hz làm giảm thị lực, gây buồn nôn. Có những thí nghiệm về ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe.

Bảng 1. 2 Mức độ ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe con người ứng với các dải tần số khác nhau

Tần số (Hz)	Ảnh hưởng
<0.1	Gây ra chứng say sóng
0.125 ~ 0.25	Gây buồn nôn, choáng váng, có thể ảnh hưởng đến khả năng điều khiển an toàn của người lái.
3 ~ 5	Gây ra các phản ứng ở tiền đình, những rối loạn liên quan đến sự lưu thông máu, gây choáng.
5 ~ 11	Gây rối loạn ở đường tai trong, ảnh hưởng đến dạ dày, ruột.
11 ~ 15	Giảm thị lực, gây buồn nôn.
15 ~ 18	Gây ra cảm xúc khó chịu trong thời gian ngắn
18 ~ 1500	Gây ra tổn hại đến sức khỏe khi chịu tác động trong thời gian dài.

Một số dao động có thể không làm nguy hại đến sức khỏe con người nhưng vẫn có thể làm giảm khả năng nhạy bén, giảm khả năng thu thập và xử lý thông tin. Điều này rất nguy hiểm cho các lái xe di chuyển trên đường dài vì làm giảm khả năng nhanh nhạy, chọn lọc thông tin đường xá, dẫn đến xử lý chậm các tình huống trên đường và tăng khả năng gây tai nạn giao thông.

1.6.2. Các chỉ tiêu đánh giá

Độ êm dịu chuyển động của ô tô là tập hợp các tính chất đảm bảo hạn chế các tác động của dao động có ảnh hưởng xấu đến con người, hàng hóa và các kết cấu của ô tô.

Cơ sở đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô so sánh với tác động dao động lên con người khi đi bộ.

Con người khi tham gia vào giao thông cũng là một hệ dao động, "đi lại" là hoạt động thường xuyên của con người đã trở thành một thói quen. Khi con người đi lại tương đương với hệ thống có dao động, tùy thuộc vào hình dáng, trọng lượng riêng, thói quen từng người mà số lần bước trong một phút thường trong khoảng 60 ~ 90 bước, tương đương với tần số dao động khoảng 1 ~ 1,5Hz. Vậy nên từ thói quen đó con người chịu dao động hợp lý trong khoảng tần số vừa nêu trên.

Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô: Phụ thuộc vào các đặc tính nhân chủng học, đặc điểm tâm lý của mỗi người, sự phát triển kinh tế, khoa học kỹ thuật, trình độ sản xuất ô tô, do đó các chỉ tiêu của từng nước là khác nhau.

Tần số dao động

Trong trường hợp dao động tự do không có cản, tần số dao động riêng của khối lượng được treo trên 1 trục có thể xác định gần đúng biểu thức (1.26) và tần số dao động riêng của khối lượng không được treo trên 1 trục được xác định theo biểu thức (1.27):

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m_s}} \quad (1.26)$$

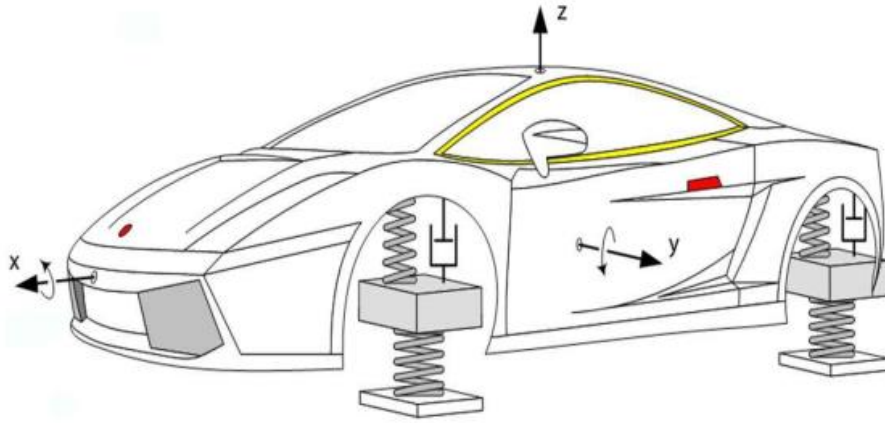
Trong đó: C : Độ cứng của hệ thống treo, m_s : Khối lượng được treo

$$\Omega_0 u = \sqrt{\frac{C_s + C_t}{m_u}} \quad (1.27)$$

Trong đó: C : m_u : Khối lượng không được treo

Gia tốc dao động

Gia tốc dao động, là thông số quan trọng đánh giá độ êm dịu chuyển động. Giá trị gia tốc giới hạn theo các phương OX (phương dọc xe), OY (phương ngang xe), OZ (phương thẳng đứng) được xác định bằng thực nghiệm như sau:



Hình 1. 10 Mô hình dao động ô tô

Hệ số êm dịu chuyển động

Hệ số êm dịu chuyển động K phụ thuộc vào tần số dao động, gia tốc dao động, vận tốc dao động, phương dao động và thời gian tác dụng của nó đến con người. Nếu K là hằng số thì cảm giác khi dao động sẽ không thay đổi. Hệ số K được xác định theo công thức:

$$k = \frac{12,5 z}{\sqrt{1+0,01w^2}} = K_y \cdot \text{RMS}(z) \quad (1.28)$$

Trong đó: w : Tần số dao động (Hz), Z Gia tốc dao động (m/s^2), K_y : Hệ số hấp thụ, $\text{RMS}(z)$: giá trị trung bình của gia tốc dao động (m/s^2).

$$\text{RMS}(Z) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T z^2(t) dt} \quad (1.29)$$

Trong đó: T : Thời gian tác dụng, nếu con người chịu dao động ngang ở tư thế nằm thì hệ số K_y giảm đi một nửa. Hệ số K càng nhỏ thì con người càng dễ chịu đựng dao động và độ êm dịu càng cao.

Trong thực tế đối với ô tô, dạng điển hình dao động là ngẫu nhiên, khi đó nhờ phân tích phổ dao động, giá trị hệ số K được xác định theo công thức:

$$k = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_i^2} \quad (1.30)$$

Trong đó: K_i : Hệ số êm dịu của thành phần tần số thứ i , n : số thành phần tần số của hàm ngẫu nhiên.

Gia tốc và thời gian dao động

Chi tiêu này chủ yếu cho người lái xe và hành khách ngồi lâu trên xe. Khi ngồi trên ô tô trong khoảng thời gian dài, dao động sẽ làm cơ thể con người mệt mỏi.

Các giá trị của bình phương gia tốc trung bình tác động tạo ra cảm giác:

Đễ chịu: 0.1 m/s^2

Gây mệt mỏi: 0.315 m/s^2

Gây ảnh hưởng xấu đến sức khỏe: 0.63 m/s^2

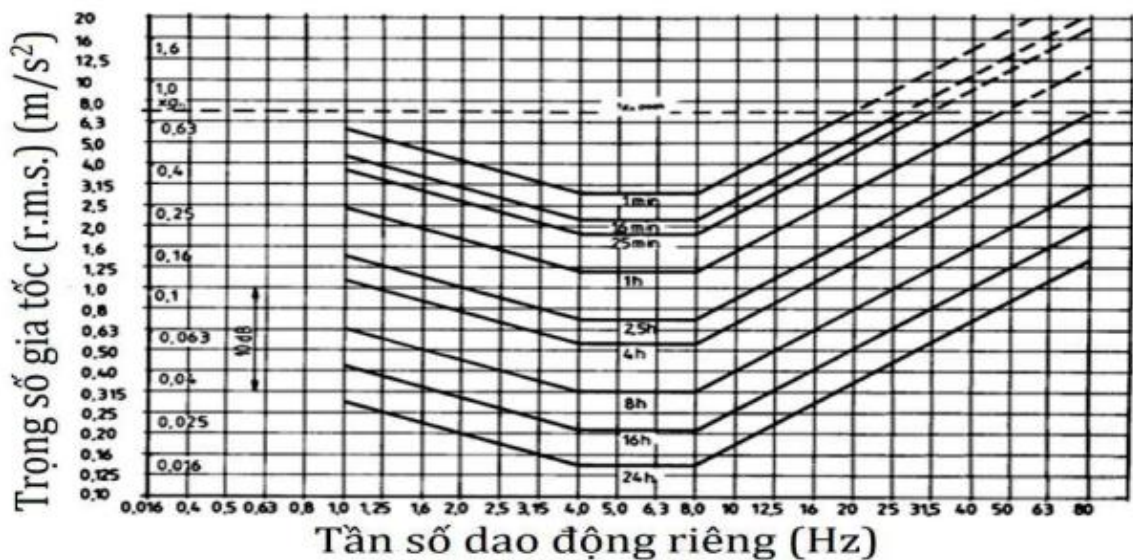
Tiêu chuẩn quốc tế về dao động

Dao động toàn thân (Whole – Body Vibration – WBV): là dao động truyền đến cơ thể người khi họ đang tiếp xúc với bề mặt dao động.

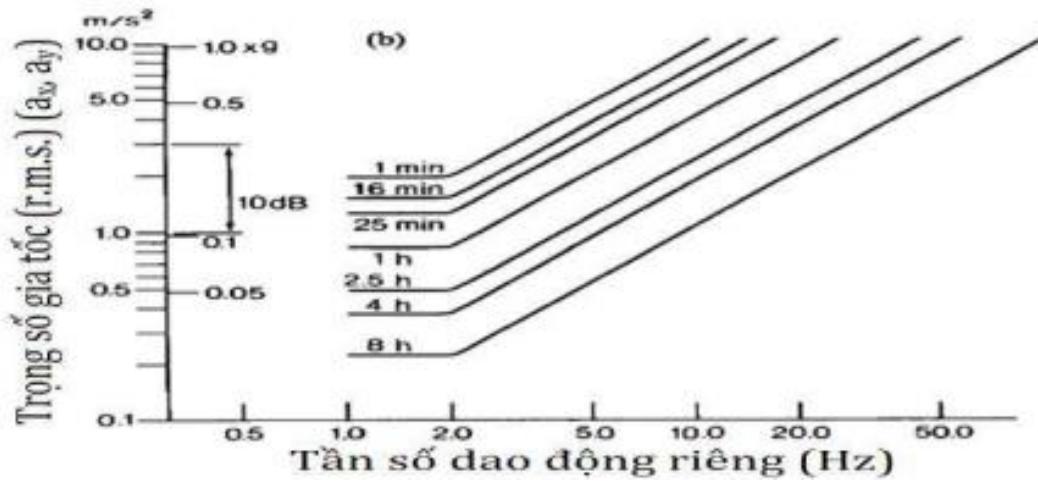
Tiêu chuẩn ISO 2631 (1985)

Các hướng dẫn đầu tiên về đánh giá ảnh hưởng dao động toàn thân (WBV) được đưa ra năm 1974 (ISO 2631). Sau nhiều lần sửa đổi, bổ sung, tiêu chuẩn được phát hành chính thức năm 1985 là tiêu chuẩn ISO 2631 (1985), đánh giá tính êm dịu chuyển động của ô tô theo gia tốc thẳng đứng.

Tiêu chuẩn đưa ra các giới hạn cho phép của gia tốc trung bình bình phương theo phương thẳng đứng: $r.m.s = \left[\frac{1}{T} \int_0^T T_{a^2}(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$



Hình 1. 11 Giới hạn của gia tốc thẳng đứng cho phép theo khoảng thời gian Tác dụng liên quan đến mức độ suy giảm thành thạo do mệt mỏi theo ISO 2631 (1985).



Hình 1. 12 Giới hạn của gia tốc ngang cho phép theo khoảng thời gian
Tiêu chuẩn BS 6842 (1987)

Nước anh không chấp nhận tiêu chuẩn ISO 2631 (1985), đưa ra tiêu chuẩn riêng BS 6841 (1987).

Sự khác biệt chính: Đưa ra phương pháp đo và đánh giá dao động mới, gọi là chỉ số Giá trị Mức độ Rung động (Vibration Dose Value – VDV).

$$VDV = \left[\int_0^T a^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (1.31)$$

Tiêu chuẩn AS 2670 (1990)

Tiêu chuẩn Úc AS 2670.1 – 1990 đồng nhất với tiêu chuẩn ISO 2631/1-1985

Tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997

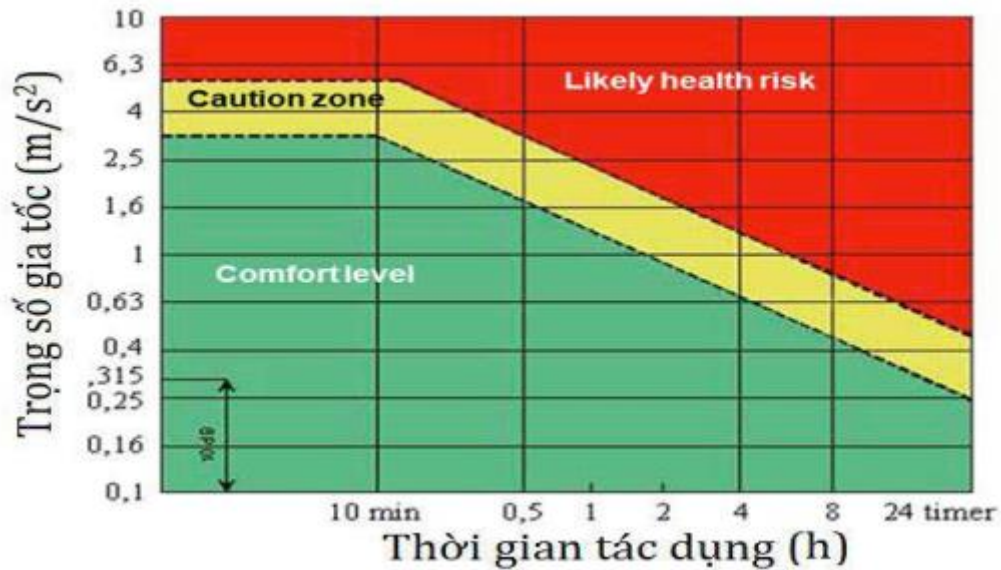
Tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997 là bước cải tiến của tiêu chuẩn ISO 2631:1985.

Tiêu chuẩn mới đã loại bỏ khái niệm giới hạn liên quan đến sự suy giảm mức độ thành thạo do mệt.

Thay vào đó, tiêu chuẩn áp dụng khái niệm “vùng khuyến cáo”, được sử dụng để phân loại mức độ tiếp xúc với dao động tùy theo thời gian chịu tác động. Khi giá trị vượt ra ngoài giới hạn của vùng khuyến cáo này, tình trạng đó được xem là “có thể gây tổn thương hoặc nguy hại sức khỏe”.

Theo tiêu chuẩn Anh BS 6841, chỉ số dao động VDV (Vibration Dose Value) được dùng để đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động đến con người. Cụ thể, vùng khuyến

cáo tương ứng với giá trị VDV $\approx 8,5 \text{ m/s}^2$, trong khi vùng có khả năng gây nguy hại đến sức khỏe nằm ở mức VDV $\approx 17 \text{ m/s}^2$.



Hình 1. 13 Vùng khuyến cáo sức khỏe tiếp xúc với dao động (ISO 2631-1:1997)

Bảng 1. 3 (Phụ lục C – ISO 2631-1: 1997)

Nhỏ hơn 0.315 m/s^2	Không có cảm giác khó chịu
Từ $0.315 \sim 0.63 \text{ m/s}^2$	Có cảm giác chút ít về sự không thoải mái
Từ $0.5 \sim 1 \text{ m/s}^2$	Có cảm giác rõ rệt về sự không thoải mái
Từ $0.8 \sim 1.6 \text{ m/s}^2$	Không thoải mái
Từ $1.25 \sim 2.5 \text{ m/s}^2$	Rất không thoải mái
Lớn hơn 2 m/s^2	Cực kỳ không thoải mái

Tiêu chuẩn TCVN 6964 – 1:2001

Tiêu chuẩn TCVN 6964-1:2001, hoàn toàn tương đương với ISO 2631-1:1997, được sử dụng để xác định phương pháp đánh giá rung động toàn thân liên quan đến:

Mức độ ảnh hưởng của rung động đối với sức khỏe con người.

Khả năng cảm nhận rung động của con người.

Mức độ gây khó chịu hoặc mệt mỏi do rung động kéo dài.

Phương pháp đánh giá chủ yếu dựa trên giá trị gia tốc r.m.s (root mean square – gia tốc trung bình bình phương). Thông số này, có đơn vị m/s^2 đối với rung tịnh tiến và rad/s^2 đối với rung quay, thể hiện cường độ trung bình của dao động trong một khoảng thời gian nhất định.

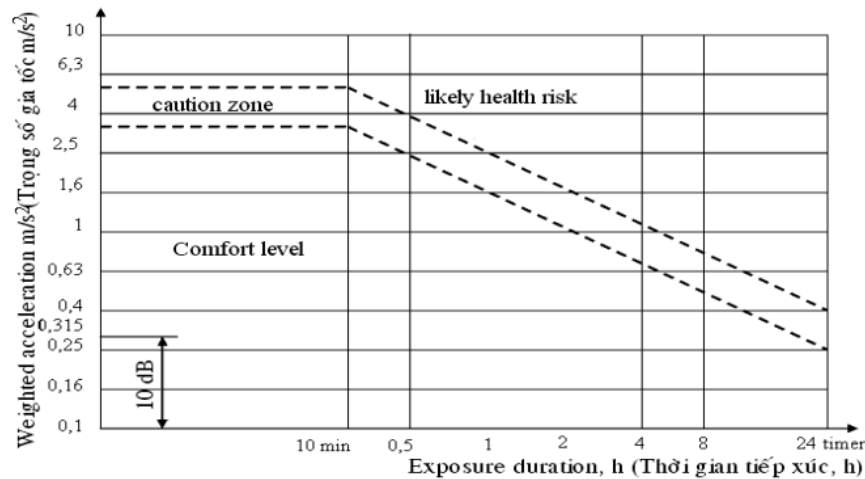
Giá trị gia tốc r.m.s được tính theo công thức:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_\omega^2(t) dt \right]^{1/4} \quad (1.32)$$

Trong đó:

T – Thời gian chịu tác động rung động (s), $a_w(t)$ – Gia tốc rung động tịnh tiến hoặc quay theo thời gian, có đơn vị m/s^2 hoặc rad/s^2 .

Việc đánh giá rung động được thể hiện thông qua các đường giới hạn (đường gạch – gạch) trong biểu đồ, phân chia thành các vùng khác nhau thể hiện mức độ ảnh hưởng đến sức khỏe.



Hình 1. 14 Vùng chỉ dẫn sức khỏe theo ISO 2631 và TCVN 694

Hình 1.14 minh họa vùng chỉ dẫn sức khỏe theo tiêu chuẩn ISO 2631 và TCVN 6964, trong đó nêu rõ giới hạn tần suất dao động mà con người có thể chịu được. Khi giá trị gia tốc r.m.s vượt quá giới hạn khuyến cáo, rung động được xem là có nguy cơ ảnh hưởng đến sức khỏe hoặc gây cảm giác khó chịu rõ rệt.

1.6.3. Các hướng nghiên cứu của hệ thống treo

Hiện nay, cùng với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ ô tô, hệ thống treo ngày càng được quan tâm nghiên cứu nhằm nâng cao chất lượng vận hành, khả năng ổn định chuyển động và sự thoải mái cho người sử dụng. Quỹ đạo chuyển động của ô tô phản ánh tổng hợp các đặc tính vận hành quan trọng của phương tiện, bao gồm đặc tính động lực học (Performance), khả năng điều khiển ổn định (Handling) và độ êm dịu chuyển động (Ride). Đây là ba yếu tố có mối quan hệ chặt chẽ, tác động trực tiếp đến chất lượng

khai thác, độ an toàn cũng như cảm giác thoải mái của hành khách trong quá trình vận hành.

Đặc tính động lực học của ô tô được thể hiện thông qua các chỉ tiêu như khả năng tăng tốc, lực kéo, khả năng vượt dốc và khả năng vượt chướng ngại vật trong các điều kiện khai thác khác nhau. Trong khi đó, độ êm dịu chuyển động phản ánh khả năng hạn chế dao động và rung động truyền từ mặt đường lên thân xe và khoang hành khách thông qua hệ thống treo. Việc kiểm soát dao động có vai trò đặc biệt quan trọng nhằm duy trì trạng thái cân bằng, ổn định quỹ đạo chuyển động và giảm ảnh hưởng bất lợi của các kích thích từ mặt đường, tải trọng thay đổi hoặc điều kiện môi trường bên ngoài.

Trạng thái chuyển động của ô tô được hình thành từ sự tương tác giữa đặc tính động lực học của phương tiện, tác động điều khiển từ người lái và điều kiện vận hành thực tế. Sự phối hợp giữa các yếu tố này quyết định khả năng bám đường, độ ổn định chuyển động và mức độ an toàn của phương tiện. Đồng thời, các yếu tố như điều kiện mặt đường, tải trọng, hệ thống truyền động, lực khí động học và điều kiện môi trường cũng tác động liên tục đến trạng thái dao động của ô tô trong quá trình vận hành.

Trong nghiên cứu dao động ô tô, mối quan hệ tương tác giữa Đường – Xe – Người được xem là hệ tương tác cơ bản quyết định đặc tính dao động và độ êm dịu chuyển động của phương tiện. Nội dung nghiên cứu thường tập trung vào ba hướng chính: nghiên cứu đặc tính bề mặt đường nhằm xác định quy luật kích thích dao động từ mặt đường tác động lên bánh xe; nghiên cứu hệ thống treo và khung xe nhằm đánh giá khả năng truyền và hấp thụ dao động từ bánh xe lên thân xe; đồng thời phân tích ảnh hưởng của dao động đến người lái và hành khách thông qua các chỉ tiêu về cảm giác êm dịu, mức độ thoải mái và giới hạn chịu đựng rung động của cơ thể con người.

Nhiều nghiên cứu đã đánh giá đặc tính dao động của ô tô dựa trên tiêu chuẩn ISO 2631 thông qua giá trị gia tốc hiệu dụng (RMS) để xác định mức độ êm dịu chuyển động. Lê Văn Quỳnh, Trần Việt Phú và cộng sự [1–2] đã mô phỏng đặc tính dao động của xe giường nằm và xe buýt thành phố ở các vận tốc khác nhau nhằm đánh giá ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu. Trong khi đó, Vũ và cộng sự [3] tập trung nghiên cứu ảnh hưởng của quá trình chuyển đổi sang xe điện và cho thấy các thông số thiết kế của hệ thống treo có tác động đáng kể đến chất lượng dao động và sự thoải mái của hành khách sau chuyển đổi.

Tương tự, Saiful Anuar Abu Bakar và cộng sự [4] nhận thấy rằng sự thay đổi phân bố tải trọng làm thay đổi chuyển động của các cầu xe, từ đó ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính động học và khả năng làm việc của hệ thống treo. Ngoài ra, Thảo [5] đã nghiên cứu dao động của xe chở khách bằng mô phỏng MATLAB–SIMULINK dựa trên tiêu chuẩn TCVN 1694-1:2001. Kết quả nghiên cứu cho thấy điều kiện mặt đường và các thông số của hệ thống treo có ảnh hưởng đáng kể đến độ êm dịu chuyển động và sự thoải mái của hành khách.

Trong hệ thống treo ô tô, tải trọng phân bố giữa cầu trước và cầu sau ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính dao động, khả năng bám đường và độ ổn định chuyển động của phương tiện. Khi tải trọng thay đổi, đặc biệt trong trường hợp chuyển đổi từ xe sử dụng động cơ đốt trong sang xe điện, sự thay đổi vị trí khối lượng và mômen quán tính của thân xe làm biến đổi đáng kể trạng thái làm việc của hệ thống treo và đáp ứng dao động của toàn xe. Vì vậy, nghiên cứu đặc tính dao động của ô tô không chỉ tập trung vào đặc tính đàn hồi và giảm chấn của hệ thống treo mà còn cần xem xét đồng thời ảnh hưởng của phân bố tải trọng và động học kéo nhằm đánh giá đầy đủ chất lượng chuyển động và độ êm dịu của phương tiện sau chuyển đổi.

CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC TOÀN XE ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU

2.1. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình mô phỏng dao động ô tô

Dựa trên cơ sở lý thuyết dao động đã trình bày, trong nghiên cứu này mô hình động lực học toàn xe được xây dựng nhằm đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và vị trí bố trí bộ pin đến dao động thẳng đứng và độ êm dịu chuyển động của ô tô điện sau chuyển đổi.

Ô tô được xem là một hệ dao động cơ học nhiều bậc tự do bao gồm các khối lượng được treo và không được treo liên kết với nhau thông qua hệ thống treo, lớp xe và các phần tử giảm chấn. Khối lượng được treo bao gồm thân xe, hành khách, bộ pin và các cụm chi tiết gắn với thân xe; trong khi khối lượng không được treo bao gồm bánh xe, moay-ơ, cơ cấu phanh và một phần hệ thống treo. Giữa các khối lượng này tồn tại mối quan hệ động lực học phức tạp thông qua phần tử đàn hồi và giảm chấn, làm phát sinh dao động khi xe chuyển động trên mặt đường mấp mô.

Trong nghiên cứu dao động ô tô, dao động của thân xe chịu ảnh hưởng trực tiếp bởi độ cứng hệ thống treo, hệ số giảm chấn và khối lượng được treo. Khi phân bố tải trọng thay đổi do vị trí bố trí bộ pin khác nhau, tải trọng tác dụng lên các cầu xe cũng thay đổi, dẫn đến sự thay đổi độ võng tĩnh của hệ thống treo và đặc tính dao động của thân xe. Theo lý thuyết dao động cơ học, tần số dao động riêng của hệ phụ thuộc vào tỷ số giữa độ cứng tương đương của hệ thống treo và khối lượng được treo được trình bày như ở công thức 2.1:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

Trong đó:

f_n : là tần số dao động riêng của hệ (Hz);

k : là độ cứng tương đương của hệ thống treo (N/m);

m : là khối lượng được treo (kg).

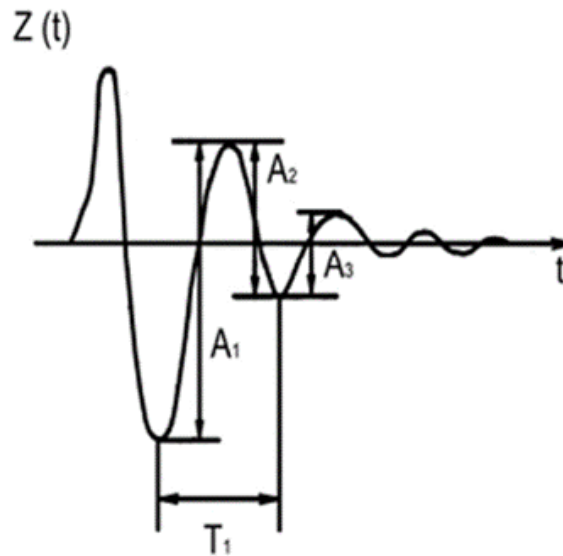
Biểu thức trên cho thấy khi khối lượng được treo tăng lên do bổ sung bộ pin, tần số dao động riêng của thân xe có xu hướng giảm xuống. Điều này ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng hấp thụ dao động và mức độ truyền dao động từ mặt đường lên thân xe, từ đó tác động đến độ êm dịu chuyển động của phương tiện.

Theo cơ sở lý thuyết đã trình bày, dao động ô tô có thể được khảo sát trong mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang hoặc trong không gian. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này chỉ tập trung đánh giá dao động thẳng đứng của thân xe do đây là thành phần dao động ảnh hưởng trực tiếp đến cảm giác êm dịu của hành khách. Các dao động ngang và dao động quay được xem là không đáng kể trong phạm vi nghiên cứu và được bỏ qua nhằm đơn giản hóa bài toán nhưng vẫn đảm bảo độ chính xác cần thiết.

