

**BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI**



LÊ DUY LONG

**NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG DAO ĐỘNG XE KHÁCH ĐẾN
NGƯỜI NGỒI TRÊN XE**

Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí động lực

Mã số: 9520116

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

Hà Nội - 2026

Công trình được hoàn thành tại:

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI – BỘ CÔNG THƯƠNG

Người hướng dẫn khoa học:

- 1. PGS.TS. Nguyễn Thanh Quang**
- 2. PGS. TS. Lê Hồng Quân**

Phản biện 1: GS.TS. Vũ Đức Lập

Phản biện 2: PGS.TS. Đàm Hoàng Phúc

Phản biện 3: PGS.TS. Nguyễn Tuấn Nghĩa

Luận án được bảo vệ tại Hội đồng đánh giá luận án tiến sĩ cấp Trường và họp tại Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội vào hồi... giờ, ngày ... tháng 02 năm 2026

Có thể tìm hiểu luận án tại:

- Thư viện Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
- Thư viện Quốc gia Việt Nam

MỞ ĐẦU

Ô tô chuyển động trên đường khi tham gia giao thông thường phát sinh dao động. Những dao động này sẽ ảnh hưởng đến người lái và hành khách trên xe. Những nghiên cứu dao động của xe ô tô cho thấy sự tác động của nó ảnh hưởng nhiều đến sức khỏe con người như bệnh về thần kinh và não bộ. Nếu dao động của xe nằm ngoài phạm vi cho phép sẽ ảnh hưởng đến tâm lý, gây ra trạng thái xấu cho người lái xe và người ngồi trên xe từ đó có thể dẫn đến những nguy hiểm khi tham gia giao thông.

1. Mục tiêu của luận án

Mục tiêu của luận án là nghiên cứu trên xe khách thực tế, bằng lý thuyết và thực nghiệm khảo sát đánh giá dao động xe dưới các tác động từ bên ngoài trong điều kiện vận hành cụ thể. Sử dụng tiêu chuẩn đánh giá ảnh hưởng của dao động xe đến độ êm dịu chuyển động xe và người ngồi trên xe. Từ các kết quả khảo sát thông số dao động người ngồi trên xe làm cơ sở để đưa ra các đề xuất về ghế ngồi trong sử dụng và chế tạo loại ghế phù hợp với điều kiện tại Việt Nam.

2. Đối tượng nghiên cứu

Lựa chọn loại xe khách 29 chỗ ngồi sản xuất và lắp ráp trong nước là loại xe đại diện vì được sử dụng rộng rãi, chiếm tỷ trọng lớn và phổ biến tại Việt Nam.

3. Phạm vi nghiên cứu

Luận án tập trung xây dựng và phân tích mô hình dao động không gian của xe ảnh hưởng đến người ngồi. Hệ dao động Xe – ghế - người ngồi chỉ xét đến dao động theo phương thẳng đứng (trục OZ), không xét đến ảnh hưởng của theo phương dọc và ngang (OX, OY).

Trong giới hạn của đề tài, luận án chủ yếu đánh giá đặc tính êm dịu chuyển động của xe và sự thoải mái của người ngồi. Các chỉ tiêu liên quan đến an toàn chuyển động hay ổn định điều khiển của xe không thuộc phạm vi xem xét của nghiên cứu này.

4. Nội dung nghiên cứu

+ Thiết lập mô hình không gian khảo sát dao động của xe khách hoạt động trên mặt đường gần với thực tế nhằm xác định các giá trị chuyển vị, vận tốc và gia tốc tại các vị trí lắp ghế trên sàn xe để lấy tín hiệu đầu vào tác động vào mô hình

dao động của ghế - người ngồi trên ghế. Các loại mặt đường khác nhau gồm: hình sin, mặt đường hình xung, các dạng mặt đường ngẫu nhiên và theo tiêu chuẩn ISO 8608 được sử dụng.

- + Thiết lập mô hình dao động của ghế - người ngồi trên ghế để xác định các giá trị gia tốc dao động tại ghế và các bộ phận trên cơ thể của người ngồi trên ghế.
- + Tiến hành thực nghiệm để kiểm chứng mô hình.
- + So sánh với tiêu chuẩn đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động xe đến người ngồi trên xe. Chỉ tiêu đánh giá trong tiêu chuẩn được tính toán theo giá trị bình phương trung bình RMS trong tiêu chuẩn ISO 2631-1.

5. Phương pháp nghiên cứu

+ Phương pháp nghiên cứu lý thuyết: Xây dựng mô hình xe khách sát với xe thực tế. Sử dụng phương trình Lagrange loại II để thiết lập các mô hình khảo sát dao động không gian của xe khách và mô hình người ngồi trên ghế. Sử dụng phần mềm mô phỏng với các tác động từ bên ngoài: Biên dạng mặt đường theo tiêu chuẩn, các dãy vận tốc vận tốc cụ thể để giải và nhận kết quả đánh giá dao động xe và người ngồi trên xe.

+ Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm: Tiến hành thí nghiệm đo đạc thực tế trên đường giao thông theo điều kiện tương đương với khảo sát để đo các thông số dao động Xe – Ghế - Người ngồi.

6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn

Nghiên cứu ứng dụng phương pháp mô hình hóa và mô phỏng bằng phương pháp động lực học không gian, sử dụng phần mềm chuyên dụng Matlab Simulink và Ansys Workbench, sử dụng thuật toán ASA để xác định các thông số ảnh hưởng đến người ngồi trên xe, đánh giá dao động xe có kiểm chứng bằng thực nghiệm nhằm đề xuất các giải pháp nâng cao chất lượng độ êm dịu chuyển động của xe, người ngồi trên xe.

Xây dựng phương pháp nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Kết quả nghiên cứu cho phép đề xuất một số giải pháp nhằm giảm dao động khi thiết kế, từng bước hoàn thiện phương pháp luận nghiên cứu thiết kế thân vỏ xe ô tô theo hướng hiện đại như các nước tiên tiến đang dùng.

7. Điểm mới của luận án

Xây dựng mô hình khảo sát dao động Xe – Ghế - Người ngồi.

Kết hợp mô hình khảo sát dao động Ghế - Người ngồi và mô hình khảo sát dao động không gian của xe khách 29 chỗ.

Sử dụng kết hợp phần mềm chuyên dụng Matlab Simulink và Ansys Workbench trong mô phỏng.

Sử dụng thuật toán ASA để xác định các thông số ảnh hưởng đến người ngồi trên xe.

Xây dựng phương pháp nghiên cứu thực nghiệm xác định ảnh hưởng của các biên dạng mặt đường khác nhau và các điều kiện khai thác khác nhau ở những vận tốc xe chạy khác nhau.

8. Bố cục của luận án

Luận án được trình bày theo bố cục gồm 04 chương:

Chương 1: Tổng quan vấn đề nghiên cứu dao động của ô tô khách

Chương 2: Xây dựng mô hình khảo sát dao động hệ Xe - Ghế - Người ngồi

Chương 3: Khảo sát ảnh hưởng của dao động đến người ngồi trên xe

Chương 4: Nghiên cứu thực nghiệm

Kết luận chung và hướng nghiên cứu tiếp theo của luận án

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ KHÁCH

Nội dung chương 1 tập trung vào các nghiên cứu liên quan tới:

Xác định các nguồn khác nhau gây ra dao động của xe: đó là, sự mất cân bằng của động cơ khi động cơ khi nổ, sự mất cân bằng của các chi tiết quay trong hệ thống truyền lực, độ mấp mô mặt đường v.v...

Tình hình nghiên cứu ở ngoài nước và trong nước về lĩnh vực dao động ô tô và rung động người ngồi trong xe.

Xác định ba mô hình cơ học: Mô hình giảm chấn lò xo khối lượng, mô hình động lực học hệ nhiều vật, mô hình phân tử hữu hạn, trong nghiên cứu dao động xe – ghế - người ngồi trên xe.

Từ đó rút ra kết luận như sau:

Chương 1 của luận án đã xác định mục tiêu nghiên cứu là khảo sát, đánh giá các tác động từ bên ngoài: Biên dạng mặt đường, yếu tố vận tốc đến độ êm dịu chuyển động xe và người ngồi trên xe. Để đạt được mục tiêu này, luận án đã kết hợp cả phương pháp lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm.

Phương pháp nghiên cứu lý thuyết: Lựa chọn mô hình khối lượng – lò xo giảm chấn và ứng dụng phương trình Lagrange loại II mô tả động lực học dao động trong không gian của xe khách và mô hình người ngồi trên xe. Xây dựng cơ sở sử dụng phần mềm mô phỏng để giải và nhận kết quả. Xây dựng cơ sở của phương pháp nghiên cứu thực nghiệm: Đo đạc thực tế, so sánh kết quả để đánh giá độ chính xác của mô hình lý thuyết.

Tổng quan nghiên cứu cho thấy các tiếp cận mô phỏng và thực nghiệm về NVH, động lực học hệ nhiều vật, phân tử hữu hạn và các mô hình sinh động học cơ thể người đã được phát triển mạnh. Tuy nhiên, độ phức tạp của cơ thể người và sự tương tác giữa xe – ghế – người khiến việc đánh giá dao động vẫn còn nhiều thách thức.

Qua phân tích tình hình nghiên cứu ở trong và ngoài nước, NCS đã xác định được hướng nghiên cứu của luận án: Xác định ảnh hưởng của dao động xe đến người ngồi trên xe, đối tượng nghiên cứu là ô tô khách 29 chỗ được sản xuất và lắp ráp tại Việt Nam.

Từ việc nghiên cứu ảnh hưởng của dao động xe đến người ngồi trên xe, có thể đưa ra những ý kiến khoa học đóng góp cho các nhà sản xuất và người sử dụng nhằm nâng cao tính êm dịu cho xe, hành khách ngồi trên xe.

CHƯƠNG 2: XÂY DỰNG MÔ HÌNH KHẢO SÁT DAO ĐỘNG HỆ XE – GHẾ - NGƯỜI NGỒI

Một số nội dung được nghiên cứu và trình bày trong chương 2:

2.1 ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

Xe khách 29 chỗ County sản xuất lắp ráp tại Việt nam đáp ứng được các yêu cầu của bài toán, hình 2.1.



Hình 2.1 Xe khách 29 chỗ County

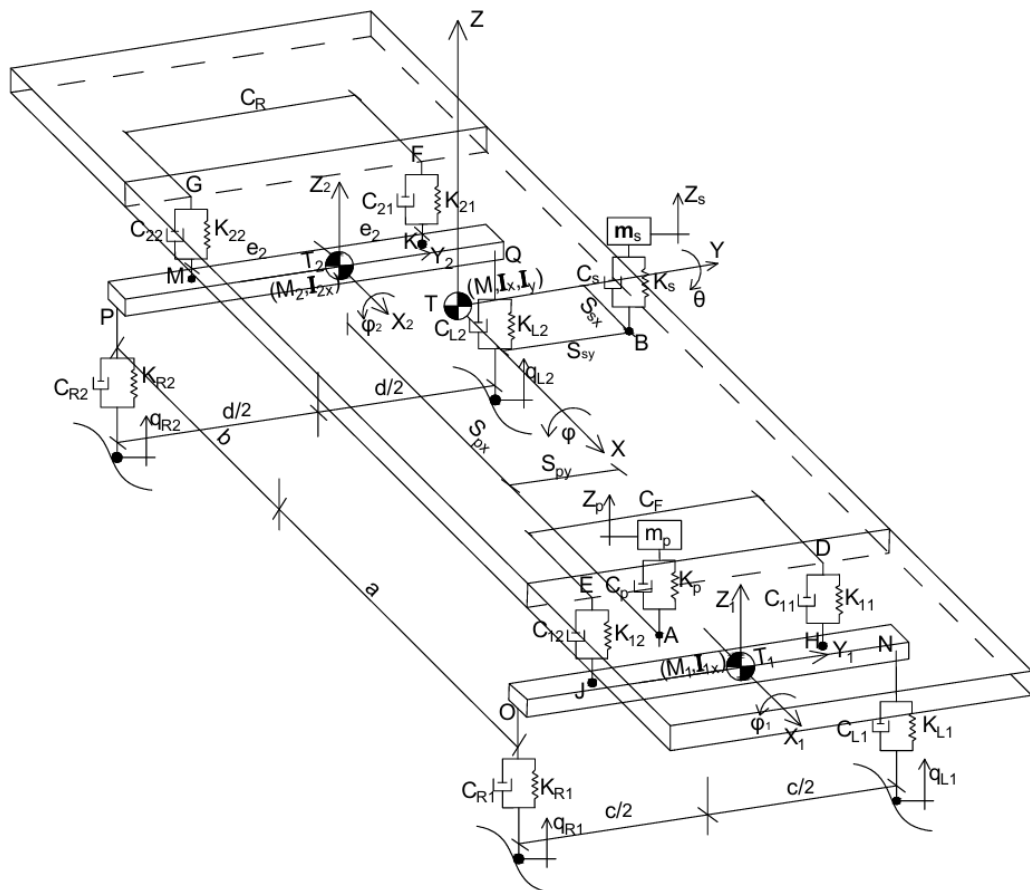
Xe khách 29 chỗ County có 28 vị trí ghế khách và 1 vị trí ghế lái xe, hai vị trí người ngồi đại diện được lựa chọn khảo sát gồm: vị trí ghế phụ, vị trí ghế hàng 3.

2.2 MÔ HÌNH KHẢO SÁT DAO ĐỘNG HỆ XE – GHẾ - NGƯỜI NGỒI

2.2.1 Các giả thiết trong mô hình

2.2.2 Mô hình hóa hệ dao động

Mô hình nghiên cứu đường – xe – ghế - người ngồi khi xét đến hai vị trí ghế phụ và ghế hàng 3 là một hệ cơ học 9 bậc tự do với các thông số hình học, tọa độ kích thước và các ký hiệu đặc trưng được mô tả trên hình 2.3.



Hình 2.2 Mô hình dao động xe khách xét đến hai vị trí ngồi

Các bậc tự do xác định các tọa độ suy rộng của hệ gồm:

Thân xe: 3 bậc tự do là dịch chuyển theo phương thẳng đứng Z và 2 góc lắc dọc φ_x , lắc ngang φ_y .

Cầu trước: 2 bậc tự do là dịch chuyển theo phương thẳng đứng và góc xoay theo trục dọc OX, tọa độ suy rộng là z_{1z} , φ_{1x} .