Trên cơ sở đó, mô hình động lực học toàn xe được xây dựng dựa trên lý thuyết động lực học hệ nhiều vật (Multi-Body Dynamics – MBD). Phương pháp này cho phép mô tả chuyển động tương đối giữa thân xe, hệ thống treo và bánh xe thông qua các liên kết động học, phần tử đàn hồi và phần tử giảm chấn. Mặc dù nghiên cứu chỉ đánh giá dao động thẳng đứng, mô hình vẫn được xây dựng với đầy đủ bốn bánh xe nhằm phản ánh chính xác sự thay đổi phân bố tải trọng giữa các cầu xe khi bố trí bộ pin tại các vị trí khác nhau. Các thông số hình học, đặc tính hệ thống treo và thông số lớp được thiết lập theo đúng thông số kỹ thuật của xe thực tế nhằm nâng cao độ tin cậy của kết quả mô phỏng.

Để thực hiện mô phỏng, phần mềm MotionView thuộc bộ Altair HyperWorks được sử dụng để xây dựng và phân tích mô hình động lực học toàn xe. MotionView hỗ trợ xây dựng mô hình tham số hóa, thiết lập các liên kết động học và phân tích đáp ứng dao động trong miền thời gian. Bộ giải MotionSolve cho phép xem xét ảnh hưởng của đặc tính phi tuyến của hệ thống treo, đặc tính lớp và sự thay đổi phân bố khối lượng của xe sau chuyển đổi sang xe điện. Nhờ đó, mô hình mô phỏng phản ánh sát hơn đặc tính dao động thực tế của phương tiện trong quá trình vận hành.

Quá trình đánh giá tần số dao động riêng của thân xe được thực hiện theo tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT thông qua đáp ứng dao động tắt dần của thân xe sau khi chịu kích thích cưỡng bức. Chu kỳ dao động được xác định từ đường cong đáp ứng gia tốc theo thời gian, sau đó tần số dao động riêng được tính theo biểu thức 2.2 và 2.3:



Hình 2. 1 Phương pháp xác định chu kỳ dao động riêng dựa trên kết quả đường cong dao động tắt dần của thân xe [6]

$$f_1 = \frac{1}{T_1} \quad (2. 2)$$

$$T_1 = t_2 - t_1 \quad (2. 3)$$

Trong đó: f_1 : Tần số dao động riêng của thân xe (Hz), T_1 : Chu kỳ dao động riêng của thân xe (s), t_2 : Thời điểm kết thúc của chu kỳ đang xét (s), t_1 : Thời điểm bắt đầu của chu kỳ đang xét (s).

Phương pháp này cho phép đánh giá định lượng đặc tính dao động thẳng đứng của phương tiện, đồng thời cung cấp cơ sở khoa học để phân tích ảnh hưởng của tải trọng phân bố, vị trí bố trí bộ pin và đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của ô tô điện sau chuyển đổi. Mô hình dao động toàn xe được lựa chọn nhằm phản ánh đầy đủ mối quan hệ tương tác giữa dao động cầu trước, cầu sau và dao động thân xe trong mặt phẳng dọc. So với mô hình 1/4 xe hoặc 1/2 xe, mô hình toàn xe cho phép đánh giá chính xác hơn ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng đến đặc tính dao động tổng thể của phương tiện.

2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống treo

Để xác định cấu hình bố trí bộ pin tối ưu cho xe điện sau chuyển đổi, nghiên cứu áp dụng Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia QCVN 09:2011/BGTVT về kiểm tra chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với ô tô. Theo quy chuẩn này, tần số dao động riêng của hệ thống treo được xác định thông qua đáp ứng dao động tắt dần của thân xe

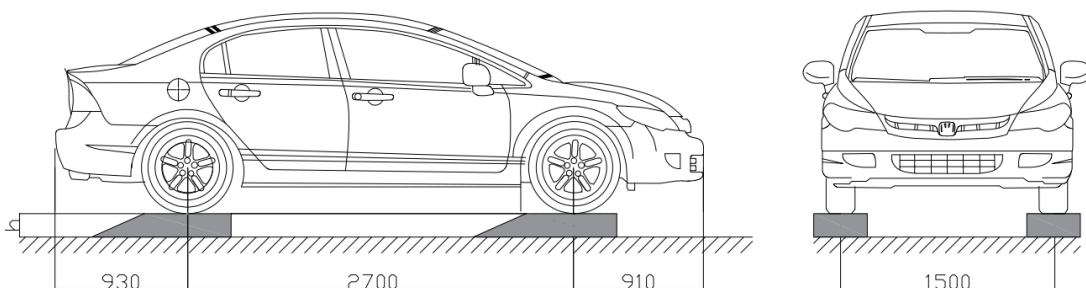
sau khi chịu kích thích cưỡng bức. Đây là thông số quan trọng phản ánh đặc tính dao động và mức độ êm dịu chuyển động của phương tiện trong quá trình vận hành.

Theo QCVN 09:2011/BGTVT, có hai phương pháp xác định tần số dao động riêng của hệ thống treo. Phương pháp thứ nhất áp dụng cho xe hai cầu, trong đó thân xe được nâng lên một độ cao xác định trong khoảng từ 60–120 mm so với vị trí cân bằng, sau đó thả tự do xuống bệ thử để tạo dao động. Phương pháp thứ hai áp dụng cho xe có nhiều hơn hai cầu, thực hiện bằng cách nén thân xe trong cùng khoảng hành trình từ 60–120 mm rồi thả ra để tạo dao động và ghi nhận đáp ứng dao động của hệ thống treo.

Trong nghiên cứu này, do đối tượng khảo sát là xe hai cầu nên nhóm tác giả lựa chọn Phương pháp 1 để thực hiện mô phỏng và đánh giá dao động. Một bệ thử với chiều cao kích thích 120 mm được xây dựng trong mô hình mô phỏng nhằm tái hiện điều kiện thử nghiệm theo tiêu chuẩn. Đồng thời, các thông số hình học, đặc tính hệ thống treo và đặc tính lớp của xe được thiết lập và hiệu chỉnh trong mô hình động lực học toàn xe nhằm đảm bảo độ chính xác và tính tương đồng với điều kiện vận hành thực tế.

Sau khi thiết lập mô hình, xe được nâng lên khỏi vị trí cân bằng và thả tự do từ độ cao xác định để tạo dao động cưỡng bức cho hệ thống treo. Quá trình dao động tắt dần của thân xe được ghi nhận thông qua đáp ứng gia tốc theo thời gian. Dữ liệu thu được từ mô phỏng được sử dụng để xác định chu kỳ dao động và tính toán tần số dao động riêng của thân xe theo biểu thức 2.2 và 2.3.

Thông qua việc so sánh tần số dao động riêng và đáp ứng dao động của các trường hợp bố trí bộ pin khác nhau, nghiên cứu tiến hành đánh giá ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng đến đặc tính dao động thẳng đứng của xe. Kết quả này là cơ sở để lựa chọn cấu hình bố trí bộ pin phù hợp nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động và cải thiện đặc tính vận hành của ô tô điện sau chuyển đổi. Kích thước và cấu tạo chi tiết của bệ thử được trình bày trong Hình 2.2.

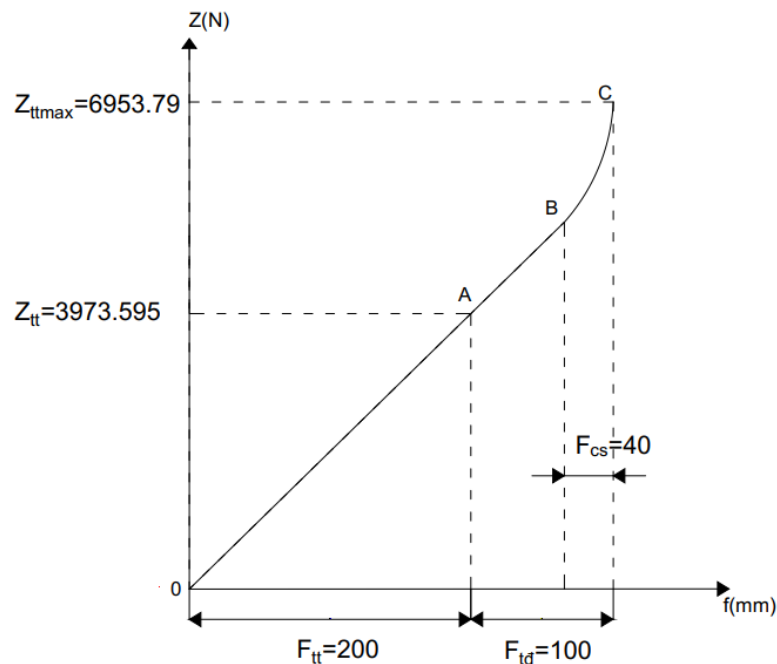


Hình 2. 2 Thông số kỹ thuật để tạo dao động theo Phương pháp 1 [6]

Hình 2.3 đến Hình 2.6 mô tả đặc tính của hệ thống treo, được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho mô Hình mô phỏng.

Trong Hình 2.3, đặc tính của lò xo được thể hiện thông qua mối quan hệ giữa lực và độ biến dạng. Đường cong này được chia thành ba đoạn: OA, AB và BC. Ở hai đoạn đầu (từ điểm O đến A và từ A đến B), độ cứng của lò xo được giữ không đổi ở mức $k = 19,87 \text{ N/mm}$, thể hiện mối quan hệ tuyến tính giữa lực và độ biến dạng. Tuy nhiên, ở đoạn BC, độ dốc của đường cong tăng lên, tương ứng với độ cứng mới $k = 23,18 \text{ N/mm}$, cho thấy sự thay đổi phi tuyến của đặc tính đàn hồi.

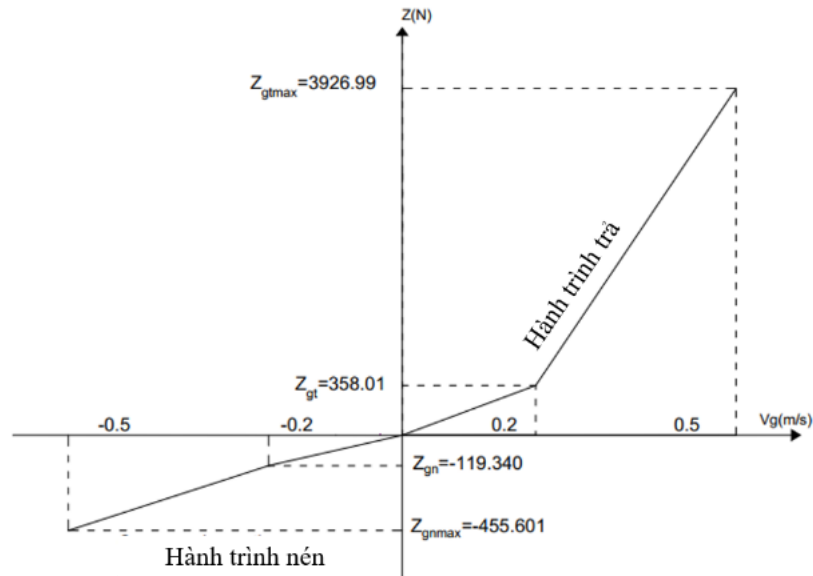
Sự thay đổi này xuất phát từ thiết kế bước xoắn không đều của lò xo, nhằm điều chỉnh đặc tính đàn hồi để phù hợp hơn với điều kiện tải trọng thực tế trong quá trình vận hành của xe.



Hình 2. 3 Đặc tính của phần tử lò xo hệ thống treo trước

Trong Hình 2.4, mối quan hệ giữa vận tốc và lực thể hiện đặc tính của phần tử giảm chấn. Trục hoành biểu diễn vận tốc dịch chuyển, trong khi trục tung biểu diễn lực tác dụng.

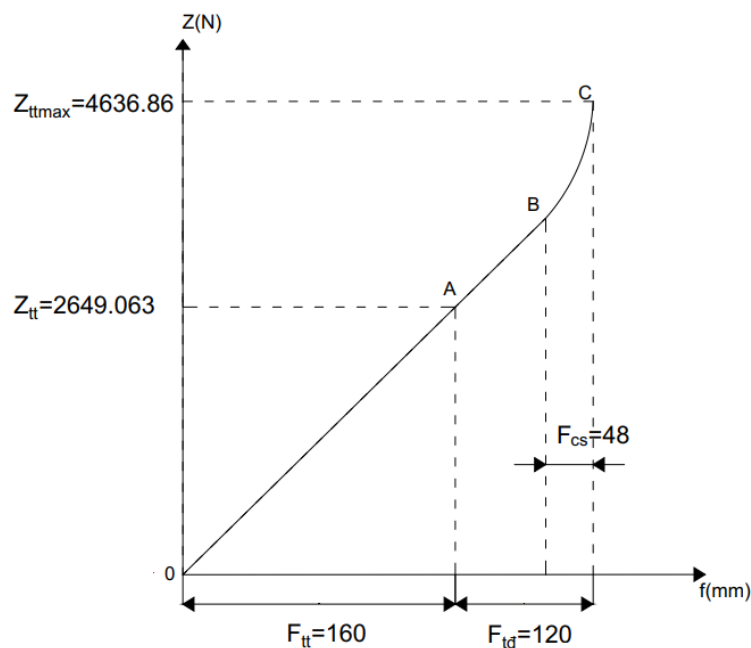
Phân tích hình này cho thấy đặc tính giảm chấn được chia thành hai phần, tương ứng với góc phần tư thứ nhất và thứ ba của hệ trục tọa độ. Ở góc phần tư thứ nhất, biểu diễn hành trình hồi (rebound), lực giảm chấn cực đại đạt $3926,99 \text{ N}$ tại vận tốc 50 mm/s . Trong khi đó, ở góc phần tư thứ ba, biểu diễn hành trình nén (compression), lực giảm chấn cực đại đạt $455,601 \text{ N}$, cũng tại vận tốc 50 mm/s .



Hình 2. 4 Đặc tính của phần tử giảm chấn hệ thống treo trước

Trong Hình 2.5, đặc tính của lò xo được thể hiện bằng đường cong quan hệ giữa lực và độ biến dạng, trong đó trục hoành biểu diễn độ biến dạng và trục tung biểu diễn lực tác dụng.

Lò xo của hệ thống treo sau thể hiện đặc tính tuyến tính với độ cứng không đổi $k = 16,6 \text{ N/mm}$. Điều này tuân theo định luật Hooke: $F = kx$, trong đó F là lực (N), x là độ biến dạng (mm), và k là độ cứng (N/mm). Do đó, phương trình có thể viết thành $F = 16,6x$, nghĩa là lực tăng thêm 16,6 N cho mỗi milimét biến dạng của lò xo.



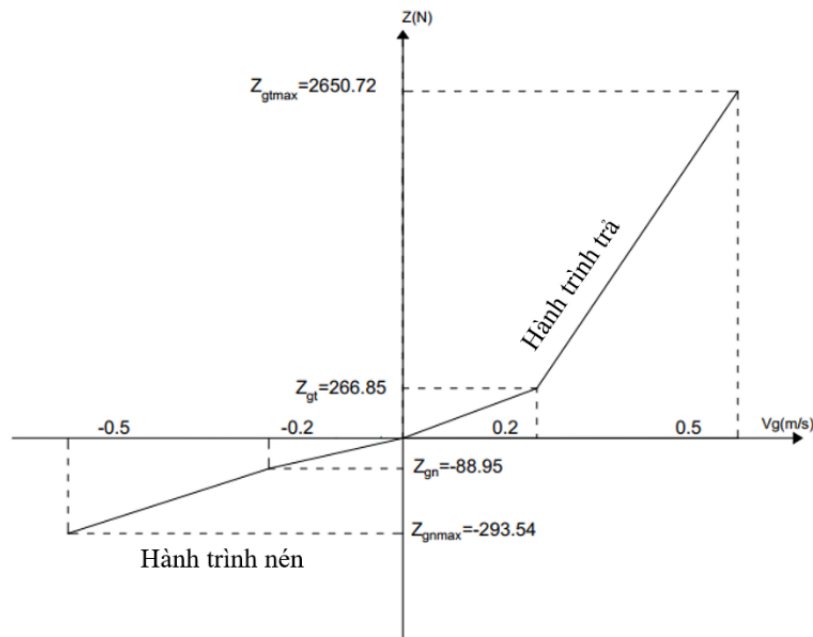
Hình 2. 5 Đặc tính của phần tử lò xo hệ thống treo sau

Hình 2.6 minh họa mối quan hệ giữa vận tốc và lực, thể hiện đặc tính của phần tử giảm chấn. Đường cong đặc trưng được chia thành hai vùng hoạt động:

Ở góc phần tư thứ nhất, tương ứng với hành trình hồi (rebound), lực giảm chấn cực đại đạt 2650,72 N tại vận tốc 50 mm/s.

Ở góc phần tư thứ ba, tương ứng với hành trình nén (compression), lực giảm chấn cực đại đạt 293,54 N cũng tại vận tốc 50 mm/s.

Kết quả này cho thấy đặc tính phi tuyến của bộ giảm chấn, trong đó lực cản trong pha hồi lớn hơn đáng kể so với pha nén, giúp kiểm soát dao động thân xe hiệu quả hơn và nâng cao độ ổn định khi vận hành.



Hình 2. 6 Đặc tính của các phần tử giảm chấn trong hệ thống treo sau

Hình 2.3 đến Hình 2.6 trình bày đặc tính động học của các phần tử đàn hồi và giảm chấn trong hệ thống treo, được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho mô hình mô phỏng động lực học toàn xe. Các đặc tính này được xây dựng dựa trên thông số thực tế của xe Honda Civic nhằm đảm bảo khả năng phản ánh chính xác đáp ứng dao động của phương tiện trong quá trình mô phỏng. Đối với hệ thống treo trước, đặc tính của phần tử lò xo được biểu diễn thông qua mối quan hệ giữa lực đàn hồi và độ biến dạng. Trong vùng làm việc ban đầu, lò xo có độ cứng gần như không đổi với giá trị $k=19,87$ N/mm, thể hiện đặc tính tuyến tính theo định luật Hooke. Trong khi đó, lò xo hệ thống treo sau có đặc tính tuyến tính với độ cứng không đổi $k=16,6$ N/mm, giúp cải thiện khả năng hấp thụ dao động và nâng cao độ êm dịu chuyển động của thân xe.

Đặc tính của bộ giảm chấn được xác định thông qua quan hệ giữa lực giảm chấn và vận tốc dịch chuyển của piston giảm chấn. Kết quả cho thấy lực giảm chấn trong

hành trình hồi (rebound) lớn hơn đáng kể so với hành trình nén (compression) đối với cả hệ thống treo trước và sau. Cụ thể, ở hệ thống treo trước lực hồi cực đại đạt 3926,99 N, trong khi lực nén cực đại đạt 455,601 N tại vận tốc 50 mm/s. Đối với hệ thống treo sau, lực hồi cực đại đạt 2650,72 N và lực nén cực đại đạt 293,54 N tại cùng vận tốc. Đặc tính này cho phép hệ thống treo tăng khả năng dập tắt dao động dư của thân xe sau khi chịu kích thích.

Sau khi xây dựng mô hình động lực học toàn xe, các thông số hình học bao gồm chiều dài cơ sở, chiều rộng cơ sở, bán kính lốp và đặc tính hệ thống treo được thiết lập trong môi trường mô phỏng dựa trên thông số thực tế của xe Honda Civic. Các thông số của phần tử đàn hồi, giảm chấn và thông số lốp xe được giữ nguyên cho phiên bản xe sau khi chuyển đổi sang hệ truyền động điện nhằm đánh giá trực tiếp ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng và vị trí bố trí bộ pin đến đặc tính dao động thẳng đứng của phương tiện. Các thông số chi tiết của mô hình được trình bày trong Bảng 2.1.

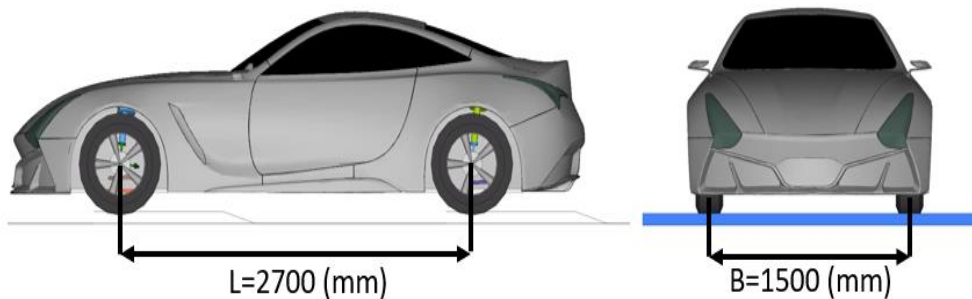
Bảng 2. 1 Thiết lập điều kiện mô phỏng hệ thống treo

Nội dung		Giá trị thiết lập
Hệ thống treo trước	Thông số lốp	205/55 R16
	Đặc tính lò xo	$K=19.9\text{N/mm}$
	Đặc tính giảm chấn	<pre>[CURVE] { vel force } -500 -455.601 -200 -119.340 0.0 0.0 200 358.01 500 3926.99</pre>
Hệ thống treo sau	Thông số lốp	205/55 R16
	Đặc tính lò xo	$K=16.6\text{N/mm}$
	Đặc tính giảm chấn	<pre>[CURVE] { vel force } -500 -293.54 -200 -88.95 0.0 0.0 200 266.85 500 2650.72</pre>

Sau khi cập nhật đặc tính của hệ thống treo trong mô hình động lực học toàn xe, bước tiếp theo là hiệu chỉnh các thông số phân bố khối lượng của phương tiện. Trước hết, các kích thước hình học cơ bản của xe bao gồm chiều dài cơ sở và khoảng cách vệt bánh trước – sau được thiết lập và hiệu chỉnh trong mô hình mô phỏng, như minh họa trong Hình 2.7. Việc cập nhật chính xác các thông số hình học này cho phép mô hình phản ánh đúng đặc tính động học và phân bố tải trọng của xe trong quá trình vận hành.

2.3. Thiết lập các trường hợp mô phỏng phân bố tải trọng sau khi chuyển đổi sang động cơ điện

Sau khi hoàn thiện các thông số hình học và khối lượng tổng thể của xe, tọa độ trọng tâm được xác định dựa trên phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau tương ứng với từng trường hợp tải trọng khác nhau. Sự thay đổi vị trí trọng tâm có ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính dao động thẳng đứng của thân xe, độ võng tĩnh của hệ thống treo cũng như khả năng hấp thụ dao động của phương tiện. Vì vậy, việc xác định chính xác phân bố khối lượng và tọa độ trọng tâm là cơ sở quan trọng để đánh giá ảnh hưởng của vị trí bố trí bộ pin đến độ êm dịu chuyển động của ô tô điện sau chuyển đổi.



Hình 2. 7 Thông số kỹ thuật cơ bản của xe

Sau khi điều chỉnh kích thước cơ bản và khối lượng của xe, tọa độ trọng tâm của xe nguyên bản được xác định dựa trên phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau trong từng trường hợp tải trọng, như thể hiện trong Bảng 2.2.

Thông số kỹ thuật và phân bố khối lượng của xe nguyên bản được trình bày trong Bảng 2.2, trong khi các thông số tương ứng của xe sau khi chuyển đổi sang hệ truyền động điện được thể hiện trong Bảng 2.3. Dựa trên các dữ liệu này, mô hình mô phỏng được cập nhật nhằm phản ánh sự thay đổi tải trọng tác dụng lên các cầu xe và sự dịch chuyển trọng tâm khi bố trí bộ pin tại các vị trí khác nhau.

Bảng 2. 2 Các thông số mô phỏng của xe nguyên bản

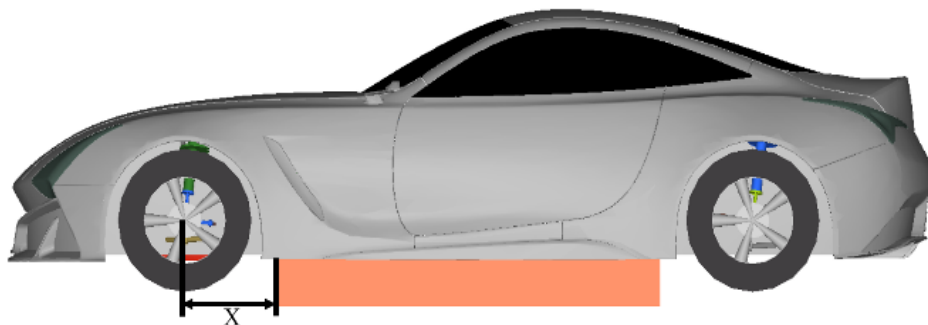
Tải trọng toàn phần	Khối lượng đầy tải	1585kg
	Tải trọng phân bố cầu trước	951kg
	Tải trọng phân bố cầu sau	634kg
	Tọa độ trọng tâm toàn xe theo phương x	1080mm

Trong nghiên cứu này, bộ pin được lựa chọn có kích thước 1816×1362×234 mm (Dài × Rộng × Cao) và được bố trí bên dưới sàn xe nhằm tận dụng không gian lắp đặt,

đồng thời hạ thấp trọng tâm của phương tiện để cải thiện độ ổn định chuyển động. Do chiều dài bộ pin tương đối lớn trong khi chiều dài cơ sở của xe được giữ cố định ở mức $L=2700$ mm, không gian bố trí pin bị giới hạn trong vùng giữa cầu trước và cầu sau. Vì vậy, vị trí lắp đặt bộ pin chỉ có thể dịch chuyển theo phương dọc của xe trong một khoảng nhất định nhằm đảm bảo không xảy ra hiện tượng giao thoa kết cấu với hệ thống treo, bánh xe và các cụm chi tiết khác của khung gầm.

Trong mô hình nghiên cứu, vị trí bộ pin được xác định thông qua tham số x , là khoảng cách từ tâm bánh xe cầu trước đến mép trước của bộ pin, như minh họa trong Hình 2.8. Khi thay đổi giá trị x , tâm khối lượng của bộ pin sẽ dịch chuyển dọc theo chiều dài cơ sở của xe, làm thay đổi phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau. Để đánh giá đầy đủ ảnh hưởng của vị trí bố trí pin đến đặc tính dao động thẳng đứng của phương tiện, nghiên cứu lựa chọn ba cấu hình bố trí đặc trưng tương ứng với các giới hạn không gian lắp đặt thực tế.

Trường hợp 1 được lựa chọn tại vị trí gần cầu trước nhất mà vẫn đảm bảo khoảng hở lắp đặt và không ảnh hưởng đến kết cấu hệ thống treo trước. Trong trường hợp này, tâm khối lượng của bộ pin dịch chuyển về phía trước, làm tăng tải trọng tác dụng lên cầu trước. Ngược lại, Trường hợp 3 được bố trí tại vị trí xa cầu trước nhất, tức gần cầu sau nhất trong giới hạn chiều dài cơ sở cho phép, làm tăng tải trọng tác dụng lên cầu sau. Trường hợp 2 được bố trí tại vị trí trung tâm của thân xe, khi đó tâm khối lượng bộ pin nằm gần giữa hai cầu xe, giúp tải trọng phân bố tương đối đồng đều giữa cầu trước và cầu sau. Việc lựa chọn ba trường hợp đặc trưng này cho phép đánh giá xu hướng thay đổi phân bố tải trọng và ảnh hưởng của vị trí bố trí bộ pin đến đặc tính dao động, độ võng hệ thống treo và độ êm dịu chuyển động của ô tô điện sau chuyển đổi. Phân bố tải trọng tương ứng của từng cấu hình được trình bày trong Bảng 2.3 và minh họa trong Hình 2.8.