Cầu sau: 2 bậc tự do là dịch chuyển theo phương thẳng đứng và góc xoay theo trục dọc OX tọa độ z_{2z} , φ_{2x} .

Ghế người ngồi bên phụ (Z_p) có khối lượng m_p và các phần tử đàn hồi tuyến tính hệ số độ cứng K_p và hệ số giảm chấn C_p .

Ghế ngồi hàng 3 (Z_s) có khối lượng m_s và các phần tử đàn hồi tuyến tính hệ số độ cứng K_s và hệ số giảm chấn C_s .

2.2.3 Xây dựng phương trình vi phân dao động của hệ

1. Phương trình cho tọa độ suy rộng z (dịch chuyển thẳng đứng của thân xe)

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + (C_{11} + C_{12} + C_{21} + C_{22})\dot{z} - (C_{11} + C_{12})\dot{z}_{1z} - (C_{21} + C_{22})\dot{z}_{2z} + \\ (aC_{11} + aC_{12} - bC_{21} - bC_{22})\dot{\varphi}_x + (-cC_{11} + cC_{12} - dC_{21} + dC_{22})\dot{\varphi}_y - \\ (cC_{11} - cC_{12})\dot{\varphi}_{1x} - (dC_{21} - dC_{22})\dot{\varphi}_{2x} - C_p(\dot{z}_p - \dot{z} - S_{px}\dot{\varphi}_x - S_{py}\dot{\varphi}_y) - \\ C_s(\dot{z}_s - \dot{z} - S_{sx}\dot{\varphi}_x - S_{sy}\dot{\varphi}_y) + (K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22})z - (K_{11} + K_{12})z_{1z} - \\ (K_{21} + K_{22})z_{2z} + (aK_{11} + aK_{12} - bK_{21} - bK_{22})\varphi_x + (-cK_{11} + cK_{12} - dK_{21} + \\ dK_{22})\varphi_y - (cK_{11} - cK_{12})\varphi_{1x} - (dK_{21} - dK_{22})\varphi_{2x} - K_p(z_p - z - S_{px}\varphi_x - \\ S_{py}\varphi_y) - K_s(z_s - z - S_{sx}\varphi_x - S_{sy}\varphi_y) = 0 \end{aligned} \quad (2.22)$$

2. Phương trình cho tọa độ suy rộng φ_x (góc lắc dọc của thân xe)

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\varphi}_x + (a^2C_{11} + a^2C_{12} + b^2C_{21} + b^2C_{22})\dot{\varphi}_x + (aC_{11} + aC_{12})\dot{z} - (aC_{11} + aC_{12})\dot{z}_{1z} - \\ (-bC_{21} - cC_{22})\dot{z}_{2z} + (-acC_{11} + acC_{12} + bdC_{21} - bdC_{22})\dot{\varphi}_y - (acC_{11} - acC_{12})\dot{\varphi}_{1x} - \\ (bdC_{21} - bdC_{22})\dot{\varphi}_{2x} - S_{px}C_p(\dot{z}_p - \dot{z} - S_{px}\dot{\varphi}_x - S_{py}\dot{\varphi}_y) - S_{sx}C_s(\dot{z}_s - \dot{z} - S_{sx}\dot{\varphi}_x - \\ S_{sy}\dot{\varphi}_y) + (a^2K_{11} + a^2K_{12} + b^2K_{21} + b^2K_{22})\varphi_x - (aK_{11} + aK_{12})(z - z_{1z}) - \\ (bK_{21} + bK_{22})(z - z_{2z}) + (-acK_{11} + acK_{12} + bdK_{21} - bdK_{22})\varphi_y - (-acK_{11} - \\ acK_{12})\varphi_{1x} - (bdK_{21} - bdK_{22})\varphi_{2x} - S_{px}K_p(z_p - z - S_{px}\varphi_x - S_{py}\varphi_y) - \\ S_{sx}K_s(z_s - z - S_{sx}\varphi_x - S_{sy}\varphi_y) = 0 \end{aligned} \quad (2.23)$$

3. Phương trình cho tọa độ suy rộng φ_y (góc lắc ngang của thân xe)

$$\begin{aligned} I_y\ddot{\varphi}_y + (c^2C_{11} + c^2C_{12} + d^2C_{21} + d^2C_{22})\dot{\varphi}_y + (-cC_{11} + cC_{12})\dot{z} - (-cC_{11} + cC_{12})\dot{z}_{1z} - \\ (-dC_{21} + dC_{22})\dot{z}_{2z} + (-acC_{11} + acC_{12} + bdC_{21} - bdC_{22})\dot{\varphi}_x - (c^2C_{11} + c^2C_{12})\dot{\varphi}_{1x} - \\ (d^2C_{21} + d^2C_{22})\dot{\varphi}_{2x} - S_{py}C_p(\dot{z}_p - \dot{z} - S_{px}\dot{\varphi}_x - S_{py}\dot{\varphi}_y) - S_{sy}C_s(\dot{z}_s - \dot{z} - S_{sx}\dot{\varphi}_x - \\ S_{sy}\dot{\varphi}_y) + (c^2K_{11} + c^2K_{12} + d^2K_{21} + d^2K_{22})\varphi_y + (-cK_{11} + cK_{12})(z - z_{1z}) - \\ (-dK_{21} + dK_{22})(z - z_{2z}) + (-acK_{11} + acK_{12} + bdK_{21} - bdK_{22})\varphi_x - (c^2K_{11} - \\ c^2K_{12})\varphi_{1x} - (d^2K_{21} - d^2K_{22})\varphi_{2x} - S_{py}K_p(z_p - z - S_{px}\varphi_x - S_{py}\varphi_y) - S_{sy}K_s(z_s - z - \\ S_{sx}\varphi_x - S_{sy}\varphi_y) = 0 \end{aligned} \quad (2.24)$$

4. Phương trình cho tọa độ suy rộng z_1 (dịch chuyển thẳng đứng của cầu trước)

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_{1z} - (C_{11} + C_{12})(\dot{z} - \dot{z}_{1z}) - (aC_{11} + aC_{12})\dot{\varphi}_x - (-cC_{11} + cC_{12})\dot{\varphi}_y - \\ (-cC_{11} + cC_{12})\dot{\varphi}_{1x} + (K_{L1} + K_{R1})\dot{z}_{1z} - (K_{L1} - K_{R1})c\dot{\varphi}_{1x} - K_{L1}\dot{q}_{L1} - K_{R1}\dot{q}_{R1} - \\ (K_{11} + K_{12})(z - z_{1z}) - (aK_{11} + aK_{12})\varphi_x - (-cK_{11} + cK_{12})\varphi_y - (-cK_{11} + \\ cK_{12})\varphi_{1x} + (C_{L1} + C_{R1})z_{1z} - (C_{L1} - C_{R1})c\varphi_{1x} - C_{L1}q_{L1} - C_{R1}q_{R1} = 0 \end{aligned} \quad (2.25)$$