Hình 2. 8 Biểu diễn vị trí lắp đặt pin

Bảng 2. 3 Các trường hợp bố trí bộ pin phục vụ mô phỏng động lực học

Nội dung		Trường hợp 1	Trường hợp 2	Trường hợp 3
Toàn tải	Toàn tải	1882 Kg		
	Phân bố tải trọng cầu trước	1098 Kg	1185 Kg	1082 Kg
	Phân bố tải trọng cầu sau	784 Kg	697 Kg	800 Kg
	Tọa độ trọng tâm toàn xe theo phương x	1124 mm	1000 mm	1148 mm
	Khoảng cách từ tâm bánh trước đến vị trí lắp đặt pin	X=442 mm	X=292 mm	X=592 mm

Tiếp theo, để thu thập dữ liệu gia tốc trong quá trình mô phỏng thả rơi theo tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT, các cảm biến gia tốc được bố trí cố định trên thân xe tại hai vị trí gần cầu trước và cầu sau. Khoảng cách giữa hai điểm đo tương ứng với chiều dài cơ sở của xe là 2700 mm. Việc bố trí cảm biến tại hai đầu thân xe cho phép ghi nhận chính xác đáp ứng gia tốc thẳng đứng của thân xe trong suốt quá trình dao động, đồng thời hỗ trợ đánh giá sự khác biệt dao động giữa khu vực cầu trước và cầu sau dưới ảnh hưởng của phân bố tải trọng và vị trí bố trí bộ pin.

Sau khi hoàn thiện mô hình động lực học và hệ thống đo, xe được đặt trên bệ thử với độ cao kích thích $h=120$ mm, phù hợp với điều kiện thử nghiệm theo QCVN 09:2011/BGTVT. Để mô phỏng trạng thái thả rơi tự do của xe khỏi bệ thử, một lực tác dụng có giá trị 18.820 N được áp dụng theo phương ngược chiều trục x. Giá trị lực này được xác định dựa trên tổng khối lượng của xe sau chuyển đổi là 1882 kg nhằm tái hiện trạng thái xe đứng yên nhưng bị dịch chuyển khỏi vị trí cân bằng trước khi bắt đầu dao động.

Khi lực tác dụng bị loại bỏ, mô hình xe thực hiện dao động tắt dần dưới tác động của trọng lực, hệ thống treo và đặc tính giảm chấn của lớp xe. Dữ liệu gia tốc thu được từ các cảm biến được sử dụng để xác định chu kỳ dao động và đánh giá tần số dao động riêng của thân xe trong từng trường hợp bố trí bộ pin khác nhau. Qua đó, nghiên cứu tiến hành phân tích ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng đến đặc tính dao động thẳng đứng và độ êm dịu chuyển động của ô tô điện sau chuyển đổi.

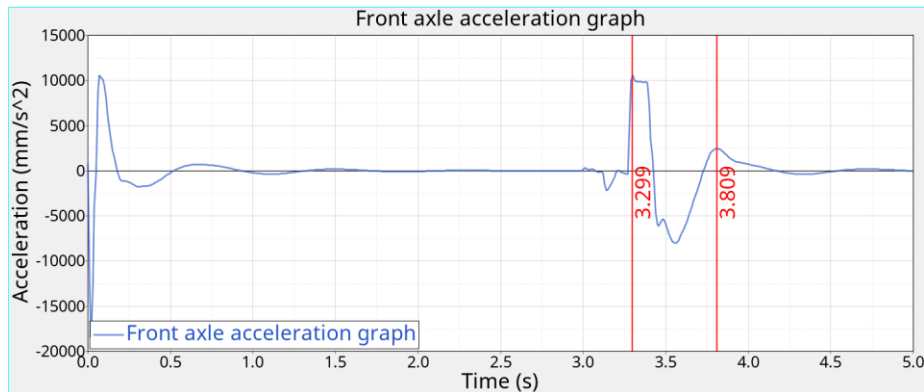
CHƯƠNG 3. ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA PHÂN BỐ TẢI TRỌNG VÀ ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN DAO ĐỘNG Ô TÔ

3.1. Đánh giá ảnh hưởng của trường hợp xe nguyên bản đến dao động ô tô

3.1.1. Tần số dao động riêng trường hợp xe nguyên bản khi chiều cao bộ thử được đặt ở $h = 120 \text{ mm}$

Dựa trên kết quả gia tốc cầu trước thể hiện trong Hình 3.1, hai đỉnh dao động liên tiếp được xác định tại các thời điểm $t_1=3,299$ và $t_2=3,809$. Tại thời điểm t_1 , gia tốc cầu trước đạt giá trị cực đại khoảng $10\,000 \text{ mm/s}^2$, phản ánh phản ứng động lực học tức thời của hệ thống treo khi xe tiếp xúc với bề mặt sau quá trình thả rơi theo điều kiện thử nghiệm của QCVN 09:2011/BGTVT. Sau chu kỳ dao động đầu tiên, biên độ gia tốc suy giảm đáng kể và tại thời điểm t_2 , giá trị gia tốc cực đại chỉ còn khoảng 2500 mm/s^2 . Sự suy giảm rõ rệt của biên độ gia tốc giữa hai đỉnh dao động liên tiếp cho thấy năng lượng dao động được tiêu tán hiệu quả thông qua cơ cấu giảm chấn của hệ thống treo. Kết quả này chứng minh hệ thống treo cầu trước có khả năng dập tắt dao động tốt, góp phần cải thiện độ ổn định dao động của thân xe và nâng cao độ êm dịu chuyển động trong điều kiện thử nghiệm.

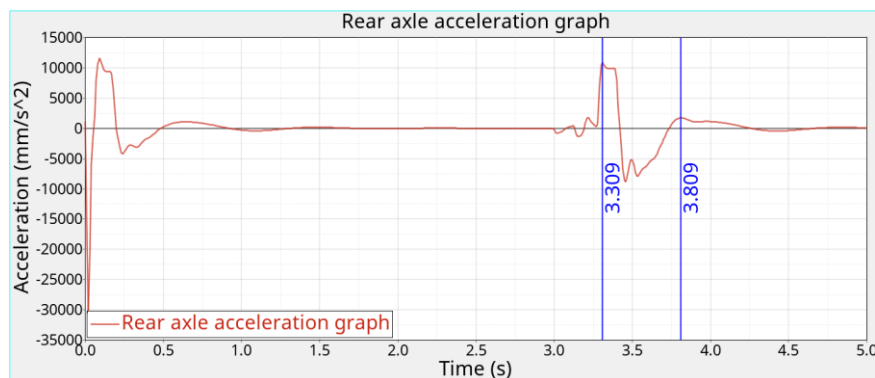
Từ khoảng thời gian giữa hai đỉnh dao động liên tiếp, chu kỳ dao động riêng của hệ thống treo cầu trước được xác định là $T=0,51 \text{ s}$, tương ứng với tần số dao động riêng $f=1,96 \text{ Hz}$. Giá trị này nhỏ hơn giới hạn $2,5 \text{ Hz}$ theo QCVN 09:2011/BGTVT, cho thấy đặc tính dao động của hệ thống treo cầu trước đáp ứng yêu cầu kỹ thuật và nằm trong giới hạn cho phép của tiêu chuẩn hiện hành.



Hình 3. 1 Đồ thị gia tốc của cầu trước

Hình 3.2 thể hiện đáp ứng dao động của cầu sau trong điều kiện thử nghiệm thả rơi theo QCVN 09:2011/BGTVT. Kết quả cho thấy hai đỉnh dao động liên tiếp xuất hiện tại các thời điểm $t_1=3,309$ s và $t_2=3,809$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T=0,5$ s. Ở thời điểm t_1 , gia tốc cầu sau đạt giá trị cực đại xấp xỉ 11000 mm/s², cho thấy hệ thống treo phản ứng mạnh ngay sau khi xe tiếp xúc với bề mặt thử nghiệm. Tuy nhiên, đến chu kỳ kế tiếp tại t_2 , biên độ gia tốc giảm xuống còn 1500 mm/s². Sự suy giảm đáng kể của biên độ dao động giữa hai chu kỳ liên tiếp phản ánh khả năng tiêu tán năng lượng dao động tương đối hiệu quả của hệ thống giảm chấn, qua đó hạn chế dao động duy trì trên thân xe và cải thiện đặc tính êm dịu chuyển động.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu sau được tính toán đạt $f=2$ Hz. Mặc dù tồn tại sự khác biệt nhất định so với cầu trước do đặc tính phân bố tải trọng và đặc điểm kết cấu hệ thống treo, giá trị này vẫn nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f<2,5$ Hz). Vì vậy, hệ thống treo cầu sau được đánh giá đáp ứng yêu cầu kỹ thuật về đặc tính dao động và độ êm dịu vận hành theo tiêu chuẩn hiện hành.



Hình 3. 2 Đồ thị gia tốc của cầu sau

3.2. Đánh giá ảnh hưởng của các trường hợp bố trí pin đến phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo đến dao động ô tô

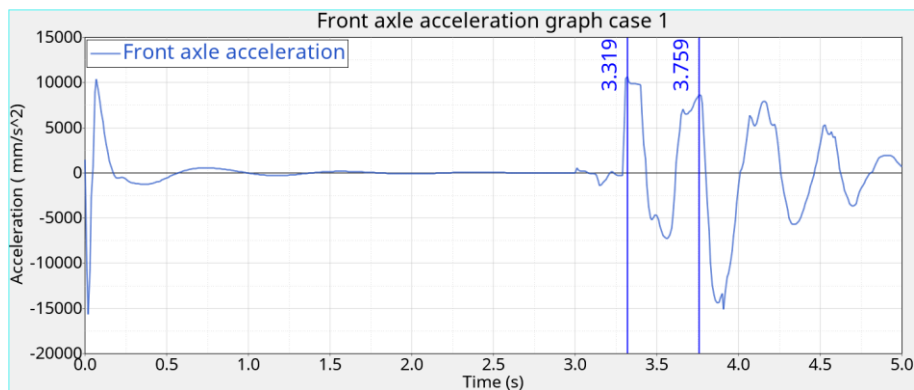
3.2.1. Tần số dao động riêng khi chiều cao bệ thử được đặt ở $h = 120$ mm trong các trường hợp thay đổi vị trí lắp đặt bộ pin

Đối với Trường hợp 1, bộ pin được bố trí tại vị trí cách tâm bánh trước $X=442$ mm, với tải trọng phân bố lên cầu trước và cầu sau lần lượt đạt 1098 kg và 784 kg, như trình bày trong Bảng 2.3. Sự thay đổi phân bố khối lượng này làm biến đổi đáng kể đặc tính dao động của hệ thống treo cầu trước, được thể hiện rõ qua đáp ứng gia tốc trong Hình

3.3. Hai đỉnh dao động liên tiếp được xác định tại các thời điểm $t_1=3,319$ s và $t_2=3,759$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T\approx 0,44$ s.

Tại thời điểm t_1 , gia tốc cầu trước đạt giá trị cực đại xấp xỉ 11000 mm/s², phản ánh phản ứng động lực học mạnh của hệ thống treo khi xe tiếp xúc với bề mặt thử nghiệm sau quá trình thả rơi. Đến thời điểm t_2 , gia tốc vẫn duy trì ở mức tương đối lớn, khoảng 8000 mm/s². So với chu kỳ dao động đầu tiên, biên độ gia tốc chỉ suy giảm nhẹ, cho thấy dao động của cầu trước chưa được dập tắt hiệu quả sau chu kỳ ban đầu. Đồng thời, sau t_2 , hệ thống tiếp tục xuất hiện nhiều dao động kế tiếp với biên độ còn khá lớn trước khi ổn định hoàn toàn. Điều này cho thấy khả năng tiêu tán năng lượng dao động của hệ thống treo trong Trường hợp 1 bị suy giảm so với cấu hình ban đầu, dẫn đến thời gian tắt dần dao động kéo dài hơn. Nguyên nhân chủ yếu xuất phát từ việc bộ pin được bố trí gần cầu trước, làm gia tăng tải trọng tác dụng lên cầu này và thay đổi đáp ứng động lực học của toàn bộ hệ thống treo.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu trước trong Trường hợp 1 được tính toán đạt $f=2,27$ Hz. Mặc dù giá trị này tăng so với cấu hình ban đầu, nó vẫn nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Kết quả cho thấy việc bố trí bộ pin gần cầu trước có ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính dao động của phương tiện, làm tăng xu hướng dao động và tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu trước.

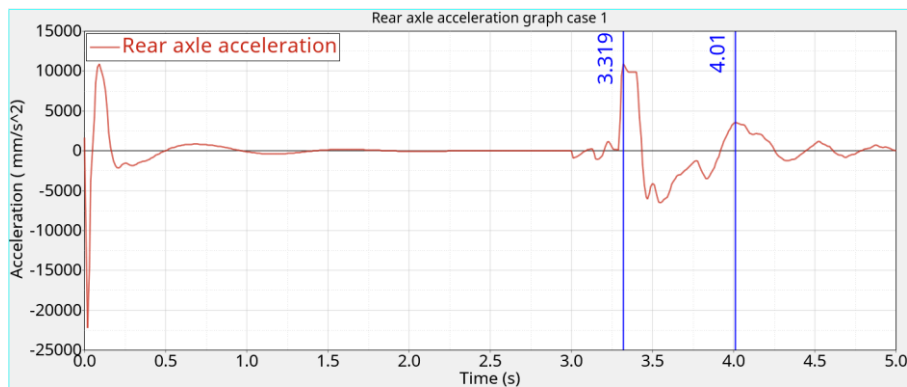


Hình 3. 3 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 1

Đối với cầu sau trong Trường hợp 1, đáp ứng gia tốc thể hiện trong Hình 3.4 cho thấy hai đỉnh dao động liên tiếp xuất hiện tại các thời điểm $t_1=3,319$ s và $t_2=4,01$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T\approx 0,69$ s. Tại thời điểm t_1 , gia tốc cầu sau đạt giá trị cực đại 11000 mm/s², trong khi tại thời điểm t_2 , biên độ gia tốc giảm xuống còn khoảng

3500 mm/s². Sự suy giảm đáng kể của biên độ dao động cho thấy hệ thống treo cầu sau có khả năng tiêu tán năng lượng dao động tương đối hiệu quả và dao động được dập tắt nhanh hơn so với cầu trước.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu sau được tính toán đạt khoảng $f=1,45$ Hz. Giá trị này thấp hơn so với cầu trước và vẫn nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Kết quả cho thấy mặc dù sự thay đổi vị trí bố trí bộ pin ảnh hưởng đến đặc tính dao động của phương tiện, hệ thống treo cầu sau vẫn đảm bảo yêu cầu kỹ thuật về độ êm dịu và ổn định dao động trong điều kiện mô phỏng.

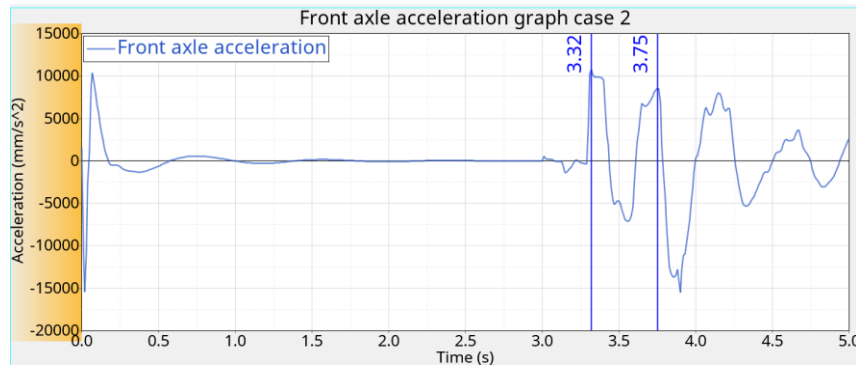


Hình 3. 4 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 1

Kết quả mô phỏng tần số dao động riêng cho Trường hợp 2 được trình bày trong Hình 3.5 và Hình 3.6. Đối với cầu trước kết quả được thể hiện như ở hình 3.5, hai đỉnh dao động liên tiếp được xác định tại các thời điểm $t_1=3,32$ s và $t_2=3,75$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T \approx 0,43$ s. Tại thời điểm t_1 , gia tốc cầu trước đạt giá trị cực đại 11000 mm/s², trong khi tại thời điểm t_2 , biên độ gia tốc vẫn duy trì ở mức tương đối lớn 8500 mm/s². Kết quả cho thấy dao động của cầu trước chưa được dập tắt nhanh sau chu kỳ đầu tiên và tiếp tục duy trì với nhiều dao động kế tiếp trước khi ổn định hoàn toàn. Điều này phản ánh sự ảnh hưởng rõ rệt của vị trí bố trí bộ pin đến đáp ứng động lực học của hệ thống treo cầu trước.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu trước trong Trường hợp 2 được tính toán đạt $f=2,32$ Hz. Giá trị này cao hơn trường hợp 1 và tiệm cận giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Kết quả cho thấy việc thay đổi vị trí lắp đặt bộ pin trong Trường hợp 2 làm gia tăng độ cứng dao

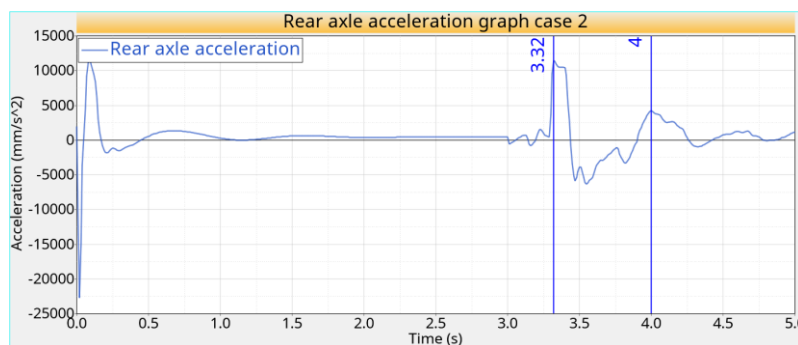
động của cầu trước, đồng thời làm tăng mức độ dao động và kéo dài thời gian ổn định của hệ thống treo.



Hình 3. 5 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 2

Hình 3.6 trình bày đáp ứng gia tốc của cầu sau trong Trường hợp 2. Hai đỉnh dao động liên tiếp được xác định tại $t_1=3,32$ s và $t_2=4,00$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T \approx 0,68$ s. Tại t_1 , gia tốc cầu sau đạt giá trị cực đại 11000 mm/s^2 , trong khi tại t_2 , gia tốc giảm còn khoảng 4000 mm/s^2 . Sự suy giảm này cho thấy dao động tại cầu sau được tiêu tán tương đối nhanh sau chu kỳ đầu tiên.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu sau trong Trường hợp 2 đạt $f=1,47$ Hz. Giá trị này thấp hơn cầu trước và nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Do đó, hệ thống treo cầu sau trong Trường hợp 2 vẫn đáp ứng yêu cầu về đặc tính dao động và độ êm dịu trong điều kiện mô phỏng thả rơi.

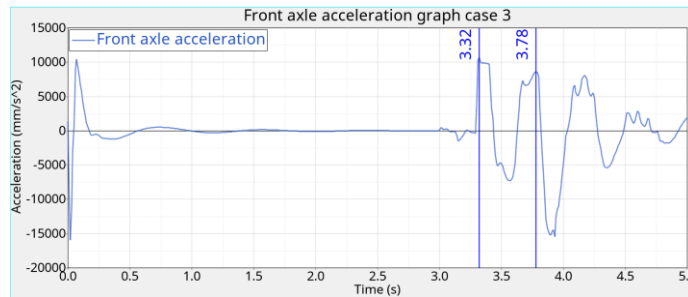


Hình 3. 6 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 2

Kết quả mô phỏng tần số dao động riêng cho Trường hợp 3 được trình bày trong Hình 3.7 và Hình 3.8. Đối với cầu trước, Hình 3.7 cho thấy hai đỉnh dao động liên tiếp xuất hiện tại $t_1=3,32$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T \approx 0,46$ s. Tại thời điểm t_1 , gia tốc cầu trước đạt 11000 mm/s^2 , trong khi tại t_2 , gia tốc vẫn duy trì ở mức 7000 mm/s^2 .

Điều này cho thấy dao động của cầu trước chưa suy giảm nhanh sau chu kỳ đầu tiên và vẫn tiếp tục dao động với biên độ đáng kể trong các chu kỳ sau.

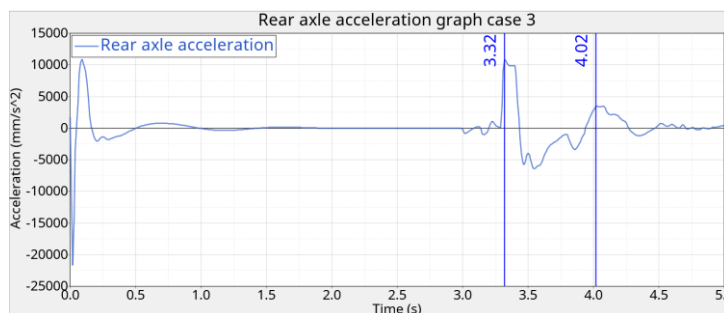
Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu trước trong Trường hợp 3 đạt $f=2,17$ Hz. Giá trị này thấp hơn so với Trường hợp 1 và Trường hợp 2, đồng thời vẫn nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Kết quả cho thấy cấu hình bố trí pin trong Trường hợp 3 giúp cải thiện phần nào đặc tính dao động của cầu trước, nhưng hệ thống vẫn xuất hiện biên độ gia tốc tương đối lớn sau kích thích thả rơi.



Hình 3. 7 Đồ thị gia tốc của cầu trước – Trường hợp 3

Đối với cầu sau trong Trường hợp 3, Hình 3.8 cho thấy hai đỉnh dao động liên tiếp được xác định tại $t_1=3,32$ s và $t_2=4,02$ s, tương ứng với chu kỳ dao động riêng $T \approx 0,70$ s, gia tốc cầu sau đạt giá trị cực đại 11000 mm/s^2 , trong khi tại t_2 , gia tốc giảm còn khoảng 3000 mm/s^2 . Sự suy giảm rõ rệt của biên độ gia tốc cho thấy dao động tại cầu sau được tiêu tán tương đối nhanh sau chu kỳ đầu tiên.

Từ chu kỳ dao động xác định được, tần số dao động riêng của hệ thống treo cầu sau trong Trường hợp 3 đạt $f=1,43$ Hz. Giá trị này thấp hơn so với cầu trước và nằm trong giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT ($f < 2,5$ Hz). Kết quả này cho thấy hệ thống treo cầu sau trong Trường hợp 3 vẫn đảm bảo yêu cầu kỹ thuật về đặc tính dao động và độ êm dịu trong điều kiện thử nghiệm thả rơi.



Hình 3. 8 Đồ thị gia tốc của cầu sau – Trường hợp 3

Bảng 3. 1 Đánh giá tương quan giữa các trường hợp mô phỏng

Thông số đánh giá	Xe nguyên bản	Trường hợp 1	Trường hợp 2	Trường hợp 3
Khối lượng toàn xe (kg)	1585	1882		
Tải trọng cầu trước (kg)	951	1098	1185	1082
Tải trọng cầu sau (kg)	634	784	697	800
Vị trí pin (mm)	-	X=442	X=292	X=592
Gia tốc dao động cầu trước (mm/s ²)	2500	8000	8500	7000
Mức tăng gia tốc cầu trước	-	220%	240%	180%
Gia tốc dao động cầu sau (mm/s ²)	2500	3500	4000	3000
Tần số dao động riêng cầu trước (Hz)	1,96	2,27	2,32	2,17
Mức thay đổi cầu trước	-	+15,8%	+18,4%	+10,7%
Tần số dao động riêng cầu sau (Hz)	2,00	1,47	1,43	1,43

Mức thay đổi cầu sau	-	-26,5%	-28,5%	-28,5%
----------------------	---	--------	--------	--------

Dựa trên kết quả trình bày trong Bảng 3.1, có thể nhận thấy vị trí bố trí bộ pin ảnh hưởng đáng kể đến đáp ứng dao động thẳng đứng, tần số dao động riêng và trạng thái làm việc của hệ thống treo sau khi phương tiện được chuyển đổi từ động cơ đốt trong sang hệ truyền động điện. Đối với cầu trước, xe nguyên bản có gia tốc dao động tại đỉnh thứ hai khoảng 2500 mm/s^2 và tần số dao động riêng đạt $1,96 \text{ Hz}$. Sau khi lắp đặt bộ pin, gia tốc dao động tăng lên khoảng 8000 mm/s^2 ở Trường hợp 1, 8500 mm/s^2 ở Trường hợp 2 và giảm xuống còn khoảng 7000 mm/s^2 ở Trường hợp 3, tương ứng mức tăng 220%, 240% và 180% so với xe nguyên bản. Đồng thời, tần số dao động riêng tăng lên lần lượt đạt $2,27 \text{ Hz}$, $2,32 \text{ Hz}$ và $2,17 \text{ Hz}$, tương ứng mức tăng 15,8%, 18,4% và 10,7%.

Trong ba phương án khảo sát, Trường hợp 2 cho giá trị gia tốc dao động và tần số dao động riêng lớn nhất do bộ pin được bố trí gần cầu trước hơn ($x = 292 \text{ mm}$), làm tải trọng tác dụng lên cầu trước tăng lên khoảng 1185 kg . Sự gia tăng tải trọng này làm hệ thống treo trước làm việc trong vùng có độ võng tĩnh lớn hơn, kéo theo sự thay đổi đặc tính đàn hồi của lò xo, đặc tính giảm chấn và độ cứng động tương đương của hệ thống treo. Kết quả là khả năng hấp thụ và tiêu tán năng lượng dao động suy giảm, làm gia tăng biên độ rung động truyền lên thân xe. Ngược lại, ở Trường hợp 3, khi bộ pin được dịch chuyển xa cầu trước hơn ($x = 592 \text{ mm}$), tải trọng cầu trước giảm xuống còn khoảng 1082 kg , giúp hệ thống treo duy trì trạng thái làm việc ổn định hơn, hạn chế sự thay đổi đặc tính đàn hồi và giảm chấn, từ đó cải thiện khả năng hấp thụ dao động và làm giảm mức gia tăng gia tốc dao động cũng như tần số dao động riêng của thân xe.

Đối với cầu sau, xe nguyên bản có gia tốc dao động khoảng 1500 mm/s^2 và tần số dao động riêng đạt $2,00 \text{ Hz}$. Sau khi bố trí bộ pin, gia tốc dao động tăng lên khoảng 3500 mm/s^2 , 4000 mm/s^2 và 3000 mm/s^2 tương ứng với Trường hợp 1, Trường hợp 2 và Trường hợp 3, tương ứng mức tăng 133%, 167% và 100% so với xe nguyên bản. Trong khi đó, tần số dao động riêng giảm xuống còn $1,45 \text{ Hz}$, $1,47 \text{ Hz}$ và $1,43 \text{ Hz}$, tương ứng mức giảm 27,5%, 26,5% và 28,5%. Kết quả này cho thấy khối lượng bộ pin khoảng 297 kg đã làm thay đổi đáng kể phân bố tải trọng và vị trí trọng tâm của phương tiện. Khi tải trọng dịch chuyển về phía sau, độ võng tĩnh của hệ thống treo sau tăng lên, làm giảm độ cứng tương đương của hệ thống treo và dẫn đến xu hướng giảm tần số dao động riêng

tại cầu sau. Tuy nhiên, sự dịch chuyển tải trọng này đồng thời góp phần giảm tải cho cầu trước, giúp cân bằng phân bố tải trọng giữa hai cầu xe và cải thiện hiệu quả làm việc tổng thể của hệ thống treo. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy vị trí bố trí bộ pin có ảnh hưởng trực tiếp đến động học kéo và đặc tính dao động của phương tiện. Khi tải trọng tập trung quá lớn lên một cầu xe, độ võng tĩnh của hệ thống treo tăng đáng kể, làm thay đổi độ cứng tương đương, hệ số giảm chấn và trạng thái làm việc của các phần tử đàn hồi. Điều này dẫn đến sự gia tăng dao động thẳng đứng, dao động lắc dọc và rung động truyền lên thân xe, làm suy giảm độ êm dịu chuyển động và độ ổn định vận hành. Ngược lại, khi tải trọng được phân bố hợp lý giữa cầu trước và cầu sau, hệ thống treo có thể duy trì trạng thái làm việc gần với vùng thiết kế tối ưu, bảo đảm khả năng hấp thụ và tiêu tán năng lượng dao động hiệu quả hơn.

Bên cạnh chỉ tiêu tần số dao động riêng, gia tốc dao động thẳng đứng của thân xe được xem là thông số đánh giá trực tiếp mức độ êm dịu chuyển động của ô tô. Gia tốc dao động càng lớn thì lực quán tính tác dụng lên thân xe và hành khách càng cao, làm gia tăng rung động truyền vào khoang hành khách, gây cảm giác khó chịu và ảnh hưởng đến chất lượng vận hành của phương tiện. Kết quả mô phỏng cho thấy Trường hợp 3 đạt giá trị gia tốc dao động nhỏ nhất ở cả cầu trước và cầu sau, với giá trị lần lượt khoảng 7000 mm/s^2 và 3000 mm/s^2 . So với Trường hợp 1 và Trường hợp 2, gia tốc dao động tại cầu trước giảm tương ứng khoảng 12,5% và 17,6%, trong khi tại cầu sau giảm khoảng 14,3% và 25%. Điều này chứng tỏ hệ thống treo trong Trường hợp 3 có khả năng hấp thụ và tiêu tán năng lượng dao động tốt hơn, qua đó làm giảm lượng rung động truyền lên thân xe. Theo quan điểm đánh giá độ êm dịu chuyển động, phương án có gia tốc dao động nhỏ hơn sẽ mang lại cảm giác thoải mái hơn cho hành khách, đồng thời giảm tải trọng động tác dụng lên các chi tiết kết cấu của hệ thống treo và thân xe. Do đó, mặc dù cả ba phương án đều đáp ứng yêu cầu về tần số dao động riêng, Trường hợp 3 vẫn cho thấy ưu thế vượt trội nhờ đạt được giá trị gia tốc dao động thấp nhất, phản ánh khả năng kiểm soát rung động hiệu quả hơn và chất lượng chuyển động tốt hơn.

Trong nghiên cứu này, bộ pin có kích thước $1816 \times 1362 \times 234 \text{ mm}$ được bố trí bên dưới sàn xe nhằm tận dụng không gian khung gầm và hạ thấp trọng tâm phương tiện. Tuy nhiên, với chiều dài cơ sở giới hạn ở mức 2700 mm, không gian lắp đặt bộ pin chỉ tồn tại trong vùng giữa hai cầu xe. Do đó, vị trí bố trí pin cần đồng thời đáp ứng yêu cầu về không gian kết cấu, khoảng cách an toàn với hệ thống treo và khung gầm, đồng

thời bảo đảm phân bố tải trọng hợp lý giữa cầu trước và cầu sau. Kết quả mô phỏng cho thấy Trường hợp 3 là phương án bố trí tối ưu nhất trong phạm vi nghiên cứu do vừa đáp ứng yêu cầu lắp đặt thực tế, vừa giúp duy trì trạng thái làm việc ổn định của hệ thống treo, hạn chế sự gia tăng quá mức của gia tốc dao động và tần số dao động riêng. Nhờ đó, phương án này góp phần nâng cao độ êm dịu chuyển động, cải thiện độ ổn định vận hành và bảo đảm chất lượng khai thác của ô tô sau khi chuyển đổi sang hệ truyền động điện.

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN ĐỀ TÀI

Kết luận

Nghiên cứu này đã tiến hành đánh giá ảnh hưởng của sự thay đổi phân bố tải trọng đến đặc tính dao động của xe Honda Civic 1.8L sau khi chuyển đổi từ hệ truyền động sử dụng động cơ đốt trong sang động cơ điện. Việc bổ sung bộ pin kéo có khối lượng khoảng 297 kg làm thay đổi đáng kể khối lượng toàn bộ, vị trí trọng tâm và tải trọng tác dụng lên các cầu xe, từ đó ảnh hưởng trực tiếp đến trạng thái làm việc của hệ thống treo, đáp ứng dao động thẳng đứng, tần số dao động riêng và độ êm dịu chuyển động của phương tiện. Mô hình động lực học toàn xe được xây dựng và mô phỏng trên phần mềm MotionView thuộc bộ HyperWorks đã cho phép đánh giá ảnh hưởng của vị trí bố trí bộ pin đến đặc tính dao động của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện.

Kết quả mô phỏng cho thấy khi bộ pin được bố trí gần cầu trước, tải trọng tác dụng lên hệ thống treo trước tăng lên đáng kể, làm hệ thống treo làm việc trong vùng có độ võng tĩnh lớn hơn, đồng thời làm thay đổi đặc tính đàn hồi và giảm chấn của hệ thống treo. Điều này dẫn đến sự gia tăng độ cứng động tương đương, làm tần số dao động riêng tại cầu trước tăng từ 10,7% đến 18,4% so với xe nguyên bản, trong khi gia tốc dao động thẳng đứng tăng từ 180% đến 240%. Ngược lại, tại cầu sau, sự dịch chuyển tải trọng về phía sau làm tăng độ võng tĩnh của hệ thống treo, kéo theo sự suy giảm độ cứng tương đương và làm tần số dao động riêng giảm từ 26,5% đến 28,5% so với xe nguyên bản. Mặc dù gia tốc dao động tại cầu sau cũng tăng lên sau khi bổ sung bộ pin, sự phân bố tải trọng hợp lý hơn giữa hai cầu xe đã góp phần cải thiện sự cân bằng dao động tổng thể của phương tiện và nâng cao hiệu quả hấp thụ dao động của hệ thống treo.

Trong ba cấu hình khảo sát, Trường hợp 3 cho kết quả tối ưu nhất khi bộ pin được bố trí gần vùng trung tâm thân xe hơn. Cấu hình này giúp phân bố tải trọng giữa cầu trước và cầu sau cân bằng hơn, đồng thời duy trì trạng thái làm việc ổn định của hệ thống treo trước và sau. Kết quả mô phỏng cho thấy Trường hợp 3 có gia tốc dao động thẳng đứng nhỏ hơn và tần số dao động riêng ổn định hơn so với các trường hợp còn lại, cho thấy khả năng hấp thụ và tiêu tán dao động của hệ thống treo được cải thiện rõ rệt. Đồng thời, toàn bộ các trường hợp khảo sát vẫn đảm bảo giới hạn cho phép theo QCVN 09:2011/BGTVT với tần số dao động riêng nhỏ hơn 2,5 Hz. Kết quả nghiên cứu khẳng

định rằng vị trí bố trí bộ pin có ảnh hưởng trực tiếp đến động học kéo, trạng thái làm việc của hệ thống treo và độ êm dịu chuyển động của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện.

Hướng phát triển đề tài

Mặc dù nghiên cứu đã đánh giá được ảnh hưởng của vị trí bố trí bộ pin đến phân bố tải trọng, đặc tính hệ thống treo và dao động của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện, tuy nhiên mô hình hiện tại vẫn còn một số hạn chế nhất định. Trong nghiên cứu này, điều kiện kích thích dao động được xây dựng theo phương pháp thử thả rơi quy định trong QCVN 09:2011/BGTVT nên chưa phản ánh đầy đủ ảnh hưởng của biên dạng mặt đường thực tế và vận tốc chuyển động đến đáp ứng dao động của phương tiện. Ngoài ra, mô hình mô phỏng mới chỉ tập trung đánh giá sự thay đổi phân bố tải trọng mà chưa xét đến sự thay đổi thông số đặc tính hệ thống treo như độ cứng lò xo, hệ số giảm chấn hoặc các dạng hệ thống treo bán chủ động và chủ động.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, cần mở rộng mô hình dao động theo điều kiện kích thích từ biên dạng mặt đường và vận tốc chuyển động của xe dựa trên các điều kiện thử nghiệm quy định trong Nghị định số 116/2017/NĐ-CP của Chính phủ Việt Nam về điều kiện sản xuất, lắp ráp và thử nghiệm ô tô. Việc áp dụng các dạng biên dạng mặt đường tiêu chuẩn kết hợp với các dải vận tốc khác nhau sẽ cho phép đánh giá toàn diện hơn đặc tính dao động, độ êm dịu chuyển động và độ ổn định động lực học của ô tô trong điều kiện khai thác thực tế. Đồng thời, cần tiến hành thực nghiệm trên xe thực nhằm kiểm chứng và hiệu chỉnh mô hình mô phỏng, từ đó nâng cao độ tin cậy của kết quả nghiên cứu. Bên cạnh đó, nghiên cứu trong tương lai có thể tập trung tối ưu đồng thời phân bố tải trọng và đặc tính hệ thống treo nhằm nâng cao chất lượng vận hành của ô tô sau khi chuyển đổi sang động cơ điện. Các thuật toán tối ưu hiện đại như Genetic Algorithm (GA) và Particle Swarm Optimization (PSO) có thể được áp dụng để tối ưu vị trí bố trí bộ pin, độ cứng lò xo và hệ số giảm chấn của hệ thống treo nhằm giảm gia tốc dao động thẳng đứng, duy trì tần số dao động riêng trong vùng tối ưu và nâng cao độ êm dịu chuyển động. Ngoài ra, việc nghiên cứu kết hợp các hệ thống treo bán chủ động hoặc chủ động với chiến lược điều khiển thông minh cũng là hướng phát triển tiềm năng nhằm cải thiện khả năng hấp thụ dao động và nâng cao độ ổn định vận hành của ô tô điện trong điều kiện khai thác thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] V. Q. Le and T. P. T. Vu, “Effect of operating conditions on vehicle ride comfort and road surface friendliness with air suspension system,” *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 7, no. 6, Jun. 2020.
- [2] V. P. Tran and M. T. Nguyen, “Comfort simulation of sleeper bus,” *Journal of Science and Technology – The University of Danang*, pp. 25–30, 2016.
- [3] H. V. Dam, T. K. T. Nguyen, and T. T. Nguyen, “Effects of suspension design parameters of an electric vehicle on ride comfort,” *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 8, no. 6, pp. 2641–2644, 2021.
- [4] S. A. Bakar, M. M. Said, and A. A. Aziz, “Ride comfort performance evaluations on electric vehicle conversion via simulations,” *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 10, no. 17, pp. 7794–7798, 2015.
- [5] H. N. Thao, *Mô phỏng khảo sát dao động ô tô vận tải hành khách bằng MATLAB–Simulink*, M.S. thesis, The University of Danang, Vietnam, 2012.
- [6] Ministry of Transport (MOT), *National Technical Regulation QCVN 09:2011/BGTVT on Safety and Environmental Protection for Automobiles*, Vietnam, Nov. 17, 2011.



ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT

THUYẾT MINH

ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP TRƯỜNG

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI TRỌNG PHÂN BỐ, ĐẶC TÍNH HỆ THỐNG TREO ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU TRÊN Ô TÔ

Mã số: T2024-06-02

Chủ nhiệm đề tài: CN. Hồ Tấn Trung

Đơn vị: Khoa Cơ khí

Chương trình đào tạo: Sư phạm Kỹ thuật Công nghiệp

Chuyên ngành: Công nghệ Kỹ thuật Ô tô

Đà Nẵng, 12/2024

3.	Th.S Đỗ Phú Ngưu	Khoa Cơ Khí, trường Đại học Sư phạm Kỹ Thuật, ĐHDN, Chuyên Ngành: Cơ Khí Động Lực.	Nghiên cứu, xây dựng mô hình, đánh giá và phân tích kết quả báo cáo.	<i>nam</i>
----	---------------------	--	---	------------

9. ĐƠN VỊ PHỐI HỢP CHÍNH

Tên đơn vị trong và ngoài nước	Nội dung phối hợp nghiên cứu	Họ và tên người đại diện đơn vị

10. TỔNG QUAN TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU THUỘC LĨNH VỰC CỦA ĐỀ TÀI Ở TRONG VÀ NGOÀI NƯỚC

10.1. Ngoài nước

Các nghiên cứu ngoài nước tập trung vào việc đánh giá dao động của phương tiện dựa trên tiêu chuẩn ISO 2631 và chỉ số RMS nhằm nâng cao độ êm dịu và sự thoải mái cho người sử dụng. Những điểm nổi bật trong xu hướng nghiên cứu bao gồm:

Áp dụng tiêu chuẩn ISO 2631: Tiêu chuẩn này được sử dụng rộng rãi để đánh giá dao động toàn thân (WBV) và ảnh hưởng của chúng lên sức khỏe người lái và hành khách.

Sử dụng mô hình mô phỏng: Các mô hình toán học, như quarter-car hay full-car, thường được áp dụng để phân tích và tối ưu hóa hệ thống treo.

Nghiên cứu điều kiện vận hành: Ảnh hưởng của tốc độ, loại đường, và tải trọng đã được nghiên cứu rộng rãi.

[1] T. Nguyen, B. Lechner, Y. D. Wong, and J. Y. Tan, "Bus Ride Index—a refined approach to evaluating road surface irregularities," *Road Materials and Pavement Design*, vol. 22, no. 2, pp. 423-443, 2021.

[2] S. A. Kumaresh and M. F. Aladdin, "A study of vibration transmission on seated person in passenger vehicle," in *AIP Conference Proceedings*, 2019, vol. 2137, no. 1: AIP Publishing.

10.2. Trong nước

Dao động của ô tô trong quá trình vận hành là một lĩnh vực nghiên cứu quan trọng, tập trung vào việc đánh giá và cải thiện độ êm dịu nhằm đảm bảo an toàn, thoải mái cho người lái và hành khách, đồng thời giảm thiểu tác động tiêu cực đến đường sá và phương tiện. Các nghiên cứu trong lĩnh vực này thường sử dụng tiêu chí gia tốc bình phương trung bình (RMS) và tiêu chuẩn ISO/DIS2631 để đánh giá.

[3] T. V. Phú, N. M. Thiện, and P. X. Mai, "Comfort simulation of sleeper bus," *Tạp chí Khoa học và Công nghệ-Đại học Đà Nẵng*, pp. 25-30, 2016.

[4] H. Đ. VIỆT, "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*, no. 10, pp. 347-351, 2021

10.3. Danh mục các công trình đã công bố thuộc lĩnh vực của đề tài của chủ nhiệm và những thành viên tham gia nghiên cứu

11. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI

Số lượng phương tiện cá nhân ngày càng tăng, đòi hỏi nâng cao trải nghiệm thoải mái cho người lái và hành khách. Đồng thời, việc chuyển đổi từ xe sử dụng nhiên liệu truyền thống sang xe điện là cần thiết để giảm ô nhiễm môi trường, hướng tới mục tiêu phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050.

Khi chuyển đổi từ xe truyền thống sang xe điện, các thay đổi về trọng lượng, phân bố tải trọng và đặc tính đàn hồi của hệ thống treo ảnh hưởng đến tần số dao động riêng, cần được đánh giá lại. Tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT đóng vai trò quan trọng trong việc kiểm định xe trước khi xuất xưởng, yêu cầu tần số dao động riêng đạt tiêu chuẩn trước khi xe được phép hoạt động. Nghiên cứu này xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống treo, hiệu chuẩn trên mô hình động lực học toàn xe và đánh giá theo tiêu chuẩn này.

12. MỤC TIÊU ĐỀ TÀI

Đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính độ cứng của các phần tử đàn hồi trong hệ thống treo đến tần số dao động riêng, nhằm cung cấp cơ sở khoa học cho việc thiết kế và hiệu chỉnh hệ thống treo, đảm bảo độ êm dịu và an toàn cho phương tiện.

13. ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI NGHIÊN CỨU

13.1. Đối tượng nghiên cứu

- Nghiên cứu tập trung vào hệ thống treo của xe ô tô khi chuyển đổi từ phương tiện truyền thống sang xe điện.
- Đánh giá ảnh hưởng của phân bố tải trọng và đặc tính độ cứng của các phần tử đàn hồi đến tần số dao động riêng của hệ thống treo.
- Thực hiện mô phỏng và hiệu chuẩn trên mô hình động lực học toàn xe, áp dụng tiêu chuẩn QCVN 09:2011/BGTVT để đảm bảo tính thực tiễn và tuân thủ quy định kiểm định xe trước khi xuất xưởng.

13.2. Phạm vi nghiên cứu

- Hệ thống treo của xe ô tô bao gồm các phần tử đàn hồi và giảm chấn.

14. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

14.1. Cách tiếp cận

- Mô phỏng đánh giá và phân tích mối tương quan giữa mô phỏng, thực nghiệm

14.2. Phương pháp nghiên cứu

- Mô phỏng.

15. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU VÀ KẾ HOẠCH NGHIÊN CỨU

15.1. Nội dung nghiên cứu

Chương 1: Nghiên cứu tổng quan và cơ sở lý thuyết

Chương 2: Mô phỏng đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố, đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu trên ô tô

Chương 3: Đánh giá kết quả và thảo luận hoàn thiện báo cáo tổng kết đề tài

15.2. Kế hoạch nghiên cứu

STT	Nội dung công việc	Sản phẩm	Thời gian (tháng/năm bắt đầu - tháng/năm kết thúc)	Người thực hiện (ghi cụ thể họ và tên)
1.	Nội dung 1: Nghiên cứu tổng quan và cơ sở lý thuyết	Bài báo cáo	01/2025-12/2025	Hồ Tấn Trung
				Bùi Văn Hùng
				Nguyễn Minh Tiến
2.	Nội dung 2: Mô phỏng đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố, đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu trên ô tô	Bảng phân tích, so sánh tương quan	01/2025-12/2025	Hồ Tấn Trung
				Nguyễn Minh Tiến
				Đỗ Phú Ngưu
3.	Nội dung 3: Đánh giá kết quả và thảo luận hoàn thiện báo cáo tổng kết đề tài	Bài báo cáo	01/2025-12/2025	Hồ Tấn Trung
				Đỗ Phú Ngưu

16. SẢN PHẨM

16.1. Sản phẩm khoa học

- Bài báo đăng trên tạp chí có tên trong danh mục Scopus/SCIE
- Bài báo đăng trên tạp chí/kỷ yếu được tính điểm trong danh mục HECDSNN
- Sản phẩm khác:
 - Tài liệu hướng dẫn thí nghiệm Tài liệu hướng dẫn thực hành
 - Bài thực hành/bài thí nghiệm Giáo trình Tài liệu tham khảo

16.2. Sản phẩm đào tạo:

- Đào tạo Cao học Đào tạo NCS
- Hướng dẫn sinh viên bảo vệ đề tài/đề án tốt nghiệp
- Hướng dẫn sinh viên nghiên cứu khoa học

16.3. Sản phẩm ứng dụng

- | | | | | | |
|-----------------------|--------------------------|--------------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|
| Chương trình máy tính | <input type="checkbox"/> | Tiêu chuẩn | <input type="checkbox"/> | Chiến lược | <input type="checkbox"/> |
| Website | <input type="checkbox"/> | Phương pháp | <input type="checkbox"/> | Đề án | <input type="checkbox"/> |
| Thiết bị máy móc | <input type="checkbox"/> | Tài liệu dự báo | <input type="checkbox"/> | Bản quy hoạch | <input type="checkbox"/> |
| Dây chuyền công nghệ | <input type="checkbox"/> | Luận chứng kinh tế | <input type="checkbox"/> | Vật liệu | <input type="checkbox"/> |
| Mô hình | <input type="checkbox"/> | Qui phạm | <input type="checkbox"/> | Mẫu | <input type="checkbox"/> |
| Sơ đồ, bản thiết kế | <input type="checkbox"/> | Bản kiến nghị | <input type="checkbox"/> | Giống cây trồng | <input type="checkbox"/> |
| Qui trình công nghệ | <input type="checkbox"/> | Báo cáo phân tích | <input type="checkbox"/> | Giống vật nuôi | <input type="checkbox"/> |

16.4. Tên sản phẩm, số lượng và yêu cầu khoa học đối với sản phẩm

TT	Tên sản phẩm	Số lượng	Yêu cầu khoa học
1.	Bài báo khoa học đăng trên tạp chí/kỷ yếu được tính điểm trong danh mục HECDSNN	1	-Tác giả chính (hoặc tác giả đầu hoặc tác giả liên hệ) của bài báo là thành viên tham gia thực hiện đề tài; - Đơn vị công tác của tác giả chính thuộc trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng

17. HIỆU QUẢ (giáo dục và đào tạo, kinh tế - xã hội)

1. Hiệu quả giáo dục - đào tạo

- **Bổ sung kiến thức chuyên môn:** Cung cấp nền tảng lý thuyết về ảnh hưởng của tải trọng và hệ thống treo đến độ êm dịu, giúp sinh viên, hiểu rõ hơn về cơ học ô tô, dao động và động lực học phương tiện.
- **Nâng cao kỹ năng nghiên cứu và thực hành:** Hỗ trợ sinh viên tiếp cận các phương pháp mô phỏng, đo đạc thực tế trên xe, góp phần phát triển tư duy phân tích và giải quyết vấn đề kỹ thuật.
- **Làm tài liệu giảng dạy và tham khảo:** Kết quả nghiên cứu có thể được tích hợp vào các môn học như Động lực học ô tô, Hệ thống treo và Dao động ô tô, giúp nâng cao chất lượng đào tạo trong lĩnh vực cơ khí động lực.

- **Hỗ trợ phát triển đồ án, luận văn:** Đề tài cung cấp cơ sở dữ liệu và hướng nghiên cứu hữu ích cho các đồ án tốt nghiệp, luận văn thạc sĩ, luận án tiến sĩ về hệ thống treo, tải trọng phân bố và độ êm dịu của xe.

2. Hiệu quả kinh tế - xã hội

- **Cải thiện chất lượng xe thương mại và xe chuyên dụng:** Kết quả nghiên cứu giúp tối ưu hóa thiết kế hệ thống treo, phân bố tải trọng hợp lý nhằm tăng cường độ êm dịu, góp phần nâng cao chất lượng phương tiện, đáp ứng tiêu chuẩn an toàn và thoải mái cho người dùng.
- **Tăng cường hiệu suất vận hành:** Việc phân bố tải trọng hợp lý giúp cải thiện khả năng vận hành của xe, nâng cao hiệu suất sử dụng phương tiện.
- **Nâng cao trải nghiệm người dùng:** Độ êm dịu cao giúp cải thiện sự thoải mái cho hành khách và người lái, đặc biệt quan trọng với xe khách, xe buýt và các phương tiện vận tải đường dài.

18. PHƯƠNG THỨC CHUYỂN GIAO KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ ĐỊA CHỈ ỨNG DỤNG

- Phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu: chuyển giao theo hình thức bàn giao trực tiếp cho đơn vị sử dụng: thư viện số/điện tử của nhà trường
- Địa chỉ ứng dụng: Khoa Cơ Khí, bộ môn Cơ Khí Ô Tô, Lý thuyết Ô tô, 20 sinh viên. 48 Cao Thắng, P. Thanh Bình, Quận Hải Châu, TP. Đà Nẵng

19. KINH PHÍ THỰC HIỆN ĐỀ TÀI VÀ NGUỒN KINH PHÍ

Tổng kinh phí:

Bằng chữ: 20.000.000 đồng

Trong đó: Hai mươi triệu đồng chẵn

- Từ nguồn Quỹ KHCN: 20.000.000 đồng

- Từ các nguồn kinh phí khác:

Dự trù kinh phí theo các mục chi (phù hợp với nội dung nghiên cứu):

Stt	Khoản chi, nội dung chi	Tổng kinh phí (ĐVT: VNĐ)	Nguồn kinh phí		Ghi chú
			Kinh phí từ Quỹ KHCN (ĐVT: VNĐ)	Các nguồn khác	
1	Chi tiền công lao động trực tiếp	18.954.000	18.954.000		Giao khoán
2	Chi mua vật tư, nguyên vật liệu				
3	Chi sửa chữa, mua sắm tài sản cố định				
4	Chi hội thảo khoa học, công tác phí				
5	Chi trả dịch vụ thuê ngoài phục vụ nghiên cứu				
6	Chi điều tra, khảo sát thu thập số liệu				
7	Văn phòng phẩm, thông tin liên lạc, in ấn	46.000	46.000		Giao khoán
8	Chi Hội đồng tự đánh giá				
9	Quản lý chung nhiệm vụ KHCN	1.000.000	1.000.000		Giao khoán
10	Chi khác liên quan				
	TỔNG CỘNG	20.000.000	20.000.000		Giao khoán

Ngày 17 tháng 01 năm 2025
TM. HỘI ĐỒNG KHOA
 (họ, họ và tên)

[Signature]
 TS. Trần Thị Ngọc

Ngày 17 tháng 01 năm 2025
Chủ nhiệm đề tài
 (họ tên)

[Signature]
 CN. Hồ Tấn Trung

Đà Nẵng, ngày 22 tháng 01 năm 2025

Cơ quan Chủ trì duyệt
KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS. TS. Võ Trung Hùng

BẢNG 1: BẢNG DỰ TRÙ KINH PHÍ THỰC HIỆN ĐỀ TÀI

STT	Các khoản chi phí	Tổng kinh phí (ĐVT: VNĐ)	Trong đó:	
			Kinh phí từ Quỹ KHCN (ĐVT: VNĐ)	Các nguồn khác (ĐVT: VNĐ)
1	Chi tiền công lao động trực tiếp	18.954.000	18.954.000	
2	Chi mua vật tư, nguyên vật liệu			
3	Chi sửa chữa, mua sắm tài sản cố định			
4	Chi hội thảo khoa học, công tác phí			
5	Chi trả dịch vụ thuê ngoài phục vụ nghiên cứu			
6	Chi điều tra, khảo sát thu thập số liệu			
7	Vấn phòng phẩm, thông tin liên lạc, in ấn	46.000	46.000	
8	Chi Hội đồng tự đánh giá			
9	Quản lý chung nhiệm vụ KHCN	1.000.000	1.000.000	
10	Chi khác liên quan			
	TỔNG CỘNG	20.000.000	20.000.000	

Bằng chữ: Hai mươi triệu đồng chẵn.