5. Phương trình cho tọa độ suy rộng φ_1 (góc xoay theo trục dọc của cầu trước)

$$\begin{aligned} I_{1x}\ddot{\varphi}_{1x} - (cC_{11} - cC_{12})(\dot{z} - \dot{z}_{1z}) - (acC_{11} - acC_{12})\dot{\varphi}_x - (c^2C_{11} - c^2C_{12})\dot{\varphi}_y - \\ (c^2C_{11} + c^2C_{12})\dot{\varphi}_{1x} - (K_{L1} - K_{R1})c\dot{z}_{1z} + (K_{L1} + K_{R1})c^2\dot{\varphi}_{1x} + K_{L1}c\dot{q}_{L1} - \\ K_{R1}c\dot{q}_{R1} - (cK_{11} - cK_{12})(z - z_{2z}) - (acK_{11} - acK_{12})\varphi_x - (c^2K_{11} + c^2K_{12})\varphi_y - \\ (c^2K_{11} + c^2K_{12})\varphi_{1x} - (C_{L1} - C_{R1})cz_{1z} + (C_{L1} + C_{R1})c^2\varphi_{1x} + C_{L1}cq_{L1} - \\ C_{R1}cq_{R1} + C_F\varphi_{1x} = 0 \end{aligned} \quad (2.26)$$

6. Phương trình cho tọa độ suy rộng Z_{1X} (dịch chuyển thẳng đứng của cầu sau)

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{z}_{2z} - (C_{21} + C_{22})(\dot{z} - \dot{z}_{2z}) - (-bC_{21} - bC_{22})\dot{\varphi}_x - (-dC_{21} + dC_{22})\dot{\varphi}_y - \\ (-dC_{21} + dC_{22})\dot{\varphi}_{2x} + (K_{L2} + K_{R2})\dot{z}_{2z} - (K_{L2} - K_{R2})d\dot{\varphi}_{2x} - K_{L2}\dot{q}_{L2} - K_{R2}\dot{q}_{R2} - \\ (K_{21} + K_{22})(z - z_{2z}) - (-bK_{21} - bK_{22})\varphi_x - (-dK_{21} + dK_{22})\varphi_y - \\ (-dK_{21} + dK_{22})\varphi_{2x} + (C_{L2} + C_{R2})z_{2z} - (C_{L2} - C_{R2})d\varphi_{2x} - C_{L2}q_{L2} - C_{R2}q_{R2} = 0 \end{aligned} \quad (2.27)$$

7. Phương trình cho tọa độ suy rộng φ_{2X} (góc xoay theo trục dọc của cầu sau)

$$\begin{aligned} I_{2x}\ddot{\varphi}_{2x} - (dC_{21} - dC_{22})(\dot{z} - \dot{z}_{2z}) - (bdC_{21} - bdC_{22})\dot{\varphi}_x - (d^2C_{21} - d^2C_{22})\dot{\varphi}_y - \\ (d^2C_{21} + d^2C_{22})\dot{\varphi}_{2x} - (K_{L2} - K_{R2})d\dot{z}_{2z} + (K_{L2} + K_{R2})d^2\dot{\varphi}_{2x} + K_{L2}d\dot{q}_{L2} - \\ K_{R2}d\dot{q}_{R2} - (dK_{21} - dK_{22})(z - z_{2z}) - (bdK_{21} - bdK_{22})\varphi_x - (d^2K_{21} - \\ d^2K_{22})\varphi_y - (d^2K_{21} + d^2K_{22})\varphi_{2x} - (C_{L2} - C_{R2})dz_{2z} + (C_{L2} + C_{R2})d^2\varphi_{2x} + \\ C_{L2}dq_{L2} - C_{R2}dq_{R2} + C_R\varphi_{2x} = 0 \end{aligned} \quad (2.28)$$

8. Phương trình cho tọa độ suy rộng z_p (dịch chuyển thẳng đứng của ghế phụ)

$$m_p \ddot{z}_p + C_p(\dot{z}_p - \dot{z} - S_{px}\dot{\varphi}_x - S_{py}\dot{\varphi}_y) + K_p(z_p - z - S_{px}\varphi_x - S_{py}\varphi_y) = 0 \quad (2.29)$$

9. Phương trình tọa độ suy rộng z_s (dịch chuyển thẳng đứng của ghế hàng 3)

$$m_s \ddot{z}_s + C_s(\dot{z}_s - \dot{z} - S_{sx}\dot{\varphi}_x - S_{sy}\dot{\varphi}_y) + K_s(z_s - z - S_{sx}\varphi_x - S_{sy}\varphi_y) = 0 \quad (2.30)$$

Hệ phương trình dao động của xe được viết dưới dạng ma trận

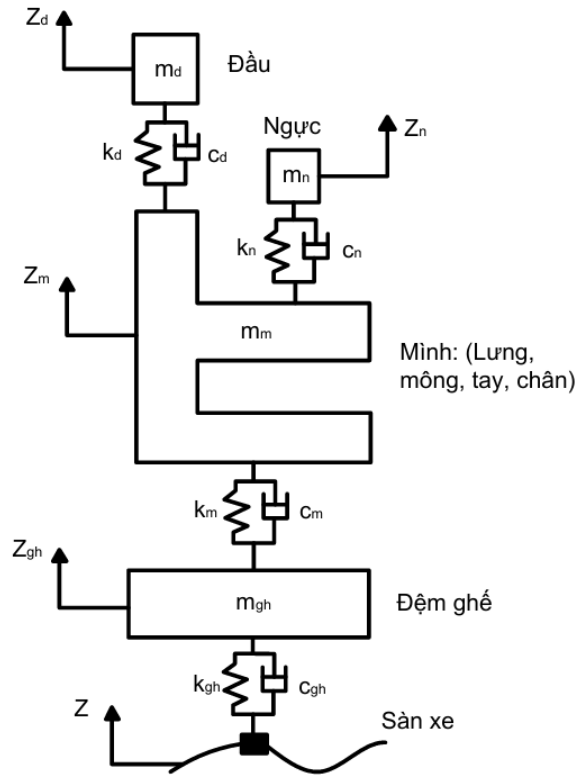
$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \quad (2.31)$$

Hệ chịu ảnh hưởng của tọa độ trọng tâm xe, của vị trí ghế - người ngồi xuất hiện phân bố lại tải trọng. Lúc này $F(t)$ sẽ bao gồm hai thành phần: Lực kích thích từ mặt đường và lực do sự phân bố lại tải trọng.

2.3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG NGƯỜI NGỒI TRÊN GHẾ

Các bậc tự do của hệ xác định các dịch chuyển theo phương thẳng đứng các

khối lần lượt gồm: Z_d : dịch chuyển của khối đầu ; Z_n : dịch chuyển của khối ngực; Z_m : dịch chuyển của khối mình ; Z_{gh} : dịch chuyển của khối ghế (hình 2.4)



Hình 2.4 Mô hình dao động người ngồi trên ghế xe khách.

Xây dựng hệ phương trình vi phân dao động của hệ người ngồi trên ghế.