Mục 1a: Bản tính thù lao lao động phân theo kế hoạch nghiên cứu

Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN)

2700000

đồng

Số TT	Nội dung công việc	Chức danh khoa học	Hệ số lao động khoa học	Số người trong nhóm chức danh	Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN) (ĐVT: VNĐ)	Số ngày công (ĐVT: ngày)		Tổng thù lao thực hiện nhiệm vụ (ĐVT: VNĐ)
(1)	(2)	(2.1)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)=6/22 ngày	8=3x5x7
II	Nội dung nghiên cứu						11,30	18.954.000
1	Nội dung I: Nghiên cứu tổng quan và cơ sở lý thuyết					66	3,00	4.860.000
1.1	Thù lao 01 thành viên chính		0,8	1	2.700.000	33	1,50	3.240.000
	Hồ Tấn Trung	Thành viên chính	0,8	1	2.700.000		1,50	3.240.000
1.2	Thù lao nhóm 02 thành viên		0,4	2	2.700.000	33	1,50	1.620.000
	Bùi Văn Hùng	Thành viên	0,4	1	2.700.000		0,75	810.000
	Nguyễn Minh Tiến	Thành viên	0,4	1	2.700.000		0,75	810.000

Số TT	Nội dung công việc	Chức danh khoa học	Hệ số lao động khoa học	Số người trong nhóm chức danh	Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN) (ĐVT: VND)	Số ngày công (ĐVT: ngày)		Tổng thù lao thực hiện nhiệm vụ (ĐVT: VND)
(1)	(2)	(2.1)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)=6/22 ngày	8=3x5x7
2	Nội dung 2: Mô phỏng đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố, đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu trên ô tô					66	3,00	4.860.000
2.1	Thù lao 02 thành viên chính		0,8	1	2.700.000	33	1,50	3.240.000
	Hồ Tấn Trung	Thành viên chính	0,8	1	2.700.000		1,50	3.240.000
2.2	Thù lao 02 thành viên		0,4	2	2.700.000	33	1,50	1.620.000
	Đỗ Phú Ngu	Thành viên	0,4	1	2.700.000		0,75	810.000
	Nguyễn Minh Tiến	Thành viên	0,4	1	2.700.000		0,75	810.000

Số TT	Nội dung công việc	Chức danh khoa học	Hệ số lao động khoa học	Số người trong nhóm chức danh	Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN) (ĐVT: VNĐ)	Số ngày công (ĐVT: ngày)		Tổng thù lao thực hiện nhiệm vụ (ĐVT: VNĐ)
(1)	(2)	(2.1)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)=6/22 ngày	8=3x5x7
3	<i>Nội dung 3: Đánh giá kết quả và thảo luận hoàn thiện báo cáo tổng kết đề tài</i>					11	0,50	810.000
3.1	<i>Thù lao 01 thành viên chính</i>		0,8	1	2.700.000	5,5	0,25	540.000
	Hồ Tấn Trung	Thành viên chính	0,8	1	2.700.000		0,25	540.000
3.2	<i>Thù lao nhóm 01 thành viên</i>		0,4	1	2.700.000	5,5	0,25	270.000
	Đỗ Phú Nguru	Thành viên	0,4	1	2.700.000		0,25	270.000
4	Thù lao của chủ nhiệm vụ: ($T_{LCN} = 1,0 \times DMCN \times 20\% \times T$)		1	1	2.700.000		2,40 (=20% x 12 tháng)	6.480.000

Số TT	Nội dung công việc	Chức danh khoa học	Hệ số lao động khoa học	Số người trong nhóm chức danh	Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN) (ĐVT: VND)	Số ngày công (ĐVT: ngày)	Tổng số tháng quy đổi của chức danh/nhóm chức danh (ĐVT: tháng)	Tổng thù lao thực hiện nhiệm vụ (ĐVT: VND)
(1)	(2)	(2.1)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)=6/22 ngày	8=3x5x7
5	Thù lao của thư ký khoa học: ($TL_{TK} = 0,3 \times DMCN \times 20\% \times T$)		0,3	1	2.700.000		2,40 (=20% x 12 tháng)	1.944.000
	TỔNG CỘNG						11,30	18.954.000

Mục 1b: Bản tính thù lao lao động phân theo tên thành viên tham gia nghiên cứu

STT	Họ và tên	Chức danh	Hệ số	Số ngày (nếu có)	Tổng số tháng quy đổi của chức danh (ĐVT: tháng)	Định mức thù lao tháng của chủ nhiệm (DMCN) (ĐVT: VNĐ)	Thành tiền (ĐVT: VNĐ)	Tổng cộng (ĐVT: VNĐ)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
1	Hồ Tấn Trung	Chủ nhiệm	1		2,4	2.700.000	6.480.000	13.500.000
		Thành viên chính	0,8	71,5	3,25	2.700.000	7.020.000	
2	Bùi Văn Hùng	Thành viên	0,4	16,5	0,75	2.700.000	810.000	810.000
3	Nguyễn Minh Tiến	Thành viên	0,4	33	1,50	2.700.000	1.620.000	1.620.000
4	Đỗ Phú Nguru	Thành viên	0,4	22	1,00	2.700.000	1.080.000	3.024.000
		Thư ký khoa học	0,3		2,4	2.700.000	1.944.000	
Tổng				143	11,3	-		18.954.000

- Mục 2** Chi sửa chữa, mua sắm tài sản cố định: Không
- Mục 3** Chi hội thảo khoa học, công tác phí: Không
- Mục 4** Chi trả dịch vụ thuê ngoài phục vụ hoạt động nghiên cứu: Không
- Mục 5** Chi điều tra, khảo sát thu thập số liệu: Không
- Mục 6** Chi điều tra, khảo sát thu thập số liệu: Không

Mục 7. Chi văn phòng phẩm, thông tin liên lạc, in ấn:

TT	Nội dung chi	Đơn vị tính	Số lượng	Đơn giá	Tổng kinh phí	Nguồn kinh phí (đồng)	
						Kinh phí từ Quỹ KHCN (ĐVT: VNĐ)	Nguồn khác
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6) = (4)x(5)	(7)	(8)
1	In ấn	-	-	46.000	46.000	46.000	
	Tổng cộng				46.000		
Mục 8. Chi họp hội đồng đánh giá, nghiệm thu cấp cơ sở						Không	
Mục 9. Chi quản lý chung: 1.000.000 đồng							
Mục 10 Chi khác:						Không	

Chủ nhiệm đề tài
(ký, ghi họ và tên)

[Handwritten signature]

Hồ Tấn Trung

Đà Nẵng, ngày 22 tháng 1 năm 2021

Cơ quan chủ trì

KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG



PGS. TS. Võ Trung Hùng

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Ngày 24 tháng 01 năm 2025

HỢP ĐỒNG TRIỂN KHAI THỰC HIỆN
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP TRƯỜNG

Số: 02/HĐ-KHCNCS-2024

- Căn cứ Bộ luật dân sự ngày 24 tháng 11 năm 2015;
- Căn cứ Luật khoa học và công nghệ ngày 18 tháng 6 năm 2013;
- Căn cứ Quyết định số 1749/QĐ-TTg ngày 08 tháng 11 năm 2017 của Thủ tướng Chính phủ về việc thành lập Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật (ĐHSPKT) thuộc Đại học Đà Nẵng;
- Căn cứ Thông tư số 03/2023/TT-BTC ngày 10 tháng 01 năm 2023 của Bộ trưởng Bộ Tài chính về việc quy định lập dự toán, quản lý sử dụng và quyết toán kinh phí ngân sách nhà nước thực hiện nhiệm vụ khoa học và công nghệ;
- Căn cứ Quyết định số 216/QĐ-ĐHSPKT ngày 09 tháng 3 năm 2018 của Hiệu trưởng Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật về việc ban hành Quy định về quản lý đề tài khoa học và công nghệ cấp cơ sở (cấp Trường) do Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật quản lý;
- Căn cứ Quyết định số 42/QĐ-ĐHSPKT ngày 21 tháng 01 năm 2025 của Hiệu trưởng Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật về việc phê duyệt kinh phí và giao nhiệm vụ thực hiện đề tài khoa học và công nghệ (KH&CN) cấp Trường;

Sau khi xem xét mục tiêu, nội dung nghiên cứu và sản phẩm khoa học của đề tài KH&CN (sau đây gọi tắt là "đề tài"):

"Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của tải trọng phân bố, đặc tính hệ thống treo đến độ êm dịu trên ô tô."

Mã số: T2024-06-02.

- Bên A:** Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật
Đại diện: Ông Nguyễn Lê Hùng Chức vụ: Hiệu trưởng
Địa chỉ: 48 Cao Thắng, Quận Hải Châu, Thành phố Đà Nẵng
Điện thoại: 0236.3822571 Fax: 0236.3894884
Số tài khoản: 3716.1.1055693.00000 tại Kho bạc Nhà nước Đà Nẵng
- 2. Bên B:** Ông Hồ Tấn Trung là Chủ nhiệm đề tài
- Số CCCD: 049200000772 ngày cấp: 20/4/2021 nơi cấp: Cục cảnh sát Quản lý Hành chính về Trật tự Xã hội, Bộ Công an.
- Số Tài khoản: 5624464598 tại ngân hàng BIDV
- Mã số thuế: 8801290288
- Đơn vị: Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- Điện thoại: 0914849604 Email: httrung@ute.udn.vn

Và các thành viên tham gia thực hiện đề tài theo thuyết minh được duyệt gồm:

2.1. Bên B: Ông Bùi Văn Hùng là Thành viên,

- Số CCCD: 215177913 ngày cấp: 09/02/2017 nơi cấp: CA Bình Định.
- Số Tài khoản: 5611133953 tại ngân hàng BIDV
- Mã số thuế: 8589392396
- Đơn vị: Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- Điện thoại: 0868976979 Email: bvhung@ute.udn.vn

2.2. Bên B: Ông Nguyễn Minh Tiến là Thành viên

- Số CCCD: 049086001114 ngày cấp: 17/04/2021 nơi cấp: Cục Cảnh sát Quản lý Hành chính về trật tự xã hội.
- Số Tài khoản: 561041442 tại ngân hàng BIDV
- Mã số thuế: 8071802519
- Đơn vị: Phòng Quản lý Khoa học và Hợp tác Quốc, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng
- Điện thoại: 0941976776 Email: nmtien@ute.udn.vn

2.3. Bên B: Ông Đỗ Phú Ngưu là Thành viên

- Số CCCD: 049084001473 ngày cấp: 17/04/2021 nơi cấp: Cục Cảnh sát Quản lý Hành chính về trật tự xã hội.
- Số Tài khoản: 5611269788 tại ngân hàng BIDV
- Mã số thuế: 8442541313
- Đơn vị: Khoa Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- Điện thoại: 0935630232 Email: dpnguu@ute.udn.vn

Cùng thỏa thuận và thống nhất ký kết Hợp đồng thực hiện đề tài KH&CN cấp Trường (sau đây gọi tắt là Hợp đồng) với các điều khoản sau:

Điều 1. Đối tượng Hợp đồng

1. Bên A đặt hàng và Bên B nhận đặt hàng thực hiện đề tài KH&CN cấp trường (sau đây gọi là đề tài) theo các nội dung trong Thuyết minh đề tài đã được phê duyệt (sau đây gọi tắt là Thuyết minh).
2. Thuyết minh là bộ phận không tách rời của Hợp đồng.
3. Nội dung Thuyết minh có thể được điều chỉnh bằng văn bản của cơ quan có thẩm quyền trên cơ sở sự thống nhất của hai Bên.

Điều 2. Thời gian thực hiện Hợp đồng

1. Thời gian thực hiện đề tài là 12 tháng, từ tháng 01 năm 2025 đến tháng 12 năm 2025.
2. Thời gian thực hiện hợp đồng có thể được điều chỉnh theo thời gian thực hiện đề tài bằng quyết định của cơ quan có thẩm quyền.

Điều 3. Kinh phí đề tài:

1. Kinh phí thực hiện:

Tổng cộng:	20.000.000 đồng
Trong đó:	
- Kinh phí từ nguồn Khoa học công nghệ:	20.000.000 đồng
+ Kinh phí khoán:	20.000.000 đồng
+ Kinh phí không giao khoán:	0 đồng
- Kinh phí từ các nguồn khác:	0 đồng

2. Tạm ứng và thanh quyết toán kinh phí

- Tạm ứng đợt 1: Ngay sau khi ký kết hợp đồng, bên A sẽ tạm ứng cho bên B tối đa 50% giá trị hợp đồng khi có yêu cầu tạm ứng của bên B.
- Tạm ứng đợt 2: Bên A cấp tạm ứng tối đa 40% tổng giá trị còn lại của hợp đồng khi có đề nghị của bên B và sau khi bên B phải hoàn thành hồ sơ thanh toán tối thiểu bằng 50% mức kinh phí đã tạm ứng các đợt trước đó trên cơ sở đề tài được đánh giá hoàn thành tiến độ thực hiện đợt 1. Bên A thực hiện thanh toán cho bên B theo đúng quy định hiện hành, đồng thời thu hồi cho đến hết số tiền đã tạm ứng. Số tiền tạm ứng đợt 1 chưa được thu hồi thì sẽ được thu hồi trong lần thanh toán cuối cùng.
- Thanh toán đợt cuối: Sau khi đề tài được nghiệm thu chính thức, bên B phải hoàn thành và nộp hồ sơ thanh quyết toán kinh phí tất cả các nguồn kể từ ngày kết thúc nhiệm vụ theo quyết định phê duyệt nhiệm vụ và hợp đồng đã ký kết và trong phạm vi niên độ tài chính. Bên A thanh toán hết giá trị còn lại của hợp đồng từ nguồn do bên A quản lý theo đúng quy định hiện hành.
- Tùy theo kết quả thực hiện hợp đồng mà bên B chịu những xử lý tài chính trong quy định tại điều 6 hợp đồng này.

Điều 4. Quyền và nghĩa vụ của các bên

1. Quyền và nghĩa vụ của Bên A

- Cung cấp các thông tin cần thiết cho việc triển khai, thực hiện Hợp đồng;
- Bố trí cho Bên B số kinh phí từ Trường ĐHSPT, ĐHĐN quy định tại Điều 3 Hợp đồng này theo tiến độ kế hoạch, tương ứng với các nội dung nghiên cứu được phê duyệt;
- Tổ chức phê duyệt kế hoạch đầu thầu, mua sắm máy móc, thiết bị, nguyên vật liệu và dịch vụ của đề tài bằng kinh phí do Bên A cấp (nếu có) theo quy định;
- Trước mỗi đợt cấp kinh phí, trên cơ sở báo cáo tình hình thực hiện đề tài của Bên B, Bên A căn cứ vào sản phẩm, khối lượng công việc đã hoàn thành theo Thuyết minh để cấp tiếp kinh phí thực hiện Hợp đồng. Bên A có quyền thay đổi tiến độ cấp hoặc ngừng cấp kinh phí nếu Bên B không hoàn thành công việc đúng tiến độ, đúng nội dung công việc được giao;
- Kiểm tra đột xuất để đánh giá tình hình Bên B thực hiện đề tài theo Thuyết minh. Trường ĐHSPT, ĐHĐN thực hiện kiểm tra định kỳ đánh giá tình hình thực hiện đề tài theo quy định hiện hành về quản lý đề tài khoa học và công nghệ cấp Trường;

- e) Kịp thời xem xét, giải quyết theo thẩm quyền hoặc trình cấp có thẩm quyền giải quyết kiến nghị, đề xuất của Bên B về điều chỉnh nội dung chuyên môn, kinh phí và các vấn đề phát sinh khác trong quá trình thực hiện đề tài;
 - g) Tổ chức đánh giá, nghiệm thu kết quả thực hiện đề tài của Bên B theo các yêu cầu, chỉ tiêu trong Thuyết minh;
 - h) Có trách nhiệm cùng Bên B tiến hành thanh lý Hợp đồng theo quy định hiện hành;
 - i) Phối hợp cùng Bên B xử lý tài sản được mua sắm bằng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHQĐHN hoặc được tạo ra từ kết quả nghiên cứu của đề tài sử dụng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHQĐHN (nếu có) theo quy định của pháp luật;
 - k) Tiếp nhận kết quả thực hiện đề tài, bàn giao kết quả thực hiện đề tài cho tổ chức đề xuất đặt hàng hoặc tổ chức triển khai ứng dụng sau khi được nghiệm thu;
 - l) Có trách nhiệm hướng dẫn việc trả thù lao cho tác giả nếu có lợi nhuận thu được từ việc ứng dụng kết quả của đề tài và thông báo cho tác giả việc bàn giao kết quả thực hiện đề tài (nếu có);
 - m) Ủy quyền cho Bên B tiến hành đăng ký bảo hộ quyền sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện đề tài (nếu có) theo quy định hiện hành;
 - n) Thực hiện các quyền và nghĩa vụ khác theo quy định của Luật KH&CN và các văn bản liên quan.
- 2. Quyền và nghĩa vụ của Bên B**
- a) Tổ chức triển khai đầy đủ các nội dung nghiên cứu của đề tài đáp ứng các yêu cầu chất lượng, tiến độ và chi tiêu theo Thuyết minh;
 - b) Cam kết thực hiện và bàn giao sản phẩm cuối cùng đáp ứng đầy đủ các tiêu chí đã được phê duyệt;
 - c) Được quyền tự chủ, tự quyết định việc sử dụng phần kinh phí để thực hiện đề tài theo dự toán kinh phí đề tài, được quyền ký kết hợp đồng thuê khoán chuyên môn với các thành viên tham gia thực hiện; và các hợp đồng khác gồm: mua vật tư, nguyên, nhiên, vật liệu, sửa chữa, mua sắm tài sản cố định, dịch vụ thuê ngoài phục vụ nghiên cứu, văn phòng phẩm, thông tin liên lạc, in ấn có giá trị dưới 20 triệu đồng;
 - d) Yêu cầu Bên A cung cấp thông tin cần thiết để triển khai thực hiện Hợp đồng;
 - đ) Kiến nghị, đề xuất điều chỉnh các nội dung chuyên môn, kinh phí và thời hạn thực hiện Hợp đồng khi cần thiết;
 - e) Yêu cầu Bên A cấp đủ kinh phí theo đúng tiến độ quy định trong Hợp đồng khi hoàn thành đầy đủ nội dung công việc theo tiến độ cam kết. Đảm bảo huy động đủ nguồn kinh phí khác theo cam kết. Sử dụng kinh phí đúng mục đích, đúng chế độ hiện hành và có hiệu quả;
 - g) Đối với các hợp đồng khác được quy định tại điểm c, khoản 2, Điều 4 hợp đồng này có giá trị từ 20 triệu trở lên: Chủ nhiệm đề tài xây dựng kế hoạch mua sắm để gửi Bên A phê duyệt và thực hiện mua sắm theo quy định của pháp luật;

- h) Chấp hành các quy định pháp luật trong quá trình thực hiện Hợp đồng. Tạo điều kiện thuận lợi và cung cấp đầy đủ thông tin cho các cơ quan quản lý trong việc giám sát, kiểm tra, thanh tra đối với đề tài theo quy định của pháp luật;
- i) Thực hiện việc tự đánh giá, nghiệm thu cấp cơ sở theo quy định hiện hành khi kết thúc đề tài. Sau khi đánh giá, nghiệm thu cấp cơ sở hoàn chỉnh lại hồ sơ theo kết luận của Hội đồng đánh giá cấp cơ sở, Bên B có trách nhiệm chuyển cho Bên A các hồ sơ để Bên A tiến hành việc đánh giá, nghiệm thu theo quy định;
- k) Có trách nhiệm quản lý tài sản được mua sắm bằng ngân sách của Trường ĐHSPKT, ĐHĐN hoặc được tạo ra từ kết quả nghiên cứu của đề tài sử dụng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHĐN (nếu có). Chủ nhiệm đề tài có trách nhiệm bàn giao tài sản được mua sắm bằng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHĐN hoặc được tạo ra từ kết quả nghiên cứu của đề tài cho cơ quan chủ quản đề tài để quản lý và sử dụng.
- l) Có trách nhiệm cùng Bên A tiến hành thanh lý Hợp đồng theo quy định;
- m) Thực hiện việc đăng ký bảo hộ quyền sở hữu trí tuệ theo ủy quyền của Bên A đối với kết quả nghiên cứu (nếu có);
- n) Chủ nhiệm đề tài giao nộp kết quả thực hiện đề tài cho bộ phận lưu giữ thông tin của cơ quan chủ quản đề tài. Cơ quan chủ quản đề tài xác nhận việc giao nộp kết quả thực hiện đề tài cho chủ nhiệm đề tài.
- o) Các sản phẩm khoa học công bố được tính khi có lời ghi nhận Trường ĐHSPKT, ĐHĐN, cụ thể như sau:
- + Đối với bài báo khoa học viết bằng tiếng Anh: "This research is funded by The University of Danang – University of Technology and Education under project number T2024-06-02";
 - + Đối với bài báo khoa học viết bằng tiếng Việt: "Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng trong đề tài có mã số T2024-06-02";
- Đối với sản phẩm khoa học có lời ghi nhận Trường ĐHSPKT, ĐHĐN và các nguồn kinh phí trong nước khác, Trường ĐHSPKT, ĐHĐN sẽ tính mức độ hoàn thành của sản phẩm đó như sau: Phần công trình được tính cho sản phẩm đề tài này được chia theo tỷ lệ đóng góp của mỗi nguồn kinh phí thực hiện. Trong trường hợp không xác định được cụ thể tỷ lệ đóng góp của mỗi nguồn kinh phí thì phần công trình được tính cho sản phẩm đề tài này sẽ bằng một (01) chia cho số nguồn kinh phí trong nước. Tổng số phần các công trình được tính phải đáp ứng yêu cầu về số lượng theo thuyết minh đề tài đã phê duyệt.
- Thời gian thực hiện sản phẩm của đề tài phải được triển khai trong khoảng thời gian thực hiện đề tài.
- p) Chủ nhiệm đề tài cùng với các cá nhân trực tiếp sáng tạo ra kết quả nghiên cứu khoa học và phát triển công nghệ được đứng tên tác giả trong đề tài và hưởng quyền tác giả bao gồm

cả các lợi ích thu được (nếu có) từ việc khai thác thương mại các kết quả thực hiện đề tài theo quy định pháp luật và các thỏa thuận khác (nếu có);

q) Có trách nhiệm trực tiếp hoặc tham gia triển khai ứng dụng kết quả nghiên cứu khoa học và phát triển công nghệ theo yêu cầu của Bên A hoặc tổ chức, cá nhân được Bên A giao quyền sở hữu, sử dụng kết quả thực hiện đề tài;

r) Thực hiện bảo mật các kết quả thực hiện đề tài theo quy định về bảo vệ bí mật của nhà nước;

s) Thực hiện các quyền và nghĩa vụ khác theo quy định Luật KH&CN và các văn bản liên quan.

Điều 5. Chấm dứt Hợp đồng

Hợp đồng này chấm dứt trong các trường hợp sau:

1. Đề tài đã kết thúc và được nghiệm thu.
2. Bên B bị chấm dứt hợp đồng thực hiện đề tài khi có đề nghị thanh lý Hợp đồng của Hội đồng thanh lý đề tài cấp Trường.

Điều 6. Xử lý tài chính khi chấm dứt Hợp đồng

1. Đối với đề tài đã kết thúc và được nghiệm thu:

a) Đề tài đã kết thúc và đánh giá nghiệm thu từ mức “Đạt” trở lên thì Bên A thanh toán đầy đủ kinh phí cho Bên B theo quy định tại Hợp đồng này.

b) Đề tài đã kết thúc, nhưng nghiệm thu mức “không đạt” thì Bên A xem xét, quyết toán kinh phí cho Bên B trên cơ sở kết luận của Hội đồng đánh giá về nguyên nhân, trách nhiệm và những nội dung công việc mà Bên B đã thực hiện có sản phẩm thực tế được đánh giá.

Bên B có trách nhiệm hoàn trả toàn bộ số kinh phí ngân sách nhà nước đã cấp nhưng chưa sử dụng. Đối với khoản kinh phí đã sử dụng được áp dụng xử lý đối với trường hợp đề tài không hoàn thành được quy định tại Điều 16 Thông tư liên tịch số 27/2015/TTLT-BKHCN-BTC ngày 30/12/2015 của Bộ Khoa học và Công nghệ - Bộ Tài chính quy định khoản chi thực hiện nhiệm vụ khoa học và công nghệ sử dụng ngân sách Nhà nước.

2. Đối với đề tài chấm dứt khi có căn cứ khẳng định không còn nhu cầu thực hiện:

a) Trường hợp Đề tài chấm dứt khi có căn cứ khẳng định không còn nhu cầu thực hiện thì hai bên cùng nhau xác định khối lượng công việc Bên B đã thực hiện để làm căn cứ thanh toán số kinh phí Bên B đã sử dụng nhằm thực hiện đề tài và thu hồi số kinh phí còn lại đã cấp cho Bên B.

b) Trường hợp hai bên thỏa thuận ký Hợp đồng mới để thay thế và kết quả nghiên cứu của Hợp đồng cũ là một bộ phận cấu thành kết quả nghiên cứu của Hợp đồng mới thì số kinh phí đã cấp cho Hợp đồng cũ được tính vào kinh phí cấp cho Hợp đồng mới và được tiếp tục thực hiện với Hợp đồng mới.

3. Đối với Đề tài bị đình chỉ theo quyết định của cơ quan có thẩm quyền hoặc Hợp đồng bị chấm dứt do Bên B không nộp hồ sơ đề đánh giá, nghiệm thu Đề tài theo quy định pháp luật thì Bên A sẽ tiến hành thủ tục thanh lý đề tài theo quy định.

4. Đối với Đề tài không hoàn thành do lỗi của Bên A dẫn đến việc chấm dứt Hợp đồng thì Bên B không phải bồi hoàn số kinh phí đã sử dụng để thực hiện Đề tài, nhưng vẫn phải thực hiện việc quyết toán kinh phí theo quy định của pháp luật.

Điều 7. Gia hạn đề tài

Trong trường hợp Chủ nhiệm chưa hoàn thành các nội dung nghiên cứu và có đề xuất xin gia hạn thời gian thực hiện, Hợp đồng tự động gia hạn thêm tối đa 6 tháng theo quy định (đến tháng 6/2026) trên cơ sở báo cáo định kỳ tình hình thực hiện đề tài và kết luận của đơn vị chủ trì.

Điều 8. Xử lý tài sản khi chấm dứt Hợp đồng

1. Khi chấm dứt Hợp đồng, việc xử lý tài sản được mua sắm hoặc được hình thành bằng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHĐN cấp cho đề tài được thực hiện theo quy định pháp luật.

2. Các sản phẩm vật chất của Đề tài sử dụng ngân sách Trường ĐHSPKT, ĐHĐN: nguồn thu khi các sản phẩm này được tiêu thụ trên thị trường sau khi trừ các khoản chi phí cần thiết, hợp lệ, được phân chia theo quy định pháp luật.

Điều 9. Điều khoản chung

1. Trong quá trình thực hiện Hợp đồng, nếu một trong hai bên có yêu cầu sửa đổi, bổ sung nội dung hoặc có căn cứ để chấm dứt thực hiện Hợp đồng thì phải thông báo cho bên kia ít nhất là 15 ngày làm việc trước khi tiến hành sửa đổi, bổ sung hoặc chấm dứt thực hiện Hợp đồng, xác định trách nhiệm của mỗi bên và hình thức xử lý. Các sửa đổi, bổ sung (nếu có) phải lập thành văn bản có đầy đủ chữ ký của các bên và được coi là bộ phận của Hợp đồng và là căn cứ để nghiệm thu kết quả của đề tài.

2. Khi một trong hai bên gặp phải trường hợp bất khả kháng dẫn đến việc không thể hoặc chậm thực hiện nghĩa vụ đã thỏa thuận trong Hợp đồng thì có trách nhiệm thông báo cho Bên kia trong 10 ngày làm việc kể từ ngày xảy ra sự kiện bất khả kháng. Hai bên có trách nhiệm phối hợp xác định nguyên nhân và báo cáo cơ quan quản lý nhà nước có thẩm quyền để giải quyết theo quy định của pháp luật.

3. Hai bên cam kết thực hiện đúng các quy định của Hợp đồng và có trách nhiệm hợp tác giải quyết các vướng mắc phát sinh trong quá trình thực hiện. Bên vi phạm các cam kết trong Hợp đồng phải chịu trách nhiệm theo quy định pháp luật.

4. Mọi tranh chấp phát sinh trong quá trình thực hiện Hợp đồng do các bên thương lượng hòa giải để giải quyết. Trường hợp không hoà giải được thì một trong hai bên có quyền đưa tranh chấp ra để giải quyết theo quy định của pháp luật.

5. Hợp đồng tự động thanh lý khi hai bên hoàn thành nghĩa vụ theo hợp đồng đã được ký kết. Trong trường hợp thanh lý đề tài (nếu có), bên B hoàn trả số tiền đã được Hội đồng thanh lý đề tài kết luận trong nội dung của Biên bản họp hội đồng thanh lý đề tài. Bên B

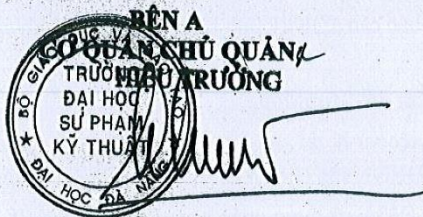


thực hiện việc hoàn trả bằng hình thức chuyển khoản vào tài khoản sau đây của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật trong thời hạn 30 ngày kể từ ngày họp hội đồng thanh lý đề tài, chi tiết thông tin như sau:

- Tên tài khoản: Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật.
- Số tài khoản: 56110001076650 tại Ngân hàng BIDV chi nhánh Đà Nẵng.

Điều 10. Hiệu lực của Hợp đồng

Hợp đồng này có hiệu lực từ ngày ký. Hợp đồng này được lập thành 06 bản (01 bản gốc và 05 bản chính) và có giá trị như nhau, Bên A giữ 02 bản, Bên B giữ 04 bản có giá trị pháp lý như nhau.



Nguyễn Lê Hùng

BÊN B
CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI

Hồ Tấn Trung

Mẫu BM.02-QT.01-KHCN

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

**GIẤY XÁC NHẬN PHỐI HỢP THỰC HIỆN VÀ SỬ DỤNG SẢN PHẨM
SAU KHI HOÀN THÀNH ĐỀ TÀI CẤP TRƯỜNG**

Kính gửi: Khoa Cơ khí
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

1. Tên đề tài:

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TẢI TRỌNG PHÂN BỐ, ĐẶC TÍNH
HỆ THỐNG TREO ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU TRÊN Ô TÔ

2. Chủ nhiệm đề tài (Họ và tên, học vị):

Hồ Tấn Trung, CN.

3. Đơn vị phối hợp thực hiện và sử dụng sản phẩm đề tài sau khi hoàn thành:

Tên đơn vị: Khoa Cơ Khí, bộ môn Cơ Khí Ô Tô

Địa chỉ: 48 Cao Thắng, P. Thanh Bình, Quận Hải Châu, TP. Đà Nẵng

Điện thoại: (0236) 3822571


a. Nội dung công việc phối hợp tham gia trong đề tài:

Sau khi hoàn thành đề tài nghiên cứu, Khoa Cơ khí, Bộ môn Ô tô sẽ sử dụng các sản phẩm nghiên cứu này vào các học phần liên quan trong chương trình giảng dạy của bộ môn.

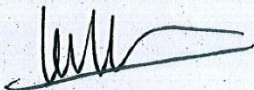
b. Cam kết sử dụng sản phẩm đề tài sau khi hoàn thành:

Khi đề tài được duyệt thực hiện, chúng tôi cam kết sẽ phối hợp với chủ nhiệm đề tài để thực hiện đề tài và sẽ tiếp nhận, sử dụng sản phẩm của đề tài sau khi hoàn thành.

CHỦ NHIỆM ĐỀ TÀI


Hoàng Văn Trung

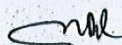
Đã... ngày... tháng... năm...
ĐƠN VỊ PHỐI HỢP THỰC HIỆN
VÀ SỬ DỤNG SẢN PHẨM ĐỀ TÀI


Nguyễn Xuân Bảo

KT THỦ TRƯỞNG ĐƠN VỊ

(ký và ghi rõ họ và tên)

PTK



Nguyễn Xuân Bảo

BẢNG DANH MỤC MINH CHỨNG SẢN PHẨM CỦA ĐỀ TÀI

Họ và tên chủ nhiệm đề tài: Hồ Tấn Trung

Mã số đề tài: T2024-06-02

STT	Tên minh chứng
SẢN PHẨM KHOA HỌC	
<input checked="" type="checkbox"/>	Bài báo đăng trên kỷ yếu trong nước Nguyen Minh Tien, Ho Tan Trung, Nguyen The Kiet, Nguyen Anh Triet, Nguyen Duc Binh, and N. T. Cong, "A numerical study on the effects of NH ₃ /H ₂ fuel blends in a spark-ignition engine," in 2025 10th International Scientific Conference on Applying New Technology in Green Buildings (ATiGB), 2025, pp. 61-66.
<input checked="" type="checkbox"/>	1. Trang bìa kỷ yếu
<input checked="" type="checkbox"/>	2. Mục lục
<input checked="" type="checkbox"/>	3. Toàn văn bài báo
<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/> Minh chứng chứng minh kỷ yếu thuộc danh mục tính điểm khoa học của Hội đồng giáo sư nhà nước (Mục 4: Báo cáo khoa học đăng toàn văn trong kỷ yếu tại hội nghị khoa học quốc gia xuất bản bằng tiếng Việt, có mã số ISBN, có phản biện).
SẢN PHẨM VƯỢT TRỘI/TẶNG THÊM	
SẢN PHẨM KHOA HỌC	
<input checked="" type="checkbox"/>	Bài báo được chấp nhận đăng trên tạp chí trong nước Ho. Tan. Trung, Trinh Phan Minh Vu, "Optimizing Battery Based on the Evaluation of the Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies," Journal of Science and Development Economics, 2025.
<input checked="" type="checkbox"/>	1. Bản thảo
<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/> Giấy xác nhận về việc đăng bài báo khoa học trên Tạp chí Khoa học và Kinh tế Phát triển Trường Đại học Nam Cần Thơ (bài báo được chấp nhận đăng và sẽ được đăng trong Tạp chí Khoa học và Kinh tế Phát triển Trường Đại học Nam Cần Thơ, số 38 năm 2025).

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THE UNIVERSITY OF DANANG - UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND EDUCATION

KỶ YẾU
HỘI THẢO QUỐC TẾ
ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ MỚI
TRONG CÔNG TRÌNH XANH, LẦN THỨ 10

PROCEEDINGS OF THE 10th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
APPLYING NEW TECHNOLOGY IN GREEN BUILDINGS

ATiGB 2025

NHÀ XUẤT BẢN THÔNG TIN VÀ TRUYỀN THÔNG

LỜI GIỚI THIỆU

Trong bối cảnh toàn cầu đang hướng đến mục tiêu phát triển bền vững, ứng phó với biến đổi khí hậu và thúc đẩy chuyển đổi xanh, việc nghiên cứu, ứng dụng các công nghệ mới trở thành xu thế tất yếu. Hội thảo Quốc tế “*Ứng dụng Công nghệ mới trong Công trình Xanh - ATiGB 2025*” được tổ chức với sứ mệnh tạo dựng một diễn đàn học thuật uy tín, nơi các nhà khoa học, chuyên gia, nhà quản lý và doanh nghiệp trong và ngoài nước cùng nhau trao đổi, chia sẻ kết quả nghiên cứu, các sáng kiến cũng như giải pháp thực tiễn nhằm phát triển công trình xanh, thân thiện với môi trường và nâng cao chất lượng sống cho cộng đồng.

Trải qua 10 kỳ tổ chức liên tiếp kể từ năm 2015, Hội thảo ATiGB đã trở thành một hoạt động khoa học quốc tế thường niên, góp phần khẳng định vai trò tiên phong của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng trong việc kết nối tri thức, thúc đẩy đổi mới sáng tạo và hội nhập quốc tế. Năm 2025, hội thảo đã thu hút gần 300 bài báo khoa học từ các nhà nghiên cứu, giảng viên, chuyên gia trong và ngoài nước. Đặc biệt, có sự tham gia của các đại biểu quốc tế đến từ hơn 11 quốc gia và vùng lãnh thổ, bao gồm Nhật Bản, Hàn Quốc, Đài Loan (Trung Quốc), Ấn Độ, Ý, Pháp... Sự đa dạng về học giả và phạm vi nghiên cứu đã góp phần khẳng định uy tín và sức lan tỏa ngày càng mạnh mẽ của Hội thảo ATiGB.

Một điểm nhấn quan trọng của ATiGB 2025 là toàn bộ các bài báo được phản biện nghiêm ngặt theo chuẩn mực quốc tế và được xuất bản trong Kỷ yếu thuộc IEEE Xplore (ISBN 979-8-3315-9548-7) và Kỷ yếu trong nước (ISBN 978-604-45-0962-4). Đây là minh chứng cho nỗ lực không ngừng của Ban Tổ chức trong việc nâng tầm học thuật của hội thảo, đồng thời tạo điều kiện để các công trình nghiên cứu của tác giả được lan tỏa rộng rãi trong cộng đồng khoa học quốc tế. Chúng tôi tin tưởng rằng những tri thức khoa học, giải pháp công nghệ và góc nhìn đa chiều được trình bày trong kỷ yếu này sẽ là nguồn tham khảo quý giá cho cộng đồng nghiên cứu, giảng dạy, quản lý và thực tiễn.

Ban tổ chức xin trân trọng cảm ơn sự tham gia nhiệt tình của quý đại biểu, các nhà khoa học, chuyên gia và doanh nghiệp, cũng như sự đồng hành, hỗ trợ của các cơ quan, tổ chức đã góp phần làm nên thành công của Hội thảo. Ban tổ chức mong muốn nhận được sự chia sẻ và đóng góp ý kiến của các quý vị về các vấn đề nghiên cứu cũng như tiếp tục nhận ở sự cộng tác nghiên cứu trong tương lai.

Trân trọng cảm ơn!

TM. BAN TỔ CHỨC

Nguyễn Lê Hùng

HIỆU TRƯỞNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT

MỤC LỤC

Lời giới thiệu	ii
Mô phỏng và thực nghiệm quá trình đốt RDF trong điều kiện khí quyển <i>Simulation and experiment of RDF combustion process in atmospheric conditions</i> Phùng Minh Tùng, Nguyễn Lê Châu Thành, Nguyễn Hoài, Nguyễn Hồng Sơn, Phan Hồng Đức	1
Đánh giá hiệu quả giảm phát thải CO ₂ dựa trên tiết kiệm năng lượng chiếu sáng của bê tông xuyên sáng <i>Evaluation of CO₂ emission reduction efficiency of light-transmitting concrete based on its daylighting energy-saving</i> Huỳnh Phương Nam, Nguyễn Minh Hải	8
Điều khiển bám quỹ đạo cho robot tự hành bánh xe mecanum có các tham số hằng bất định và nhiễu ngoại tác động sử dụng bộ điều khiển mờ lai <i>Traction tracking control for mecanum wheeling autonomous robot with unspecific parameters and external disturbance using hybrid fuzzy controller</i> Nguyễn Thị Thành, Võ Thu Hà, Thân Thị Thương, Vũ Văn Dũng, Nguyễn Bá Đạt, Đương Ngô Hoàn	16
Ứng dụng mô hình lớp học đảo ngược trong dạy học học phần vật liệu xây dựng trên nền tảng LMS của UTE <i>Applying the flipped classroom model in teaching the building materials course on UTE's LMS platform</i> Ngô Thị Mỹ	22
Optimizing physical design in VLSI: A comparative analysis of floorplanning techniques for performance and density using innovus Thanh-Trung Vu, Dinh-Minh Nguyen, Minh-Tung Tran, Thanh-Kieu Tran Thi, Van-Khoa Pham	30
Mô phỏng platform điều khiển, quản lý thiết bị IoT trên phần mềm cisco packet tracer <i>Simulate control and manage IoT devices platform on cisco packet tracer software</i> Hoàng Bá Đại Nghĩa, Phan Ngọc Kỳ	37
Ảnh hưởng của tỷ lệ glycerol đến khả năng tạo màng sinh học từ tinh bột sắn có bổ sung keratin <i>Effect of ratio of glycerol on properties of cassava-keratin biofilm</i> Nguyễn Huỳnh Thông, Lê Việt Anh Khoa, Cao Thị Hương Thi, Phan Chi Uyên	42
Approximate circuits: A leap forward for edge computing Van-Khoa Pham, Lai Le, My-Phuong Doan Thi, Trung-Tin Nguyen, Van-Phuc Nguyen	47
Sequential iterative analysis of axial load effects on SKF 7219 becbm bearings: friction, gyroscopic torque, and reliability Thanh Hung Dao	53

Nghiên cứu ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên của NH ₃ /H ₂ trong động cơ đánh lửa cưỡng bức bằng phương pháp mô phỏng số <i>A numerical study on the effects of NH₃/H₂ fuel blends in a spark-ignition engine</i> Nguyễn Minh Tiến, Hồ Tấn Trung, Nguyễn Thế Kiệt, Nguyễn Anh Triết, Nguyễn Đức Bình, Nguyễn Thành Công	61
Nghiên cứu ảnh hưởng của bổ sung khí hydro đến hiệu suất và phát thải trong động cơ diesel bằng phương pháp mô phỏng số <i>Numerical study on the effects of hydrogen addition on the performance and emissions of a diesel engine</i> Trịnh Phan Minh Vũ, Lê Văn Sỹ, Lê Văn Nhật, Lê Đình Trung Hoàng, Hồ Tấn Trung	67
Thiết kế chế tạo hệ thống thu thập dữ liệu để phục vụ thí nghiệm mạch và máy điện <i>Design and implement data acquisition system to support electrical circuit and machine experiments</i> Phạm Duy Dương, Dương Quang Thiện, Cao Nguyễn Khoa Nam	76
Xây dựng bộ điều khiển số cho mô hình điều khiển vị trí bàn trượt <i>Development of a digital controller for the slide table position control model</i> Nguyễn Văn Nam	81
Thực nghiệm phun nhiên liệu kép LPG-Syngas cho động cơ cải tạo từ động cơ diesel D10 <i>Experimental fuel injection LPG-Syngas for engine modified from diesel engine D10</i> Nguyễn Minh Tiến, Đỗ Phú Ngưu, Phùng Minh Tùng, Huỳnh Nhật Nam	86
Tổng quan các nghiên cứu về mở rộng phạm vi làm việc của động cơ điện dùng trong xe điện <i>Overview of studies for extending operation range of electric motors using for electric vehicle</i> Hồ Quang Việt, Đỗ Việt Vũ, Doãn Văn Khánh, Nguyễn Hồng Việt Phương, Ngô Đức Kiên	92
Cải tiến mô hình mô phỏng động cơ không đồng bộ 3 pha với bão hòa từ trường và điện trở nhiệt <i>Improved modeling of three-phase induction motor considering magnetic saturation and temperature-dependent resistance</i> Dương Quang Thiện	99
Ảnh hưởng của tỉ lệ hòa trộn đến quá trình cháy nghèo của NH ₃ /CH ₄ trong buồng đốt xoáy lốc <i>Influence of mixing ratio on the lean combustion process of NH₃/CH₄ in a cyclone combustion chamber</i> Trịnh Phan Minh Vũ, Bùi Quốc Quân, Lê Xuân Thắng, Hồ Tấn Trung	104
Đánh giá tiềm năng sử dụng amoniac làm nhiên liệu thay thế trong động cơ đốt trong: đặc tính, thách thức và chiến lược tối ưu hóa <i>Evaluation of the potential of ammonia as an alternative fuel for internal combustion engines: properties, challenges, and optimization strategies</i> Hà Anh Vũ, Lê Việt Việt, Dương Anh Khoa, Nguyễn Anh Ngọc, Trần Duy Khánh	111

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA HỖN HỢP NHIÊN CỦA NH₃/H₂ TRONG ĐỘNG CƠ ĐÁNH LỬA CƯỜNG BỨC BẰNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG SỐ

A NUMERICAL STUDY ON THE EFFECTS OF NH₃/H₂ FUEL BLENDS IN A SPARK-IGNITION ENGINE

Nguyễn Minh Tiến¹, Hồ Tấn Trung^{2*}, Nguyễn Thế Kiệt², Nguyễn Anh Triết², Nguyễn Đức Bình²,
Nguyễn Thành Công³

¹Phòng Quản lý Khoa học và Hợp tác Quốc tế - Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

²Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

³Trường Cao đẳng Nghề Thành phố Hồ Chí Minh

*Tác giả liên hệ (Corresponding author): Hồ Tấn Trung (email: httrung@ute.udn.vn)

Tóm tắt - Tại Hội nghị COP26, Việt Nam cam kết đạt phát thải carbon ròng bằng 0 vào năm 2050, phù hợp với xu hướng toàn cầu trong ứng phó biến đổi khí hậu. Để thực hiện mục tiêu này, ngành giao thông vận tải cần chuyển đổi công nghệ nhiên liệu, trong đó nhiên liệu thay thế không phát thải carbon cho động cơ đốt trong được xem là giải pháp khả thi. Amoniac (NH₃) là một lựa chọn tiềm năng do không chứa carbon, dễ lưu trữ và vận chuyển. Tuy nhiên, NH₃ có khả năng tự cháy kém, gây khó khăn khi sử dụng trực tiếp. Để khắc phục, NH₃ thường được pha trộn với nhiên liệu hỗ trợ. Hydrogen (H₂), với khả năng bắt lửa cao, là phụ gia phù hợp giúp cải thiện quá trình cháy. Hỗn hợp NH₃/H₂ với tỷ lệ H₂ hợp lý có thể tạo ra quá trình đốt cháy sạch mà không cần thay đổi lớn trong thiết kế động cơ. Nghiên cứu này đánh giá hiệu suất hỗn hợp nhiên liệu NH₃/H₂ trên động cơ Honda GX160 bằng mô phỏng số. Tỷ lệ năng lượng H₂ từ 10% đến 50% được khảo sát tại tỷ lệ hòa trộn $\phi = 1,0$ và tốc độ động cơ 4000 vòng/phút. Các thông số như áp suất đỉnh, nhiệt độ cháy, áp suất chỉ thị, công suất chỉ thị và phát thải NOx được phân tích và so sánh với nhiên liệu xăng.

Từ khóa - Pha trộn amoniac-hydro, Tỷ lệ năng lượng, Năng lượng ngọn lửa, Nhiên liệu không carbon.

1. Giới thiệu

Khi biến đổi khí hậu toàn cầu ngày càng trở nên nghiêm trọng do sự gia tăng không ngừng của nồng độ CO₂ trong khí quyển, việc cắt giảm phát thải carbon đã trở thành một trong những mục tiêu cấp thiết của thế kỷ 21 [1]. Trong bối cảnh đó, các chiến lược phi carbon hóa trong sản xuất và tiêu thụ năng lượng, đặc biệt là những

Abstract - At the COP26 Summit, Vietnam committed to achieving net-zero carbon emissions by 2050, aligning with the global trend in responding to climate change. To realize this goal, the transportation sector must transition in fuel technology, with carbon-free alternative fuels for internal combustion engines considered a feasible solution. Ammonia (NH₃) is a promising candidate due to its carbon-free nature and ease of storage and transportation. However, NH₃ has poor auto-ignition properties, making it difficult to use directly in engines. To address this limitation, NH₃ is often blended with a secondary fuel. Hydrogen (H₂), with its high flammability, is a suitable additive that enhances the combustion process. An NH₃/H₂ mixture with an appropriate H₂ ratio can enable clean combustion without major modifications to existing engine designs. This study evaluates the performance of an NH₃/H₂ blended fuel in a Honda GX160 engine through numerical simulation. H₂ energy ratios ranging from 10% to 50% are examined at an equivalence ratio of $\phi = 1,0$ and engine speed of 4000 rpm. Key parameters such as peak pressure, combustion temperature, indicated mean effective pressure (IMEP), indicated power, and NOx emissions are analyzed and compared with those of conventional gasoline.

Keywords - Ammonia-hydrogen blending, Energy ratio, Flame Energy, zero-carbon fuel.

chiến lược ưu tiên tính bền vững và khả năng tương thích với môi trường, đang nhận được sự quan tâm ngày càng lớn. Trong số các giải pháp thay thế trung hòa carbon, hydro nổi bật như một ứng viên đầy hứa hẹn nhờ tính linh hoạt và khả năng ứng dụng rộng rãi trong cả lĩnh vực giao thông vận tải lẫn phát điện. Tuy nhiên, việc ứng dụng hydro vẫn còn gặp nhiều thách thức, bao gồm hạ tầng lưu trữ và vận chuyển phức tạp, rủi ro an

ISBN: 978-604-45-0962-4

toàn cao, cùng với hiệu suất đốt cháy tương đối thấp khi sử dụng trong động cơ đốt trong [2].

Như một giải pháp thay thế, amoniac (NH_3) đang được nghiên cứu rộng rãi như một loại nhiên liệu không chứa carbon. Với hàm lượng hydro cao (17,6% theo khối lượng), mật độ năng lượng theo thể tích vượt trội (15,6 MJ/L - cao hơn hydro lỏng), khả năng dễ dàng hóa lỏng và tương thích với hệ thống phân phối nhiên liệu hiện có, amoniac mang lại nhiều lợi thế thực tiễn trong ứng dụng năng lượng [3]. Tuy nhiên, đặc tính cháy không thuận lợi của amoniac - như chỉ số octan rất cao (RON >130), nhiệt độ tự bốc cháy cao (~924 K), tốc độ cháy theo lớp chậm (~7 cm/s), dải cháy hẹp (15–28% theo thể tích trong không khí) và năng lượng đánh lửa tối thiểu lớn (~680 mJ) [4] gây ra những thách thức lớn trong việc sử dụng hiệu quả trong động cơ đốt trong.

Để khắc phục những hạn chế này, nhiều nghiên cứu đã đề xuất phương án pha trộn hydro với amoniac nhằm khai thác các đặc tính cháy bổ sung của hai loại nhiên liệu. Chiến lược này cho thấy tiềm năng đáng kể trong việc cải thiện tốc độ cháy, mở rộng dải cháy và tăng hiệu quả đốt cháy, đồng thời vẫn duy trì ưu điểm không phát thải CO_2 . Trong một nghiên cứu tiêu biểu, Duanzheng Zhao và cộng sự [5] chỉ ra rằng việc tăng tỷ lệ năng lượng từ hydro $\%E_{\text{H}_2}$ trong hỗn hợp NH_3/H_2 lên các mức 12%, 23% và 46% giúp gia tăng tốc độ cháy và rút ngắn thời gian trễ đánh lửa nhờ sự hình thành mạnh mẽ các gốc tự do như OH và HO_2 . Tuy nhiên, hiệu suất nhiệt hữu ích (BTE) không tăng tuyến tính theo $\%E_{\text{H}_2}$, mà đạt cực đại tại 12% E_{H_2} rồi giảm dần ở các mức cao hơn. Ngoài ra, nghiên cứu cũng cho thấy mỗi mức $\%E_{\text{H}_2}$ đòi hỏi một thời điểm đánh lửa tối ưu khác nhau, với xu hướng hàm lượng hydro cao hơn yêu cầu đánh lửa sớm hơn. Mối quan hệ giữa thời điểm đánh lửa và hiệu suất được xác định là phi tuyến tính, có dạng parabol ngược, với đỉnh tương ứng với hiệu suất nhiệt tối ưu. Xu hướng tương tự cũng được ghi nhận trong các nghiên cứu của Jinguang Li và cộng sự [6] với hỗn hợp nhiên liệu chứa 7.5% E_{H_2} .

Mặc dù đã có nhiều nghiên cứu tập trung vào mối liên hệ giữa $\%E_{\text{H}_2}$, hiệu suất nhiệt và đặc tính cháy, nhưng ảnh hưởng của thời điểm đánh lửa đến phát thải NO_x , một yếu tố môi trường quan trọng vẫn chưa được khảo sát đầy đủ. Bên cạnh đó, một thông số kỹ thuật quan trọng khác là năng lượng ngọn lửa (flame energy) yếu tố phản ánh khả năng truyền năng lượng của nhiên liệu vẫn chưa được nghiên cứu một cách toàn diện.

Do đó, nghiên cứu này được thực hiện nhằm đánh giá tác động kết hợp giữa tăng cường hydro và điều chỉnh thời điểm đánh lửa đến hiệu suất và phát thải

động cơ sử dụng nhiên liệu nền là amoniac, trong điều kiện giữ cố định năng lượng ngọn lửa. Các kết quả thu được kỳ vọng sẽ đóng góp những hiểu biết khoa học có giá trị cho việc phát triển và tối ưu hóa động cơ đốt trong không phát thải carbon, hỗ trợ mục tiêu đạt phát thải ròng bằng 0 vào năm 2050 của Việt Nam như đã cam kết tại Hội nghị COP26 [7].

2. Cơ sở lý thuyết

2.1. Mô hình động cơ

Như minh họa trong Hình 1, một mô hình 3D của động cơ đánh lửa bằng tia lửa sử dụng hỗn hợp nhiên liệu hydro-amoniac được trộn sẵn trong đường nạp đã được thiết lập bằng phần mềm ANSYS Forte. Động cơ mô phỏng là loại một xi lanh, với các thông số kỹ thuật chi tiết trình bày trong Bảng 1. Bugi được bố trí tại trung tâm nắp máy nhằm đảm bảo quá trình đánh lửa diễn ra đối xứng và hiệu quả. Mô hình 3D được xây dựng dựa trên các thông số trong Bảng 1, trong khi các điều kiện biên được xác định dựa trên cơ sở lý thuyết trình bày trong tài liệu [8].

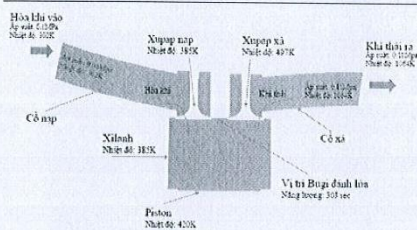
Miền tính toán được chia thành ba vùng chính: vùng nạp, xi lanh và vùng xả. Trong vùng nạp, quá trình khởi tạo bao gồm việc xác định thành phần hỗn hợp nhiên liệu không khí và các điều kiện biên tại đầu vào. Tại vùng xả, thành phần khí thải và các điều kiện biên tại đầu ra được thiết lập tương ứng. Quá trình mô phỏng bắt đầu từ thời điểm van nạp mở, tương ứng với góc quay trục khuỷu 0° (CAD), khi hỗn hợp nhiên liệu được đưa vào qua đường nạp. Trong kỳ nén, hỗn hợp được nén và đánh lửa tại 25° trước điểm chết trên (BTDC). Quá trình mô phỏng kết thúc tại 720° CAD, hoàn thành một chu trình động cơ đầy đủ.

Miền tính toán được rời rạc hóa bằng lưới không cấu trúc, có khả năng thích ứng động với các thay đổi hình học của động cơ trong suốt quá trình mô phỏng. Chiến lược tạo lưới này dựa trên kỹ thuật AMR (Adaptive Mesh Refinement - Tinh chỉnh lưới thích ứng). Trong nghiên cứu về hội tụ lưới do Ahmet Serhat Bahar và cộng sự thực hiện [9], các kích thước lưới từ 4,0 mm đến 1,6 mm đã được đánh giá. Kết quả mô phỏng được so sánh với dữ liệu thực nghiệm trong các điều kiện tải trung bình và toàn tải, cho thấy sai lệch tối đa của IMEP giữa mô phỏng và thực nghiệm là 3,35%. Nghiên cứu kết luận rằng kích thước lưới cục bộ 2 mm là lựa chọn tối ưu giữa độ chính xác tính toán và chi phí mô phỏng. Dựa trên kết luận đó, kích thước lưới toàn cục 2 mm được áp dụng trong nghiên cứu này. Các vùng hình học quan trọng, bao gồm bugi, van nạp, van xả và khu vực gần điểm chết trên (TDC), được tinh chỉnh thêm bằng cách chia nhỏ theo tỷ lệ của kích thước lưới toàn cục trong các pha quan trọng của mô phỏng.

Cách tiếp cận này giúp nâng cao độ chính xác ở những khu vực có ảnh hưởng lớn đến quá trình cháy và hiệu suất động cơ.

Bảng 1. Thông số động cơ Honda GX160 [10]

Thông số	Giá trị
Tỉ số nén	8,5
Đường kính xylanh (mm)	68
Hành trình piston (mm)	45
Tốc độ động cơ (rpm)	4000
Dung tích xylanh (CC)	168
Góc đánh lửa	25° (BTDC)



Hình 1. Thiết lập điều kiện biên trên động cơ

2.2. Mô hình toán học

Nghiên cứu này sử dụng phần mềm ANSYS Forte để thực hiện mô phỏng động lực học chất lưu (CFD) ba chiều đối với động cơ đánh lửa bằng tia lửa (SI), nhằm phân tích động học dòng khí trong xi lanh và quá trình cháy. Các thông số kỹ thuật chính và cấu hình của động cơ được trình bày lần lượt trong Bảng 1 và Hình 1. Quá trình mô phỏng dựa trên việc giải hệ phương trình bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng.

Để mô phỏng chính xác hành vi cháy, mô hình tính toán tích hợp các mô hình con cho quá trình đánh lửa bằng tia lửa, lan truyền ngọn lửa và nhiễu loạn, cho phép dự đoán chi tiết các hiện tượng nhiệt động học bên trong xi lanh. Một cơ chế phản ứng động hóa học chi tiết do Mei và cộng sự phát triển, bao gồm 38 cấu tử và 265 phản ứng [11], được sử dụng để mô phỏng hành vi đánh lửa.