Ứng dụng các phương trình Newton II và III, xét cân bằng hệ lực, các phương trình mô tả dao động hệ người ngồi trên ghế gồm 4 phương trình từ (3.1) đến (3.4)

$$m_{gh}\ddot{Z}_{gh} = k_{gh}(Z - Z_{gh}) + k_m(Z_m - Z_{gh}) + c_{gh}(\dot{Z} - \dot{Z}_{gh}) + c_m(\dot{Z}_m - \dot{Z}_{gh}) \quad (2.34)$$

$$m_m\ddot{Z}_m = k_m(Z_{gh} - Z_m) + k_n(Z_n - Z_m) + c_m(\dot{Z}_{gh} - \dot{Z}_m) + c_n(\dot{Z}_n - \dot{Z}_m) \quad (2.35)$$

$$m_n\ddot{Z}_n = k_n(Z_m - Z_n) + c_n(\dot{Z}_m - \dot{Z}_n) \quad (2.36)$$

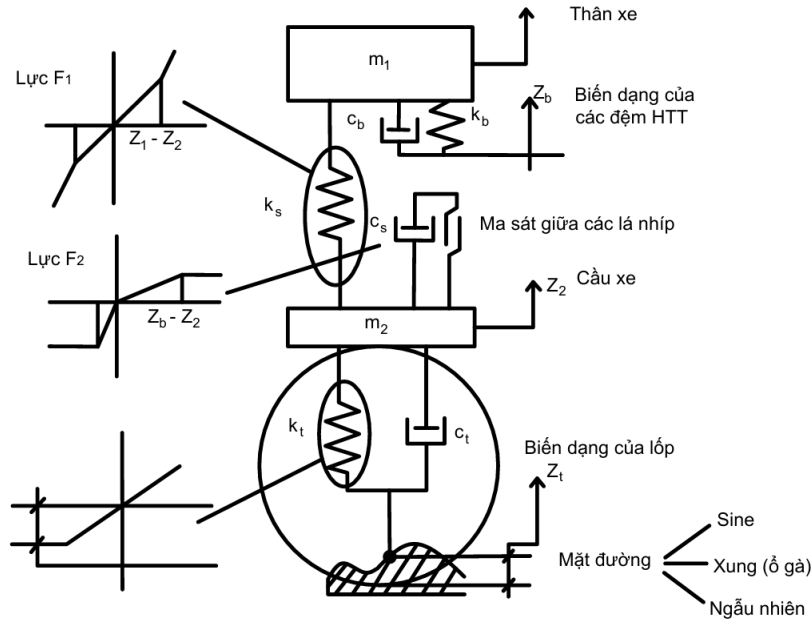
$$m_d\ddot{Z}_d = k_d(Z_m - Z_d) + c_d(\dot{Z}_m - \dot{Z}_d) \quad (2.37)$$

2.4. PHƯƠNG PHÁP, CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG DAO ĐỘNG ĐẾN NGƯỜI NGỒI

2.4.1 Phương pháp cảm nhận

2.4.2 Chỉ tiêu độ êm dịu chuyển động

2.5 XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÔ HÌNH



Hình 2.7 Sơ đồ dao động hệ thống treo trên xe

Thông số độ cứng HTT gồm độ cứng tĩnh và độ cứng động.

2.6 KẾT LUẬN CHƯƠNG 2

Trên cơ sở phân tích, lựa chọn xe khách County 29 chỗ là xe lắp ráp tại Việt Nam và sử dụng phổ biến, có các đặc tính kỹ thuật và vật lý đã được công bố trên một số nghiên cứu trước nên có thể tham khảo để giảm bớt thời gian nghiên cứu của NCS.

Trên cơ sở các giả thiết phù hợp với điều kiện thực tế, mô hình dao động đường – xe – ghế – người được xây dựng gồm: Mô hình dao động không gian 9 bậc tự do gồm 7 bậc tự do của xe và 2 bậc tự do của hệ ghế - người ngồi ở vị trí xác định tọa độ của hai ghế lựa chọn khảo sát: ghế phụ, ghế hàng 3 để từ đó có thể mở rộng sang những vị trí còn lại trên toàn xe.

Xây dựng hệ phương trình vi phân 9 phương trình mô tả dao động không gian của xe để giải. Hệ phương trình vi phân được viết dưới dạng phương trình trạng thái với các ma trận A(18x18), B(18x4), C(9x9), D(9x4).

Xây dựng mô hình động lực học hệ Ghế - người ngồi có 4 bậc tự do gồm 1 bậc tự do của ghế ngồi và 3 bậc tự do của người ngồi, dựa trên đặc tính nhân trắc học của người Việt Nam và lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá theo ISO 2631-1 và QCVN 27/2016/BYT. Các thông số của hệ thống treo, lốp và ghế được xác định từ đặc tính thiết kế, dữ liệu công bố và các nghiên cứu trước đây.

CHƯƠNG 3: KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA DAO ĐỘNG ĐẾN NGƯỜI NGỒI TRÊN XE

3.1. CÁC KÍCH THÍCH MẶT ĐƯỜNG LÊN MÔ HÌNH

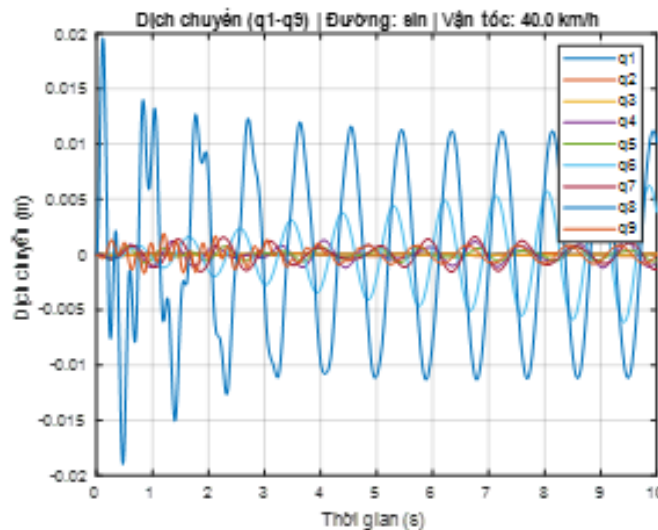
Thiết lập phương trình cho véc-tơ lực kích thích $\{F(t)\}$, khảo sát độc lập 4 loại kích thích: Mấp mô sin, mấp mô xung, mấp mô ngẫu nhiên, mấp mô ISO 8608 loại C.

Các kích thích này được xác định tại bốn điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường: q_{L1} (trước trái), q_{L2} (sau trái), q_{R1} (trước phải), và q_{R2} (sau phải).

3.2. KHẢO SÁT DAO ĐỘNG XE KHÁCH 29 CHỖ

Các điều kiện khảo sát gồm: Vận tốc xe 20, 40, 60, 80, 100 km/h và bốn mặt đường: mấp mô sin, xung, ngẫu nhiên và ISO 8608.

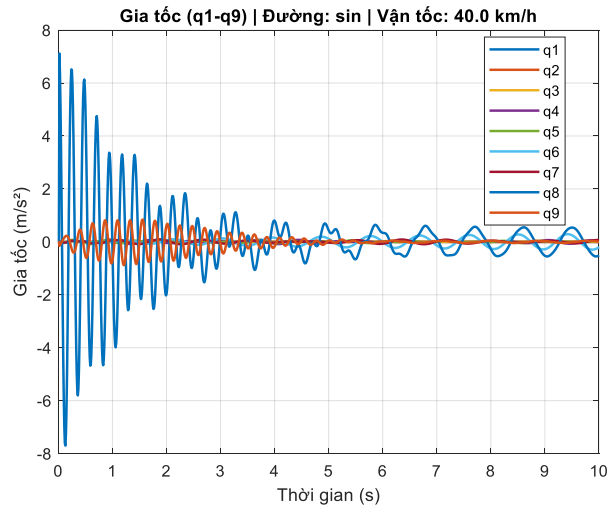
3.2.1 Dịch chuyển và gia tốc của các tọa độ suy rộng



Hình 3.2 Biên độ dịch chuyển thẳng đứng của dao động xe

Biên độ dịch chuyển của dao động. Quan sát trên đồ thị cho thấy ở chế độ vận tốc xe 40 km/h, mặt đường mấp mô sin, biên độ dịch chuyển của khối lượng được treo q_1 là lớn nhất, giá trị đỉnh của dao động xấp xỉ 20 mm, tiếp theo là khối lượng không được treo trước q_6 . Vị trí ghế phụ q_8 và ghế hàng 3 q_9 có biên độ dao động tương đối đều và thấp hơn, hình 3.2.

Gia tốc của dao động: Ở chế độ vận tốc xe 40 km/h, mặt đường mấp mô sin, khối lượng được treo q_1 có gia tốc dao động lớn nhất, giá trị đỉnh đạt 7 (m/s^2). Các tọa độ suy rộng khác trong đó có q_8 , q_9 xấp xỉ nhau. Tất cả các dao động đều có xu hướng tắt dần do có ảnh hưởng của giảm chấn, hình 3.3.

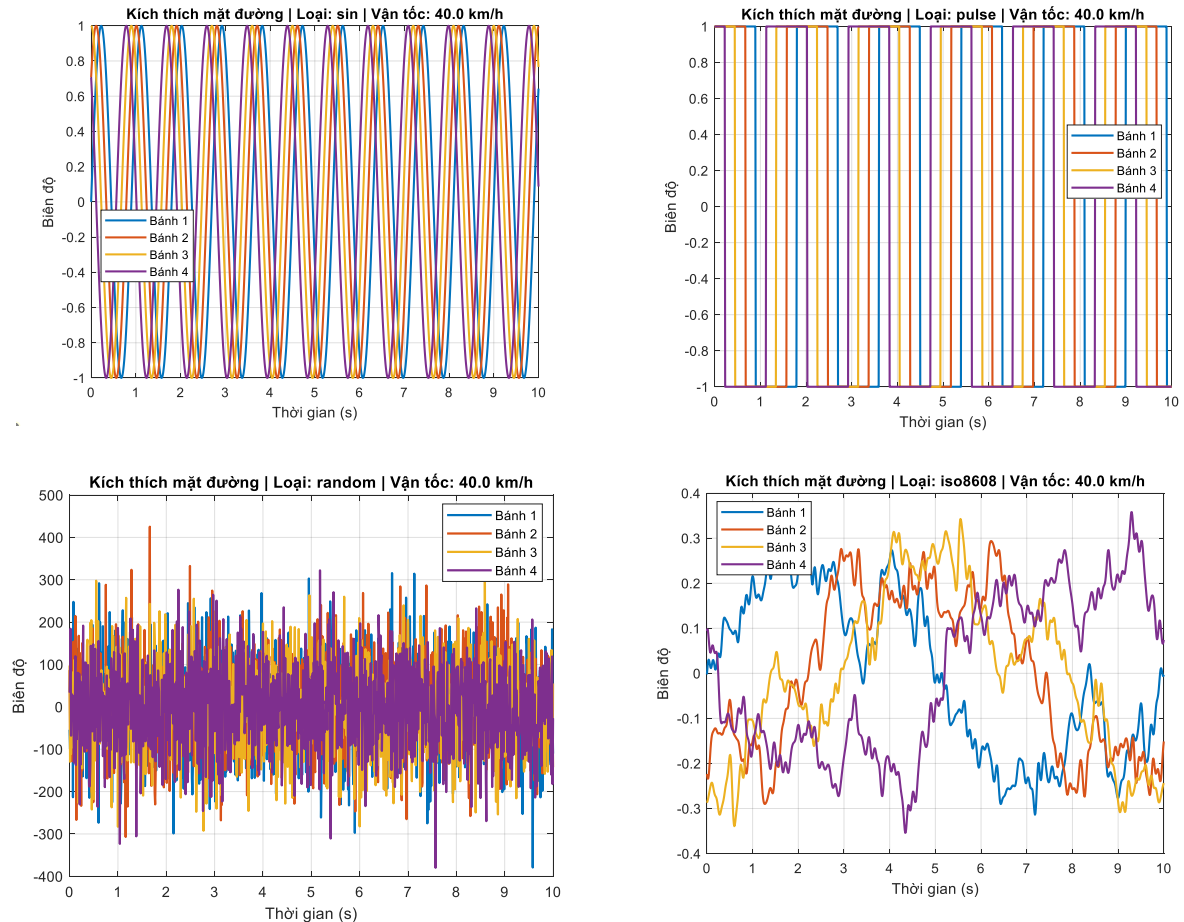


Hình 3.3 Gia tốc dao động trên xe khách

So sánh kết quả khảo sát cho thấy ở những chế độ vận hành khác nhau về vận tốc xe, loại mấp mô mặt đường ảnh hưởng rõ rệt đến biên độ và gia tốc của dao động.

3.2.2 Các loại mặt đường

Mấp mô mặt đường tạo nên các lực kích thích lên bốn bánh xe, tần số lực kích thích có xu hướng tăng theo tỷ lệ tăng của vận tốc. Trên hình 3.4 trình bày xu thế tăng biên độ lực kích thích lên 4 bánh xe.

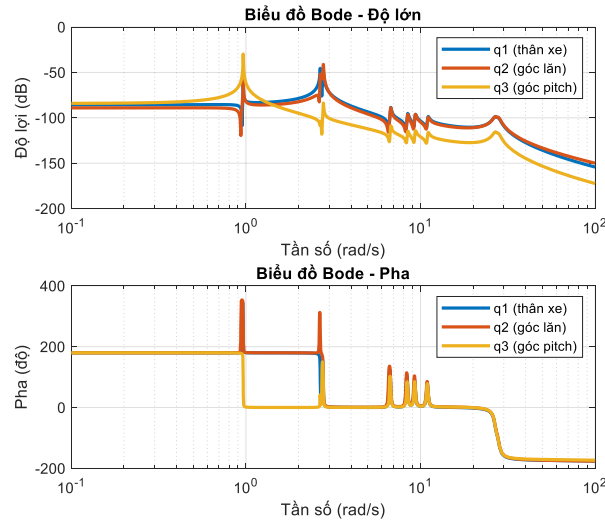


Hình 3.4 Đồ thị kích thích mặt đường dạng sin, xung, ngẫu nhiên và ISO 8608

3.2.3 Phân tích đáp ứng tần số

Trên hình 3.5 cho thấy khả năng đáp ứng tần số của các hệ tọa độ suy rộng q_1 , q_2 , q_3 ổn định ở vùng tần số thấp. Ở vùng giữa, tần số trung bình có những đột biến cùng một thời điểm và giảm dần ở vùng tần số cao hơn.