Quá trình đánh lửa bằng tia lửa được mô hình hóa bằng Mô hình Ngọn lửa nhân đánh lửa hạt rời (DPIKFM - Discrete Particle Ignition Kernel Flame Model), trong khi mô hình phương trình G (G-equation) được sử dụng để mô phỏng sự lan truyền của ngọn lửa trong điều kiện dòng chảy rối. Dòng chảy rối được giải bằng phương pháp RANS, với mô hình nhiễu loạn RNG k-ε, nhằm đạt được sự cân bằng hợp lý giữa độ chính xác và hiệu quả tính toán.

Tại thời điểm góc quay trục khuỷu thích hợp, quá trình đánh lửa được mô phỏng bằng mô hình DPIKFM - một phương pháp đã được chứng minh hiệu quả trong các nghiên cứu trước đó [12, 13]. Mô hình này được lựa chọn vì khả năng mô tả quá trình chuyển tiếp từ hiện tượng đánh lửa sang sự lan truyền ngọn lửa thực tế một cách chính xác. Bán kính nhân ngọn lửa r_{kernel} được phát triển như một hàm của tốc độ cháy trong môi trường rối S_T , tốc độ plasma S_{plasma} , mật độ khí chưa cháy ρ_u và mật độ khí trong vùng nhân ngọn lửa nóng ρ_{kernel} , được mô tả bằng phương trình:

$$\frac{dr_{kernel}}{dt} = \frac{\rho_u}{\rho_{kernel}} (S_{plasma} + S_T) \quad (1)$$

Khi nhân đánh lửa đạt đến kích thước tới hạn, quá trình cháy sau đó sẽ được kiểm soát bởi mô hình lan truyền ngọn lửa theo phương trình G (G-equation). Tiêu chí để chuyển từ mô hình ngọn lửa nhân đánh lửa hạt rời (DPIKFM) sang mô hình phương trình G dạng mặt mức (level set) được xác định dựa trên một hằng số mô hình nhân ngọn lửa, C_{m1} , thang chiều dài rối l , năng lượng động học rối k , và tốc độ tiêu tán năng lượng động học rối ϵ [12, 13]:

$$r_{kernel} \geq C_{m1} l = C_{m1} \cdot 0,16 \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (2)$$

Các phương trình level-set cho giá trị trung bình Favre và phương sai của hàm G được biểu diễn như sau:

$$\bar{\rho} \frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + \bar{\rho} \tilde{u} \cdot \nabla \tilde{G} = (\bar{\rho}_u S_T^0) |\nabla \tilde{G}| - \bar{\rho} D_T \tilde{k} |\nabla \tilde{G}| \quad (3)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \tilde{G}^2}{\partial t} + \bar{\rho} \tilde{u} \cdot \nabla \tilde{G}^2 = \nabla_{||} \left(\bar{\rho} D_T \nabla_{||} \tilde{G}^2 \right) + 2 \bar{\rho} D_T (\nabla \tilde{G})^2 - c_s \bar{\rho} \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \tilde{G}^2 \quad (4)$$

Trong đó, \tilde{u} là vận tốc của dòng chất lưu, D_T là hệ số khuếch tán rối, \tilde{k} là độ cong trung bình Favre của mặt ngọn lửa. Ký hiệu $\nabla_{||}$ biểu thị gradient theo phương tiếp tuyến. \tilde{k} và $\tilde{\epsilon}$ lần lượt là năng lượng động học rối trung bình Favre và tốc độ tiêu tán của nó; c_s là một hằng số mô hình.

Quá trình vận chuyển của hàm G bị ảnh hưởng mạnh bởi tốc độ cháy rối S_T , đại lượng này thể hiện ảnh hưởng kết hợp của động hóa học và các hiện tượng vận chuyển trong ngọn lửa. Tốc độ cháy rối này lại được xác định bởi tốc độ cháy theo lớp (laminar flame speed) S_L và các đặc tính của dòng rối. Hiện có một số quan hệ tương quan được sử dụng để tính toán tốc độ cháy rối. Trong nghiên cứu này, một quan hệ tương quan giữa

tốc độ cháy rỏi và tốc độ cháy theo lớp đã được lựa chọn do đã chứng minh được khả năng áp dụng hợp lý trong các nghiên cứu trước đây [13–15].

$$\frac{S_L^0}{S_L^0} = 1 + I_F \left[-\frac{a_1 b_1^2 l_f}{2b_1 l_f} + \left[\left(\frac{a_1 b_1^2 l_f}{2b_1 l_f} \right)^2 + a_1 b_1^2 \frac{u l_f}{S_L^0 l_f} \right]^{1/2} \right] \quad (5)$$

Trong đó, I_F được định nghĩa là một biến tiến triển (progress variable) dùng để phản ánh các nhiễu loạn gây ra bởi các xoáy (eddy) xung quanh mặt ngọn lửa [15], và được biểu diễn bởi công thức:

$$I_F = \left[1 - \exp \left(-c_{m2} \frac{t - t_0}{\tau} \right) \right]^{1/2} \quad (6)$$

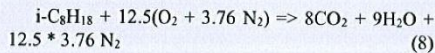
Trong mối quan hệ tương quan tốc độ cháy, các hằng số mô hình a_1 , b_1 , và b_3 được thiết lập dựa trên mô hình hóa dòng rỏi. Cụ thể, a_1 là tỷ số khuếch tán rỏi, b_1 là tỷ số tốc độ cháy rỏi, và b_3 là tỷ số khuếch tán vận tốc rỏi. S_L^0 là tốc độ cháy theo lớp (laminar) không bị kéo giãn, l_f và l_f lần lượt là thang chiều dài tích phân của dòng rỏi và độ dày ngọn lửa theo lớp, c_{m2} là hệ số phát triển ngọn lửa, liên quan đến mô hình đánh lửa bằng tia lửa điện và u' là vận tốc dao động của dòng rỏi.

2.3. Phương pháp tính nhiên liệu

Trong nghiên cứu này, hỗn hợp không khí-nhiên liệu thực tế được trộn trước trong đường ống nạp. Giá sử hiệu suất nạp là 1, khối lượng không khí được tính theo Công thức (7), và khối lượng nhiên liệu thực tế tương ứng được tính bằng Công thức (9).

$$m_{\text{không khí thực tế}} = \rho \cdot V_h \quad (7)$$

Dựa vào phương trình phản ứng hóa học với 100% xăng có công thức iC_8H_{18} .



$$m_{\text{nhiên liệu thực tế}} = \frac{m_{\text{không khí thực tế}} \cdot \phi}{AF_{\text{lý thuyết}}} \quad (9)$$

Dựa trên khối lượng nhiên liệu được tính toán từ các công thức trước đó, năng lượng ngọn lửa được xác định bằng Phương trình (10), trong đó i biểu thị một loại nhiên liệu riêng lẻ trong hỗn hợp. Trong nghiên cứu này, năng lượng ngọn lửa được giữ không đổi sao cho năng lượng ngọn lửa của xăng (PFgasoline) bằng với năng lượng ngọn lửa của hỗn hợp NH_3/H_2 (PF NH_3/H_2). Nghiên cứu thay đổi tỷ lệ năng lượng hydro $\%E_{H_2}$ từ 10% đến 50% và so sánh các trường hợp này với việc sử dụng xăng nguyên chất $\%E_{H_2}$, đồng thời duy trì năng lượng ngọn lửa không đổi trong tất cả các trường hợp. Sử dụng Phương trình (10) và (12), khối lượng nhiên liệu tương ứng cho mỗi tỷ lệ $\%E_{H_2}$ được xác định. Các giá trị này được trình bày trong Bảng 2.

ISBN: 978-604-45-0962-4

$$\text{Năng lượng ngọn lửa (PF)} = \sum_{k=1}^n m_i \cdot LHV_i \quad (10)$$

Trong đó, m_i và LHV_i biểu thị khối lượng và giá trị nhiệt lượng thấp của từng loại nhiên liệu trong hỗn hợp.

$$\%E_{H_2} = \frac{m_{H_2} \cdot LHV_{H_2}}{m_{H_2} \cdot LHV_{H_2} + m_{NH_3} \cdot LHV_{NH_3}} \quad (11)$$

$$m_{H_2} = \frac{\%E_{H_2} \cdot PF}{LHV_{H_2}} \quad (12)$$

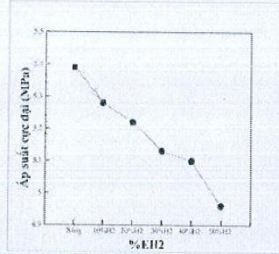
Bảng 2. Khối lượng nhiên liệu NH_3 và H_2 cho từng trường hợp $\%E_{H_2}$

Tỷ lệ hòa trộn	$\%E_{H_2}$	LHV_{NH_3} (MJ/Kg)	LHV_{H_2} (MJ/Kg)	m_{NH_3} (g)	m_{H_2} (g)	PF(J)
$\phi=1$	50%			0.01545	0.00238	
	40%			0.01854	0.00191	
	30%	18.5	120	0.02163	0.00143	572
	20%			0.02472	0.00095	
	10%			0.02782	0.00048	

3. Kết quả và thảo luận

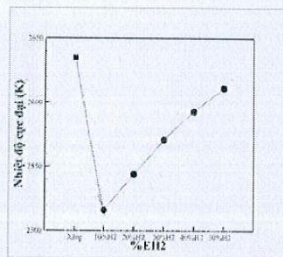
Ảnh hưởng của tỷ lệ năng lượng từ hydro đến áp suất cực đại được thể hiện trong Hình 2. Khi $\%E_{H_2}$ tăng từ 10% lên 50%, lượng hydro được đưa vào hỗn hợp nhiên liệu NH_3/H_2 tăng lên, trong khi lượng amoniac giảm nhằm duy trì tổng năng lượng của hỗn hợp không đổi. Mặc dù hydro có khả năng phản ứng cao, nhưng trọng lượng phân tử thấp và tạo ra ít mol sản phẩm cháy hơn trên mỗi đơn vị năng lượng so với amoniac. Cụ thể, quá trình đốt cháy hydro chỉ tạo ra hơi nước, trong khi đốt cháy amoniac tạo ra cả nitơ (N_2) và nước (H_2O). Việc thay thế amoniac bằng hydro do đó làm giảm tổng lượng sản phẩm khí được tạo ra, kéo theo sự giảm áp suất cực đại, do áp suất phụ thuộc chặt chẽ vào số mol khí sinh ra trong quá trình cháy.

Bên cạnh đó, phản ứng cháy của amoniac có cơ chế phân hủy và oxy hóa phức tạp, thường đi kèm với sự giải phóng nhiệt chậm. Thêm vào đó, nhiệt dung riêng thấp hơn của hydro và các sản phẩm cháy của nó khiến ít năng lượng nhiệt được giữ lại trong khí, làm giảm nhiệt độ ngọn lửa và tiếp tục hạn chế sự tăng áp suất. Tổng hợp các yếu tố trên bao gồm việc giảm sản phẩm cháy, mật độ năng lượng nhiệt thấp hơn, và thay đổi động học phản ứng là nguyên nhân dẫn đến sự suy giảm cả về áp suất cực đại khi tăng tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu.



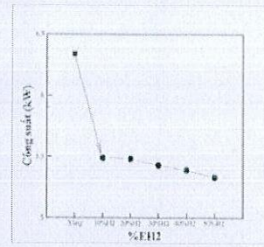
Hình 2. Ảnh hưởng của %EH₂ (Phần trăm về năng lượng H₂ trong hợp chất NH₃/H₂) ở tỉ lệ hòa trộn $\Phi=1$, tại 4000v/p đến áp suất cực đại Pz của động cơ

Ảnh hưởng của %EH₂ đến nhiệt độ cực đại T_z ở hình 3. Khi tăng tỷ lệ phần trăm năng lượng hydro (H₂) trong hỗn hợp nhiên liệu NH₃/H₂, dẫn đến khối lượng H₂ tăng trong khí khối lượng amonia (NH₃) giảm đi duy trì cùng mức năng lượng đầu vào. Do H₂ có nhiệt trị thấp cao và tốc độ cháy rất nhanh, việc tăng H₂ giúp quá trình cháy diễn ra mạnh mẽ và nhanh chóng hơn, sinh ra nhiều nhiệt hơn trong thời gian ngắn. Điều này dẫn đến nhiệt độ cháy cao hơn. Đồng thời, H₂ có nhiệt dung riêng thấp hơn so với NH₃ nên khả năng hấp thụ nhiệt của hỗn hợp giảm, góp phần làm tăng nhiệt độ sau cháy.



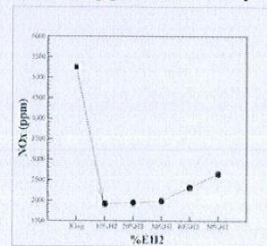
Hình 3. Ảnh hưởng của %EH₂ (Phần trăm về năng lượng H₂ trong hợp chất NH₃/H₂) ở tỉ lệ hòa trộn $\Phi=1$, tại 4000v/p đến nhiệt độ cực đại Tz của động cơ

Ảnh hưởng của %EH₂ đến công suất P_i phát ra của động cơ được thể hiện ở hình 4. Khi giảm dần %EH₂ từ 50% đến 10%, công suất của động cơ lần lượt đạt 5,33 kW, 5,39 kW, 5,43 kW, 5,48 kW và 5,49 kW. So với công suất định mức 6.347 kW của động cơ xăng (ở tốc độ 4000 vòng/phút), công suất của động cơ sử dụng hỗn hợp NH₃/H₂ bị suy giảm rõ rệt. Kết quả cho thấy rằng, việc thay thế nhiên liệu xăng bằng hỗn hợp NH₃/H₂ dẫn đến suy giảm công suất chi thị.



Hình 4. Ảnh hưởng của %EH₂ (Phần trăm về năng lượng H₂ trong hợp chất NH₃/H₂) ở tỉ lệ hòa trộn $\Phi=1$, tại 4000v/p đến công suất chỉ thị của động cơ

Khi thay thế nhiên liệu xăng bằng hỗn hợp NH₃/H₂ với tỷ lệ hòa trộn $\Phi=1$ có thể thấy xu hướng thay đổi các thông số hoạt động của động cơ khi thay thế nhiên liệu xăng bằng hỗn hợp NH₃/H₂ với các %EH₂ khác nhau, cụ thể là 50%, 40%, 30%, 20% và 10%. Ở trường hợp %EH₂ = 50%, các thông số áp suất, nhiệt độ, công suất chi thị và phát thải NOx giảm so với nhiên liệu xăng lần lượt là 6,4%, 0,21%, 15,57% và 57,77%. Khi giảm %EH₂ xuống 40%, các thông số tương ứng giảm 5,43%, 1,59%, 15,04% và 55,91%. Với %EH₂ = 30%, mức giảm lần lượt là 4,38%, 2,43%, 14,47% và 63,65%. Tại %EH₂ = 20%, giá trị giảm lần lượt là 3,24%, 3,44%, 13,73% và 62,95%. Cuối cùng, với %EH₂ = 10%, các thông số giảm lần lượt là 2,09%, 4,52%, 13,5% và 63,43%. Qua phân tích trên, có thể nhận thấy rằng khi giảm %EH₂, hiệu suất động cơ (thể hiện qua công suất chi thị) giảm và mức phát thải NOx có xu hướng giảm nhưng tại trường hợp 40%EH₂ có xu hướng tăng lên. Đặc biệt, tại %EH₂ = 10%, mặc dù mức giảm công suất là 5,49 KW giảm so với xăng là (13,5%), lượng NOx vẫn giảm mạnh (63,43%) so với xăng. Do đó, trường hợp %EH₂ = 10% có thể được xem là tối ưu nhất trong các phương án thay thế nhiên liệu, khi xét đến sự cân bằng giữa hiệu suất và phát thải.



Hình 5. Ảnh hưởng của %EH₂ (Phần trăm về năng lượng H₂ trong hợp chất NH₃/H₂) ở tỉ lệ hòa trộn $\Phi=1$, tại 4000v/p đến phát thải NOx của động cơ

4. Kết luận

Từ các kết quả mô phỏng và phân tích, có thể rút ra kết luận rằng hỗn hợp nhiên liệu NH_3/H_2 với tỷ lệ hydro năng lượng $\%E_{\text{H}_2} = 10\%$ là một phương án thay thế khả thi cho nhiên liệu xăng trong động cơ đánh lửa cưỡng bức. Dù công suất phát ra của động cơ khi sử dụng hỗn hợp này có giảm so với xăng truyền thống, mức độ giảm vẫn nằm trong giới hạn chấp nhận được cho các ứng dụng phổ thông, đặc biệt khi xét đến lợi ích nổi bật về mặt môi trường. Cụ thể, lượng phát thải NOx một trong những chỉ tiêu ô nhiễm quan trọng nhất đã được kiểm soát hiệu quả, với mức giảm trung bình lên tới 63,43%. Đặc biệt hỗn hợp nhiên liệu này không phát thải ra CO, CO₂. Điều này thể hiện rõ tiềm năng của hỗn hợp NH_3/H_2 trong việc hướng đến các giải pháp năng lượng bền vững, thân thiện với môi trường.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật - Đại học Đà Nẵng trong đề tài có Mã số T2024-06 -02.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Z. Ming et al., "Study of methanol spray flame structure and combustion stability mechanisms by optical phenomenology and chemical kinetics," *Fuel Processing Technology*, vol. 252, p. 107947, 2023.
- [2] R. Zhang, L. Chen, H. Wei, J. Li, R. Chen, and J. Pan, "Understanding the difference in combustion and flame propagation characteristics between ammonia and methane using an optical SI engine," *Fuel*, vol. 324, p. 124794, 2022.
- [3] D. Wang, C. Ji, S. Wang, J. Yang, and Z. Wang, "Numerical study of the premixed ammonia-hydrogen combustion under engine-relevant conditions," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 46, no. 2, pp. 2667-2683, 2021.
- [4] C. Tomatore, L. Marchitto, P. Sabia, and M. De Joannon, "Ammonia as green fuel in internal combustion engines: state-of-the-art and future perspectives," *Frontiers in Mechanical Engineering*, vol. 8, p. 944201, 2022.
- [5] D. Zhao, W. Gao, Y. Li, Z. Fu, X. Hua, and Y. Zhang, "Simulation study on combustion performance of ammonia-hydrogen fuel engines," *Energies*, vol. 17, no. 10, p. 2337, 2024.
- [6] J. Li, R. Zhang, J. Pan, H. Wei, G. Shu, and L. Chen, "Ammonia and hydrogen blending effects on combustion stabilities in optical SI engines," *Energy Conversion and Management*, vol. 280, p. 116827, 2023.
- [7] N. B. Nong and H. T. Van Nguyen, "Managing Renewable Energy In The Context Of Southeast Asia: A Case Study Of Vietnam," in *2024 IEEE 5th International Conference on Electro-Computing Technologies for Humanity (NIGERCON)*, 2024: IEEE, pp. 1-5.
- [8] N. T. Tiến, "Nguyên lý động cơ đốt trong", Nxb. Giáo dục, 2000.
- [9] A. S. Bahar and B. Akh-Kumgeh, "Low-and high-temperature chemistry effects on engine knock prediction," *Fuel*, vol. 381, p. 133491, 2025.
- [10] L. ASIAN HONDA MOTOR CO. H. GX120T1-GX160T1-GX200T. This manual covers the construction, function and servicing procedures of the Honda GX120T1-GX160T1-GX200T engines.
- [11] B. Mei et al., "Experimental and kinetic modeling investigation on the laminar flame propagation of ammonia under oxygen enrichment and elevated pressure conditions," *Combustion and Flame*, vol. 210, pp. 236-246, 2019.
- [12] L. Fan and R. D. Reitz, "Development of an ignition and combustion model for spark-ignition engines," *SAE transactions*, pp. 1977-1989, 2000.
- [13] Z. Tan and R. D. Reitz, "An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling," *Combustion and flame*, vol. 145, no. 1-2, pp. 1-15, 2006.
- [14] L. Liang, R. D. Reitz, C. O. Iyer, and J. Yi, "Modeling knock in spark-ignition engines using a G-equation combustion model incorporating detailed chemical kinetics," *SAE technical paper*, 0148-7191, 2007.
- [15] L. Liang and R. D. Reitz, "Spark ignition engine combustion modeling using a level set method with detailed chemistry," *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 2006.

HỘI ĐỒNG GIÁO SƯ NHÀ NƯỚC CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập – Tự do – Hạnh phúc

Số: 25 /QĐ-HDGSNN

Hà Nội, ngày 05 tháng 7 năm 2024

QUYẾT ĐỊNH

Phê duyệt Danh mục tạp chí khoa học được tính điểm năm 2024

CHỦ TỊCH HỘI ĐỒNG GIÁO SƯ NHÀ NƯỚC

Căn cứ Quyết định số 37/2018/QĐ-TTg ngày 31/8/2018 về việc ban hành quy định tiêu chuẩn, thủ tục xét công nhận đạt tiêu chuẩn và bổ nhiệm chức danh giáo sư, phó giáo sư; thủ tục xét hủy bỏ công nhận chức danh và miễn nhiệm chức danh giáo sư, phó giáo sư, được sửa đổi, bổ sung một số điều tại Quyết định số 25/2020/QĐ-TTg ngày 31/8/2020 của Thủ tướng Chính phủ;

Căn cứ Quyết định số 300/QĐ-TTg ngày 14/4/2024 của Thủ tướng Chính phủ về việc thành lập Hội đồng Giáo sư nhà nước nhiệm kỳ 2024-2029;

Căn cứ Thông tư số 04/2019/TT-BGDĐT ngày 28/3/2019 ban hành quy chế tổ chức và hoạt động của Hội đồng Giáo sư nhà nước, các Hội đồng Giáo sư ngành, liên ngành và Hội đồng Giáo sư cơ sở, được sửa đổi bổ sung một số điều tại Thông tư số 06/2020/TT-BGDĐT ngày 19/3/2020 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Căn cứ đề xuất của các Hội đồng Giáo sư ngành, liên ngành năm 2024 về Danh mục tạp chí khoa học được tính điểm năm 2024;

Xét đề nghị của Chánh Văn phòng Hội đồng Giáo sư nhà nước.

QUYẾT ĐỊNH:

Điều 1. Phê duyệt Danh mục tạp chí khoa học được tính điểm của 28 Hội đồng Giáo sư ngành, liên ngành năm 2024 (danh mục kèm theo).

Điều 2. Quyết định này có hiệu lực thi hành kể từ ngày ký.

Điều 3. Các Chủ tịch Hội đồng Giáo sư ngành, liên ngành, Chủ tịch Hội đồng Giáo sư cơ sở năm 2024, Chánh Văn phòng Hội đồng Giáo sư nhà nước, Thủ trưởng các cơ sở giáo dục đại học, các tổ chức và cá nhân có liên quan chịu trách nhiệm thi hành Quyết định này./.

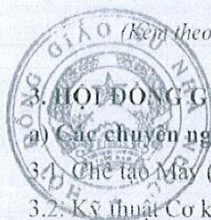
Nơi nhận:

- Như Điều 3;
- Thường trực HDGSNN;
- Các HDGS ngành, liên ngành (để thực hiện);
- Các HDGS cơ sở (để thực hiện);
- Lưu: VP.

CHỦ TỊCH



Nguyễn Kim Sơn



(Kèm theo Quyết định số: 25/QĐ-HDGSNN ngày 05 tháng 7 năm 2024)

3. HỘI ĐỒNG GIÁO SƯ LIÊN NGÀNH CƠ KHÍ - ĐỘNG LỰC

a) Các chuyên ngành (Specialization):

- 3.1. Chế tạo Máy (Manufacturing Engineering)
- 3.2. Kỹ thuật Cơ khí (Mechanical Engineering)
- 3.3. Cơ khí Quốc phòng (Mechanical Engineering in National Defense)
- 3.4. Cơ khí Giao thông (Mechanical Engineering and Transportation)
- 3.5. Cơ khí Nông – Lâm nghiệp (Agroforestry Mechanical Engineering)
- 3.6. Cơ khí Xây dựng (Mechanical Engineering in Construction)
- 3.7. Cơ khí Thủy sản (Aquatic Mechanical Engineering)
- 3.8. Cơ khí Địa chất (Geological Mechanical Engineering)
- 3.9. Cơ khí Hóa (Chemical Mechanical Engineering)
- 3.10. Cơ khí bảo quản chế biến Nông Lâm Thủy sản (Mechanical Engineering in Storage and Processing of Agro – Forestry – Aquatic Products)
- 3.11. Động cơ Đốt trong (Internal Combustion Engine)
- 3.12. Ô tô – Máy kéo (Automobile and Tractor)
- 3.13. Máy Thủy khí (Aero – Hydraulic Machinery)
- 3.14. Công nghệ Nhiệt lạnh (Heat and Refrigeration Engineering)
- 3.15. Máy Năng lượng (Energy Machinery)
- 3.16. Công nghệ Dệt (Textile Technology)
- 3.17. Công nghệ Cắt May (Fashion Design Technology)
- 3.18. Cơ – Điện tử (Mechatronics)
- 3.19. Kỹ thuật hệ thống công nghiệp (Industrial Systems Engineering)

b) Danh mục tạp chí được tính điểm:

TT	Tên tạp chí	Chỉ số ISSN	Loại	Cơ quan xuất bản	Điểm
1.	Các tạp chí khoa học Việt Nam và quốc tế (thuộc CSDL Web of Science, Scopus)		Tạp chí	WoS (IF $\geq 2,5/Q1$, $H_{index} \geq 50$) WoS ($1 \leq IF < 2,5/Q1$, $H_{index} < 50$, Q2) WoS, Scopus (IF < 1), Q3, Q4	0 – 3,0 0 – 2,0 0 – 1,5
2.	Các tạp chí khoa học quốc tế khác có mã số ISSN		Tạp chí	Do HDGS liên ngành quyết định từng trường hợp cụ thể	0 – 1,0 Online 0-0,75 Không online
3.	Báo cáo khoa học tại hội nghị khoa học quốc tế viết bằng tiếng Anh,		Kỷ yếu	Đăng toàn văn trong kỷ yếu (Proceedings) có phản biện khoa học, có chỉ số ISBN	0 – 1,0 Online 0 – 0,75 Không online
4.	Báo cáo khoa học tại hội nghị khoa học quốc gia		Kỷ yếu	Đăng toàn văn trong kỷ yếu có phản biện khoa học (từ năm 2017, phải có chỉ số ISBN)	0 – 0,5

(Kèm theo Quyết định số: 25/QĐ-HDGSNN ngày 05 tháng 7 năm 2024)

5.	Cơ khí Việt Nam	2615-9910 (0866-7056)	Tạp chí	Hội Cơ khí Việt Nam	0 – 0,5
6.	Công nghiệp	0868-3778	Tạp chí	Bộ Công thương	0-0,25 trước 2013
7.	Công nghiệp Nông thôn	1859-4026	Tạp chí	Hội Cơ khí Nông nghiệp Việt Nam	0 – 0,5 0 từ 2022 0 – 0,25 từ 2023 0 – 0,5 từ 2024
8.	Giao thông Vận tải	2354-0818 e-2615-9791 (0866-7012)	Tạp chí	Bộ Giao thông vận tải	0 – 0,5
9.	Journal of Technology and Innovation (JTIN)	2773-6202	Tạp chí	Trường ĐH Kỹ thuật công nghệ TP.HCM (HUTECH)	0 – 0,25 từ 2022
10.	Khoa học	1859-1388	Tạp chí	Đại học Huế	0 – 0,5
11.	Khoa học và Công nghệ Hàng hải	1859-316X	Tạp chí	Trường Đại học Hàng hải Việt Nam	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2024
12.	Khoa học & Công nghệ các trường ĐH kỹ thuật: - Đến 3/2015 (số 1-104) - Đến 11/2020 (số 105-147) - Từ 2021 (từ số 148) + JST: Engineering and Technology for Sustainable Development + JST: Smart Systems and Devices	- 0868-3980 từ 12/1996 - 2354-1083 từ 3/2015 - 2734-9381 từ 3/2021 2734-9373	Tạp chí	ĐH Bách khoa Hà Nội, ĐH Đà Nẵng, Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiệp-ĐH Thái Nguyên, Trường ĐH Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp, Trường ĐH Bách khoa - ĐHQG TP.HCM, Trường ĐHSPTK TP.HCM, Học viện CNBCVT	0 – 1,0
13.	Khoa học và Kỹ thuật	1859-0209	Tạp chí	Học viện Kỹ thuật Quân sự	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2022
14.	Khoa học các trường đại học	0868-3034	Thông báo	Bộ Giáo dục và Đào tạo	0 - 0,25 trước 2012
15.	Khoa học Công nghệ Giao thông vận tải	1859-4263	Tạp chí	Trường Đại học Giao thông vận tải TP Hồ Chí Minh	0 – 0,5
16.	Khoa học Công nghệ Thủy sản (Tên cũ: Thủy sản)	1859-2252	Tạp chí	Trường Đại học Nha Trang	0 – 0,5
17.	Khoa học Đại học Công thương (Cũ: Khoa học Công nghệ và Thực phẩm)	p-3030-4113 e-3030-413X (0866-8132)	Tạp chí	Trường ĐH Công thương (Cũ Trường ĐH Công nghệ Thực phẩm TP.HCM)	0 – 0,25 từ 2020
18.	Khoa học Công nghệ Xây dựng, Journal of Science and Technology in Civil Engineering	p-2615-9058 e-2734-9489, p-1859-2996 e-2734-9268	Tạp chí ACI	Trường Đại học Xây dựng Hà Nội	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2020

(Kèm theo Quyết định số: 25/QĐ-HDGSNN ngày 05 tháng 7 năm 2024)

19.	Khoa học Đại học Huế: Kỹ thuật và Công nghệ	2588-1175 e-2615-9732	Tạp chí	Đại học Huế	0 – 0,25 từ 2020
20.	Khoa học Đại học Huế: Nông nghiệp và Phát triển nông thôn	2588-1191 e-2615-9708	Tạp chí	Đại học Huế	0 – 0,25 từ 2020
21.	Khoa học giáo dục kỹ thuật	2615-9740-E 1859-1272	Tạp chí	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP Hồ Chí Minh	0 – 0,5
22.	Khoa học Giao thông vận tải	1859-2724 e-2615-9554	Tạp chí ACI	Trường Đại học Giao thông vận tải	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2020
23.	Khoa học kỹ thuật Mô địa chất	1859-1469	Tạp chí	Trường Đại học Mở - Địa chất	0 – 0,25 từ 2020 0 – 0,5 từ 2024
24.	Khoa học Kỹ thuật Nông Lâm nghiệp	1859-1523 e-2615-949X	Tạp chí	Trường Đại học Nông Lâm TP Hồ Chí Minh	0 – 0,5
25.	Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường	1859-3941	Tạp chí	Trường Đại học Thủy lợi	0 – 0,5
26.	Khoa học Nông nghiệp Việt Nam (tiếng Việt và tiếng Anh, Tên cũ: Khoa học Kỹ thuật Nông nghiệp)	1859-0004	Tạp chí	Học viện Nông nghiệp Việt Nam	0 – 0,5
27.	Khoa học và Công nghệ	1859-1531	Tạp chí	Đại học Đà Nẵng	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2019 0 – 1,0 từ 2022
28.	Khoa học và Công nghệ	2734-9098 e-2615-9562 (1859-2171)	Tạp chí	Đại học Thái Nguyên	0 – 0,5
29.	Khoa học và Công nghệ	1859-3585	Tạp chí	Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2023
30.	Khoa học và Công nghệ	0866-7896	Tạp chí	Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp	0 – 0,25 từ 2021
31.	Khoa học và công nghệ	2354-0575	Tạp chí	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên	0 – 0,25 từ 2016 0 – 0,5 từ 2020
32.	Khoa học và Công nghệ	0866-708X	Tạp chí	Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam	0 – 1,0
33.	Năng lượng Nhiệt	0868-3336	Tạp chí	Hội Kỹ thuật Nhiệt Việt Nam	0 – 0,5
34.	Khoa học và Công nghệ Việt Nam – bản B	1859-4794	Tạp chí	Bộ Khoa học và Công nghệ	0 – 0,25 từ 2020 0 – 0,5 từ 2024

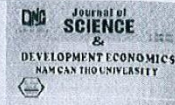
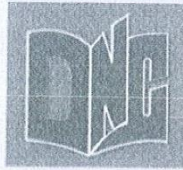
(Kèm theo Quyết định số: 25/QĐ-HDGSNN ngày 05 tháng 7 năm 2024)

35.	Nghiên cứu khoa học	1859-4190	Tạp chí	Trường Đại học Sao Đỏ	0 – 0,25 từ 2021
36.	Nghiên cứu Khoa học và Công nghệ Quân sự	1859-1043	Tạp chí	Viện Khoa học và Công nghệ Quân sự	0 – 0,5 0 – 0,75 từ 2023
37.	Nông nghiệp và Phát triển nông thôn (Tên cũ: KHKT Nông nghiệp; Nông nghiệp và Công nghiệp thực phẩm)	1859-4581 (0866-7020)	Tạp chí	Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn	0 – 0,5
38.	Phát triển Khoa học và công nghệ (Science & Technology Development Journal)	1859-0128	Tạp chí	Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh	0 – 0,75 0 – 1,0 từ 2024
39.	Science journal of Transportation	2410-9088	Tạp chí	Trường ĐH GTVT (UTC), ĐH kỹ thuật Giao thông đường bộ Matxcova (MADI), ĐH Giao thông Tây Nam Trung Quốc (SWJTU)	0 – 0,50 từ 2020
40.	Thông tin Khoa học Lâm nghiệp	1859-3828	Tạp chí	Trường Đại học Lâm nghiệp	0-0,25 trước 2012
41.	Thù lợi	0868-8736	Tạp chí	Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn	0-0,25 trước 2013
42.	Tin học và Điều khiển học - Journal of Computer Science and Cybernetics	1813-9663	Tạp chí ACI	Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam	0 – 0,5
43.	Vietnam Journal of Mechanics (Tên cũ: Cơ học)	0866-7136	Tạp chí ACI	Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam	0 – 1,0 0 – 1,25 từ 2020 0 – 1,0 từ 2023
44.	Vietnam Journal of Science, Technology and Engineering, part C,	2525-2461	Tạp chí	Bộ Khoa học và Công nghệ	0 – 0,75 từ 2020 0 – 1,0 từ 2024
45.	Xây dựng	2734-9888 (0866-8762)	Tạp chí	Bộ Xây dựng	0 – 0,25 0 từ 2022
46.	Tuyển tập các bài báo khoa học tại HNKH lần thứ 20 nhân kỷ niệm 50 năm thành lập trường ĐHBK Hà Nội tháng 10 – 2006,	GPXB	Kỷ yếu	Trường Đại học Bách khoa Hà Nội	0 – 0,5 0 từ 2022
47.	Khoa học và Công nghệ Đại học Duy Tân	1859 - 4905	Tạp chí	Trường Đại học Duy Tân	0 – 0,25 từ 2023
48.	Khoa học Đại học Cần Thơ	1859-2333 2815-5599	Tạp chí	Trường Đại học Cần Thơ	0 – 0,25 từ 2024

(Kèm theo Quyết định số: 25/QĐ-HĐGSNN ngày 05 tháng 7 năm 2024)

49.	Khoa học và Công nghệ	2615-9015	Tạp chí	Trường Đại học Nguyễn Tất Thành	0 – 0,25 từ 2024
50.	Khoa học và Công nghệ Trường ĐH Công nghiệp TPHCM	2525-2267	Tạp chí	Trường ĐH Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh	0 – 0,25 từ 2024
51.	Khoa học và Công nghệ Lâm nghiệp	2615-9368	Tạp chí	Trường Đại học Lâm nghiệp	0 – 0,25 từ 2024
52.	Khoa học và Kinh tế phát triển	2588-1272	Tạp chí	Trường Đại học Nam Cần Thơ	0 – 0,25 từ 2024
53.	Vietnam Journal of Science, Technology (VJST)	2525-2518 e-2815-5874	Tạp chí Scopus	Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam	0 – 1,5 từ 2024
54.	Phát triển Khoa học và công nghệ - Kỹ thuật (Chuyên san của Phát triển Khoa học và công nghệ)	2615-9872	Tạp chí	Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh	0 – 0,25 từ 2024
55.	Công nghiệp Mỏ (Mining Industry Journal)	3030-4172	Tạp chí	Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam	0 – 0,25 từ 2024
56.	Journal of Science Transport Technology	2734-9950	Tạp chí	Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải	0 – 0,25 từ 2024





Optimizing battery based on the evaluation of the natural frequency of electric vehicle bodies

Trinh Phan Minh Vu¹, Ho Tan Trung^{1*}

¹The University of Danang – University of Technology and Education

*Corresponding author: httrung@ute.udn.vn

DOI: 10.64632/jsde.eng.1.2026.723 **ABSTRACT**

Received: Oct 20, 2025

Revised: Nov 14, 2025

Accepted: Dec 2, 2025

Keywords: electric vehicle,
natural frequency, QCVN
09:2011/BGTVT, optimizing
battery

Transitioning from internal combustion engine vehicles to electric vehicles is a strategic approach to achieving zero carbon emissions by 2050. However, the battery system alters the vehicle's weight and load distribution, impacting its vibration characteristics. This study evaluates the natural vibration frequency of the vehicle body to optimize battery, ensuring safety and operational stability. The research focused on a HONDA Civic 1.8L converted into an electric vehicle. A simulation model of the suspension system, calibrated using a full-vehicle dynamics model, was developed and evaluated per the QCVN 09:2011/BGTVT standard issued by Vietnam's Ministry of Transport. The vehicle was placed on a test bench at a height of 120 mm, released freely, and the acceleration response was recorded and analyzed over time. The simulation results indicated that the natural frequencies of the original vehicle and three battery configurations were below the 2.5 Hz threshold specified by QCVN 09:2011/BGTVT. However, the frequencies varied across the configurations compared to the original vehicle. Specifically, the front axle frequency in the three cases increased by 10.7–18.4% compared to the original vehicle's 1.96 Hz, while the rear axle frequency decreased by 26.5–28.5% relative to the original 2.00 Hz. Based on the simulation, Case 3 is identified as the optimal battery configuration, as both the front and rear axle frequencies are lower than those of the other two configurations and comply with the QCVN 09:2011/BGTVT standard.

1. INTRODUCTION

Air pollution and climate change are driving the trend toward emission reduction in transportation, particularly the shift from fossil fuel-powered vehicles to electric vehicles. In Vietnam, the goal of achieving net-zero emissions by 2050 has been concretized in Decision No. 867/QĐ-TTg. According to a study by Sri, Reddy (2023), electric vehicles consume only about 36% of the input energy, compared to 72% for internal combustion engine vehicles, demonstrating their superior energy efficiency.

To contribute to this goal, the authors conducted a study on converting a HONDA Civic from an internal combustion engine vehicle to an electric vehicle. The vehicle's structure and bodywork were retained, while the powertrain system was replaced with an electric motor. The vehicle's weight before and after the conversion is presented in Table 1.

Table 1. Vehicle mass data after conversion (Honda Motor Co., 2008)

Content		Weight
Original	No load	1,210kg
	Full load	1,585kg
Converted	No load	1,507kg
	Full load	1,882kg
Wheelbase		2,700 mm
Front /rear wheel tracks		1,500/1,530 mm

One of the critical technical factors to consider after vehicle conversion is the natural frequency of the suspension system. The natural frequency plays a key role in determining the ride comfort and stability of a vehicle during operation. The transition from a traditional internal combustion engine to an electric motor can significantly affect the suspension's natural frequency.

This impact can be evaluated using the following equations:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Where: f The natural frequency (Hz), K The stiffness of the system (N/mm), m : The effective mass (kg).

Additionally, the static stiffness of the suspension system (C_t) can be determined based on the static load (Z_t) and the static deflection (f_t) using the following formula:

$$C_t = \frac{Z_t}{f_t} \quad (2)$$

According to Equation (1), the natural frequency depends on both the suspension stiffness and the vehicle mass, varying with the square root of these parameters. Equation (2) shows the relationship between load and wheel axle displacement, governed by the elastic characteristics of the suspension (N/mm). Any change in stiffness or load distribution results in a variation of the natural frequency, which can reduce ride comfort if it exceeds the acceptable threshold. Therefore, reassessing the suspension system after powertrain conversion is essential.

Numerous studies have evaluated the natural frequency based on the ISO 2631 standard, using the root mean square (RMS) acceleration to assess ride comfort. Le and Thao (2020), and Tran and Nguyen (2016), simulated the vibration behavior of sleeper buses and city buses at different speeds. Dam, Nguyen và Thuy (2021) focused on analyzing the impact of electric vehicle conversions, showing that suspension system design parameters significantly influence ride quality. Similarly, Bakar, Said and Aziz (2015) found that variations in load distribution altered axle movement, thus affecting the suspension's dynamic behavior.

Likewise, Thao studied the vibration of passenger transport vehicles through simulations conducted in MATLAB-SIMULINK, with evaluations based on TCVN 1694-1:2001. The author used the squared acceleration criterion to assess ride comfort, confirming that road surface conditions and suspension parameters significantly affect passenger comfort (Sri & Reddy, 2023).

However, in Vietnam, to be approved for road use, converted vehicles must meet the natural frequency requirement outlined in QCVN 09:2011/BGTVT, which specifies that the natural frequency must not exceed 2.5 Hz. This regulation provides two evaluation methods: Method 1 applies to two-axle vehicles, while Method 2 is intended for vehicles with more than two axles.

In this study, the authors adopted Method 1 for evaluation. A full-vehicle dynamic model was developed based on real-world measurements, including curb weight, gross vehicle weight, motor installation location, and post-conversion passenger load distribution. The suspension characteristics were integrated into the simulation model and calibrated. The vehicle was then subjected to a drop test from a height of 120 mm on a test rig, with a simulated impact force of 18,820 N used to collect vibration response data.

2. MATERIALS AND METHODS

2.1 Theoretical basis

The QCVN 09:2011/BGTVT standard specifies a detailed method for determining the natural frequency of the vehicle body. According to this standard, the procedure for identifying the natural frequency is carried out following the illustrated instructions in Figure 1. The obtained

natural frequency was then analyzed and evaluated based on formulas (3) and (4).

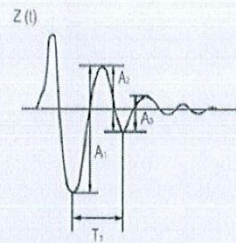


Fig. 1. The method for determining the natural oscillation period based on the results of the vehicle body's damping oscillation curve (National Technical Regulation QCVN 09:2011/BGTVT, 2011)

$$f_1 = \frac{1}{T_1} \quad (3)$$

$$T_1 = t_2 - t_1 \quad (4)$$

In there: f_1 natural frequency of the vehicle body (Hz), T_1 : natural oscillation period of the vehicle body (s), t_2 : end time of the period being considered (s), t_1 : start time of the period being considered (s)

2.2 Simulation method

To determine the optimal battery configuration, the research team applied the National Technical Regulation QCVN 09:2011/BGTVT, which outlines two methods for measuring the natural frequency of a vehicle's suspension system. Specifically, Method 1 applied to two-axle vehicles and required the vehicle to be released freely from a height between 60 and 120 mm onto a test platform. Method 2, intended for vehicles with more than two axles, involved compressing the vehicle within the same height range and then releasing it to induce oscillation.

In this study, the authors selected Method 1 for simulation. A test platform was designed with a

height of 120 mm, and the suspension parameters were integrated and calibrated within the vehicle's dynamic model. The vehicle model was then released from the specified height with an applied impact force to simulate oscillation. The resulting simulation data was analyzed to determine the optimal battery configuration. The detailed dimensions and design of the test platform are shown in Figure 2.

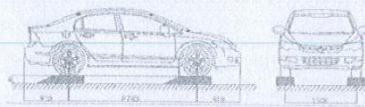


Fig 2. Technical specifications for creating oscillators according to method 1 (National Technical Regulation QCVN 09:2011/BGTVT, 2011)

Figures 3 to 6 illustrate the characteristics of the suspension system, which are then used as input data for the simulation model.

In Figure 3, the spring characteristic is illustrated through the force–displacement relationship. The curve is divided into three segments: OA, AB, and BC. In the first two segments (from point O to A and from A to B), the spring stiffness remains constant at $k=19.87\text{N/mm}$, indicating a linear relationship between force and displacement. However, from point B to C, the curve shows a nonlinear change as the slope increases, corresponding to a new stiffness of $k=23.18\text{N/mm}$. This change results from the uneven coil pitch design of the spring, which is intended to adjust the elastic characteristics to better suit load conditions during vehicle operation.

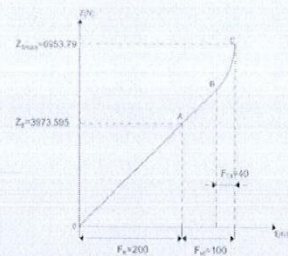


Fig 3. Characteristics of front suspension spring elements

Figure 4 shows the relationship between velocity and force represents the characteristic of the damping element. The horizontal axis indicates the displacement velocity, while the vertical axis represents the force. An analysis of this figure shows that the damping characteristic is divided into two parts, corresponding to the first and third quadrants of the coordinate plane. In the first quadrant, representing the rebound (return) stroke, the maximum damping force reaches 3926.99 N at a velocity of 50 mm/s. Meanwhile, in the third quadrant, representing the compression phase, the maximum damping force is 455.601 N, also at a velocity of 50 mm/s.

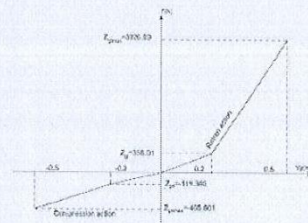


Fig 4. Characteristics of front suspension damper elements

In Figure 5, the spring characteristic is represented by the force–displacement curve, with the horizontal axis indicating displacement and the vertical axis indicating force. The rear suspension spring exhibits a linear response with

a constant stiffness of $k=16.6 \text{ N/mm}$. This means it follows Hooke's law: $F=kx$, where F is the force (N), x is the displacement (mm), and k is the stiffness (N/mm). Thus, the equation becomes $F=16.6x$, meaning the force increases by 16.6 N for each millimeter of displacement.

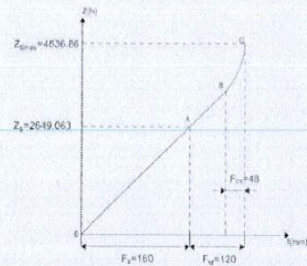


Fig 5. Characteristics of rear suspension spring elements

Figure 6 illustrates the relationship between velocity and force, representing the characteristic of the damping element. The damping behavior is divided into two parts: in the first quadrant, the maximum damping force during the rebound stroke reaches 2650.72 N at a velocity of 50 mm/s, while in the third quadrant, the maximum damping force during the compression stroke is 293.54 N at the same velocity.

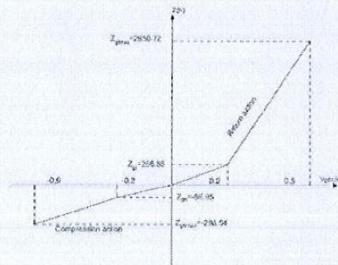


Fig 6. Characteristics of the damping elements of the rear suspension system

In the next step, the suspension characteristics from the Honda Civic were implemented in the

simulation model and retained for the converted vehicle version. The detailed parameters are summarized in Table 2.

Table 2. Set Up suspension simulation conditions

Content		Setting
Front suspension	Spring characteristics	$K=19.9 \text{ N/mm}$
	Damping properties	<pre>[DUNIT] LENGTH = "mm" ANGLE = "degrees" FORCE = "newton" MASS = "kg" TIME = "second" [CURVE] [v2 force] 500 853.681 200 333.450 0.0 0.0 200 358.81 500 1926.19</pre>
Rear suspension	Spring characteristics	$K=16.6 \text{ N/mm}$
	Damping properties	<pre>[DUNIT] LENGTH = "mm" ANGLE = "degrees" FORCE = "newton" MASS = "kg" TIME = "second" [CURVE] [v0 force] -500 -293.54 -200 -358.95 0.0 0.0 200 206.88 500 293.54</pre>

After updating the suspension characteristics in the full vehicle dynamic model, the next step is to adjust the mass distribution. First, the wheelbase and front-rear track widths were modified according to the specifications presented in Table 1 and illustrated in Figure 7. Once the basic dimensions and vehicle mass were updated, the center of gravity coordinates were determined based on the load distribution between the front and rear axles, corresponding to each loading condition. Detailed information for the original vehicle is provided in Table 3, while the data for the converted vehicle is presented in Table 4.

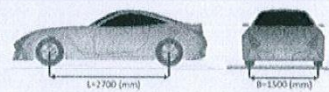


Fig 7. Basic vehicle specifications

After adjusting the base dimensions and weight of the vehicle, the coordinates of the

original vehicle's center of gravity were determined based on the load distribution on the front and rear axles for each load case, as shown in Table 4.

Table 3. Simulation parameters of the original vehicle

	Weight of self	1,585 kg
	Front axle distribution	951 kg
	Rear axle distribution	634 kg
Full load	Coordinates of the entire vehicle's center of gravity in the x direction	1,080 mm

In the previous study, the selected battery pack had dimensions of 1,816×1,362×234 mm. The battery was installed beneath the vehicle floor, with different placement configurations considered along the longitudinal direction from near to far relative to the front axle center.

In Case 1, with a wheelbase of 2,700 mm, the battery pack was positioned so that its center of gravity was located at the midpoint of the vehicle body, i.e., halfway between the front and rear axles. As a result, the battery load was evenly distributed between both axles.

In Case 2, the battery pack was shifted closer to the front axle, causing its center of gravity to move forward, resulting in the majority of the battery load being applied to the front axle.

Conversely, in Case 3, the battery was positioned toward the rear of the vehicle, concentrating more of the load on the rear axle.

The detailed load distribution for each configuration is provided in Table 4 and visually illustrated in Figure 8.

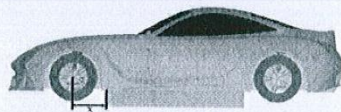


Fig 8. Battery installation location representation

Table 4. Battery installation layout scenarios converted vehicle

Content	Case 1	Case 2	Case 3
Weight of self	1,882 Kg		
Front axle distribution	1,098 Kg	1,185 Kg	1,082 Kg
Rear axle distribution	784 Kg	697 Kg	800 Kg
Coordinates of the entire vehicle's center of gravity in the x direction	1,124 mm	1,000 mm	1,148 mm
Distance from front wheel center to battery	X=442 mm	X=292 mm	X=592 mm

Next, to collect acceleration data during the drop test, accelerometers were fixed to the vehicle body at two locations: one near the front axle and the other near the rear axle, with a distance of 2,700 mm between the two measurement points. This arrangement allows for accurate recording of acceleration at both ends of the vehicle during the simulation.

Finally, the vehicle model was placed on the test platform at a height of h=120 mm. A pushing force of 18,820 N was applied in the direction opposite to the x-axis. This force was determined based on the vehicle's total weight of 1,882 kg, simulating a scenario in which the vehicle engine is turned off and the vehicle is stationary but displaced from the platform, leading to a free-fall condition.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 The natural frequency of oscillation with the test bench height set at h=120 mm

Based on the acceleration measurement results of the Front axle in Fig. 9, we observe that one oscillation cycle is identified by two

consecutive peaks. The times $t_1=3.299s$ and $t_2=3.809s$. Using formula (1).

The natural frequency of the rear axle is determined to be $f=1.96Hz$. According to *QCVN09:2011/BGTVT*, the suspension system's natural frequency should not exceed $f=2.5Hz$, and the simulation results fall within this range. Therefore, the natural frequency of the front suspension system is within the allowable limit.

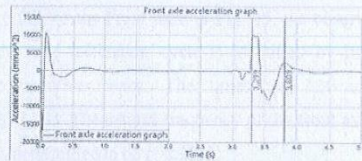


Fig 9. Front axle acceleration graph

Fig. 10 shows the natural frequency of the front suspension exhibits a discrepancy compared to the rear suspension, with a natural oscillation period of $T=0.5s$. However, the natural frequency of the Rear axle, $f=2Hz$, falls within the permissible limits as per the regulations.

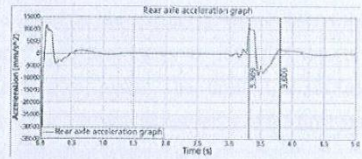


Fig 10. Rear axle acceleration graph

3.2 The natural frequency of oscillation with the test bench height set at $h=120$ mm in case of changing battery installation location

For Case 1, the battery position is fully described in Table 4. The simulation results show that for the front axle, as depicted in Figures 11 and 12, the frequency simulation results for the rear axle are provided.

Fig. 11 shows the natural frequency of the front suspension exhibits a discrepancy compared

to the front suspension, with a natural oscillation period of $f=2.27Hz$.

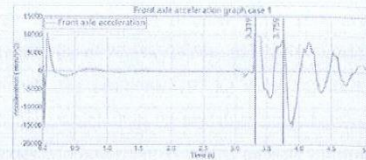


Fig 11. Front axle acceleration graph Case 1

Fig. 12 shows the natural frequency of the front suspension exhibits a discrepancy compared to the rear suspension, with a natural oscillation period of $f=1.45Hz$.

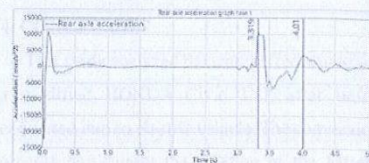


Fig 12. Rear axle acceleration graph Case 1

The natural frequency simulation results for Case 2 are presented in Figures 13 and 14.

Fig. 13 shows the natural frequency of the front suspension exhibits a discrepancy compared to the front suspension, with a natural oscillation period of $f=2.32Hz$.

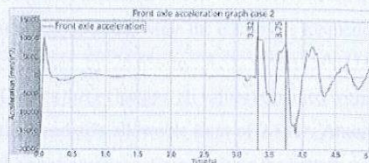


Fig 13. Front axle acceleration graph Case 2

Fig. 13 shows the natural frequency of the rear suspension exhibits a discrepancy compared to the rear suspension, with a natural oscillation period of $f=1.47$ Hz.

GIẤY XÁC NHẬN

Về việc đăng bài báo khoa học trên Tạp chí Khoa học và Kinh tế Phát triển
Trường Đại học Nam Cần Thơ

Hội đồng biên tập Tạp chí Khoa học và Kinh tế Phát triển Trường Đại học Nam
Cần Thơ xác nhận bài báo: *“Optimizing Battery Based on the Evaluation of the
Natural Frequency of Electric Vehicle Bodies”*

Nhóm tác giả:

Trình Phan Minh Vu¹, Ho Tan Trung^{1*}

¹The University of Danang – University of Technology and Education, 48 Cao
Thang, Danang, Vietnam.

*Corresponding author: Ho Tan Trung (email: httrung@ute.udn.vn)

Ngày đến toà soạn: 16/6/2025

Tình trạng: Bài báo đã được phân biện, chấp nhận đăng, dự kiến sẽ được đăng
trong Tạp chí Khoa học và Kinh tế Phát triển Trường Đại học Nam Cần Thơ, số 38
năm 2025



CHỨNG THỰC BẢN SAO ĐÚNG VỚI BẢN CHÍNH
Số chứng thực 1..2.6. Quyền số...0..1..SCT/BS^{14/10}

Ngày: 24-04-2026

TU. CHỦ TỊCH
CHÁNH VĂN PHÒNG HĐND VÀ UBND XÃ NAM PHƯỚC



Nguyễn Văn Phước