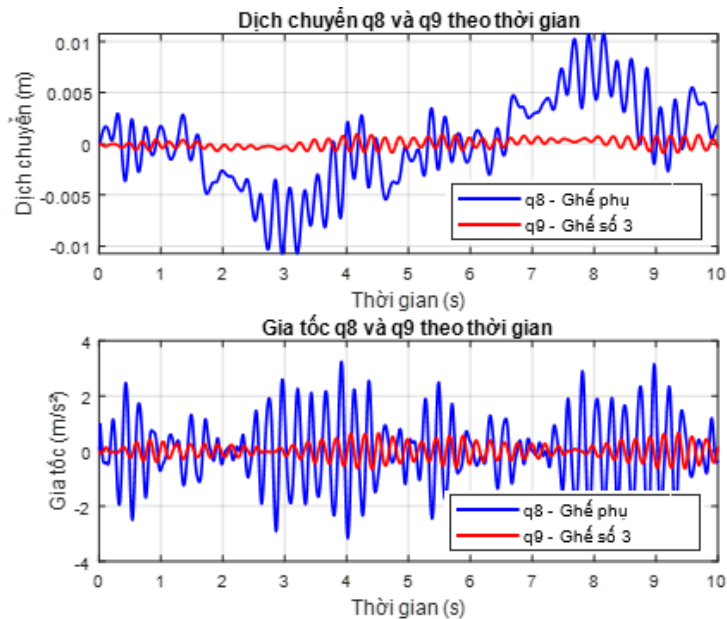
Trên đồ thị pha cho thấy sự thay đổi pha của tín hiệu đầu ra so với đầu vào theo tần số để đánh giá sự trễ hay tăng pha ở từng tần số. Như vậy ở vùng giữa hệ xảy ra mất ổn định.



Hình 3.5 Đồ thị đáp ứng tần số của q_1 , q_2 , q_3 .

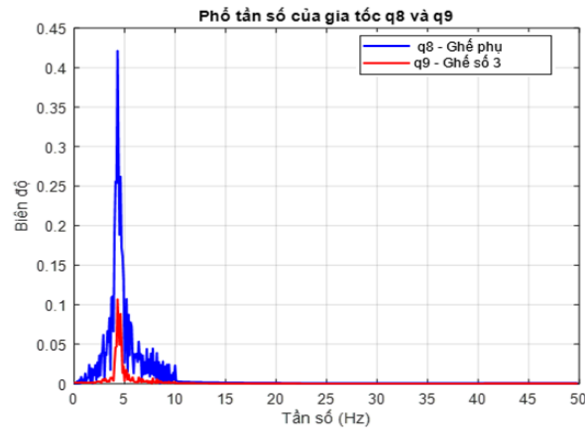
3.1.4 Phân tích dao động vị trí ngồi

Ở chế độ khảo sát cụ thể vận tốc xe 40 km/h, mấp mô mặt đường hình sin cho thấy vị trí ngồi của ghế phụ có biên độ dao động lớn hơn so với vị trí ngồi hàng 3 của hành khách. Đánh giá gia tốc dao động cũng phù hợp với quy luật của dịch chuyển, hình 3.6.



Hình 3.6 Đồ thị dao động của hai tọa độ suy rộng q_8 , q_9

Phân tích phổ tần số cho thấy ở vùng tần số thấp biên độ của dao động cao đạt giá trị đỉnh, sau đó giảm và ổn định ở vùng tần số cao, hình 3.7.

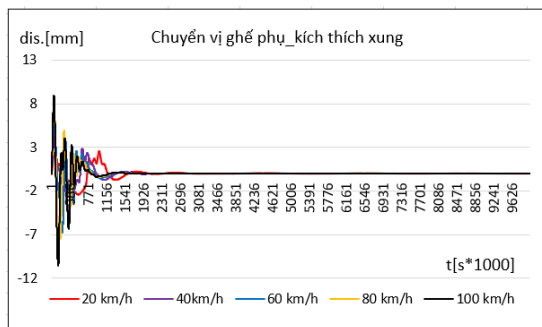


Hình 3.7 Đồ thị phổ tần số của gia tốc q_8 , q_9

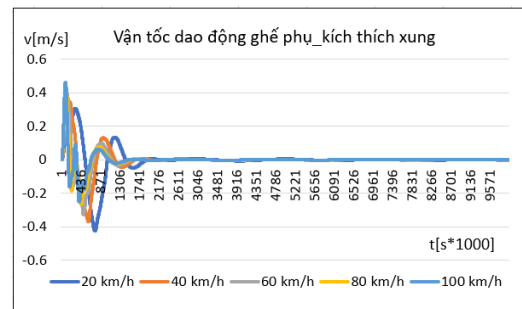
3.3 MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG NGƯỜI NGỒI TRÊN GHẾ

3.3.1 Tín hiệu kích thích lên ghế

Trên hình 3.11 là đồ thị kết quả dịch chuyển của dao động tại ghế phụ ở 5 dải vận tốc xe chạy trong mô phỏng đã được xác định.



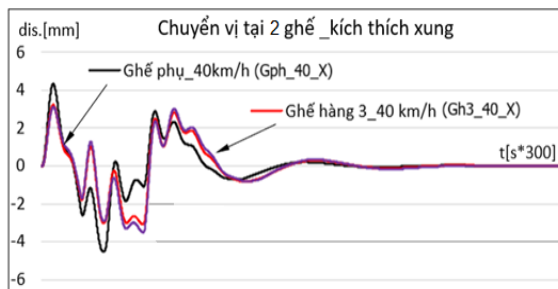
a) Chuyển vị ghế phụ



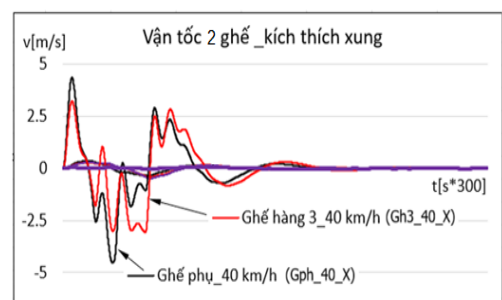
b) Vận tốc dao động ghế phụ

Hình 3.11 Đồ thị tín hiệu kích thích lên ghế phụ khi xe chạy qua mấp mô xung

So sánh một kết quả cụ thể xe chạy trên đường mấp mô xung, vận tốc 40 km/h trên các ghế phụ, ghế hàng 3 để phân tích kết quả. Trên hình 3.12.a,b là kết quả chuyển vị tại 2 vị trí ghế tương ứng.



a) Chuyển vị trên 2 vị trí ghế

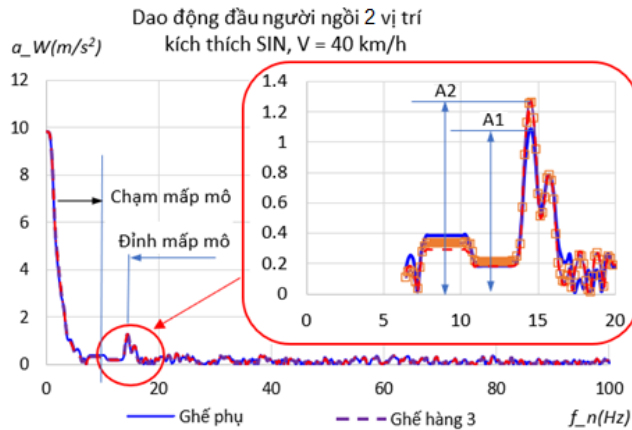


b) Vận tốc dao động 2 vị trí ghế

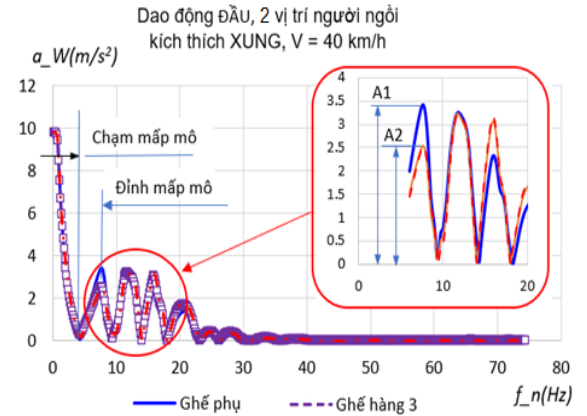
Hình 3.12 Đồ thị so sánh chuyển vị và vận tốc dao động trên 2 vị trí ghế, vận tốc xe chạy 40 km/h

3.3.2 Mô phỏng rung động người ngồi trên ghế

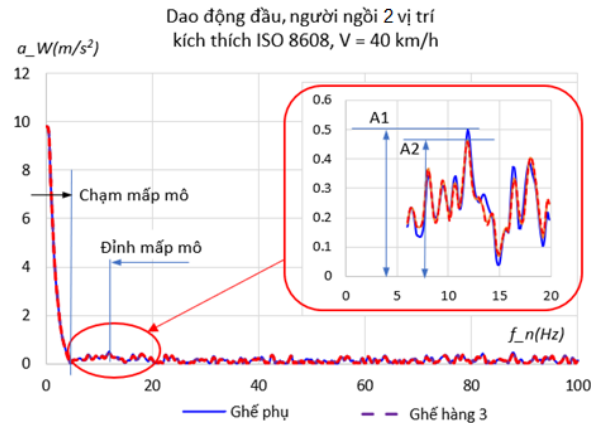
- Mô phỏng rung động người ngồi trên ghế ở các mức mô sin, xung, ISO 8608 :



Hình 3.18 Đồ thị dao động trong miền tần số trên đầu ở 2 vị trí ghế ngồi, mức mô SIN



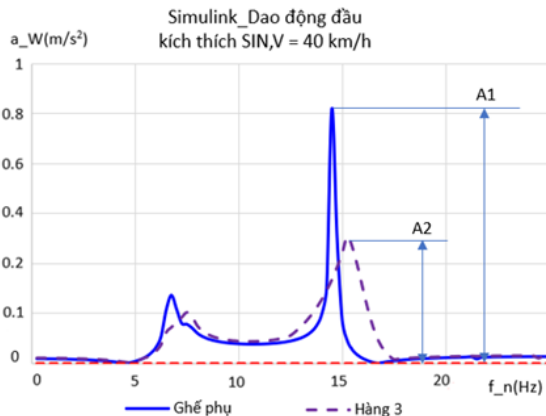
Hình 3.19 Đồ thị dao động trong miền tần số trên đầu ở 2 vị trí ghế ngồi, mức mô XUNG



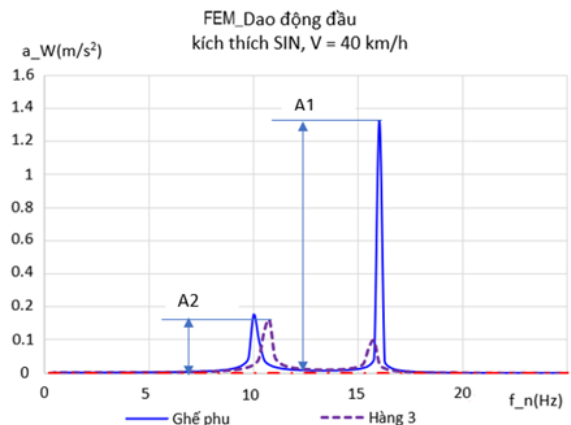
Hình 3.20 Đồ thị dao động trong miền tần số trên đầu ở 2 vị trí ghế, mức mô ISO 8608

3.4 SO SÁNH KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

3.4.1 So sánh kết quả mô phỏng dao động đầu người



a) Kết quả dao động đầu người dùng Malab/Simulink mô phỏng



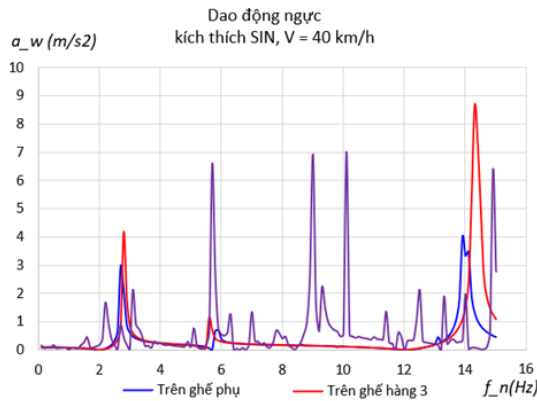
b) Kết quả dao động đầu người dùng FEM/Ansys Workbench mô phỏng

Hình 3.26 Kết quả mô phỏng dao động đầu người ngồi trên ghế

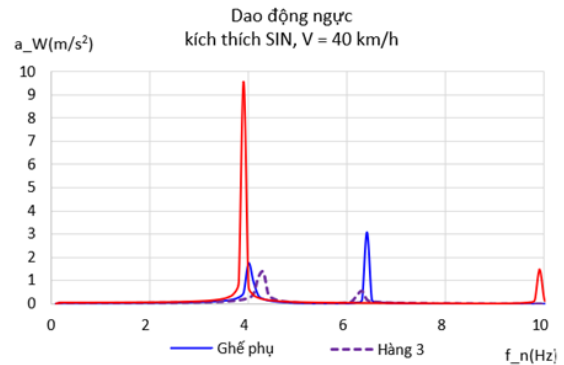
Người ngồi trên ghế phụ (A_1): trong mô phỏng Malab/Simulink dao động đầu người ngồi ghế phụ có gia tốc $0.82 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 14 (Hz) , mô phỏng FEM cao hơn là $1.33 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số cao hơn là 16 (Hz) .

Người ngồi trên ghế hàng 3 (A_2): trong mô phỏng Malab/Simulink dao động đầu người ngồi ghế phụ có gia tốc $0.3 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 15.5 (Hz) , mô phỏng FEM thấp hơn là $0.16 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số thấp hơn là 11 (Hz) .

3.4.2 So sánh kết quả mô phỏng dao động ngực



a) Dao động ngực người dùng Malab/Simulink mô phỏng



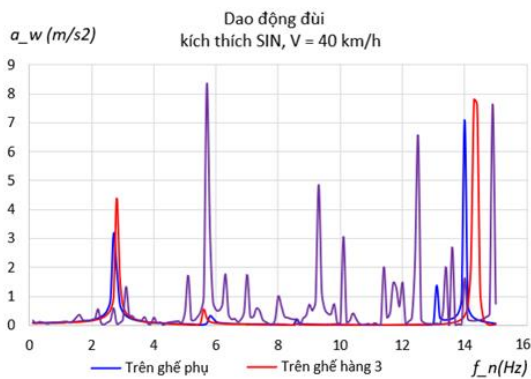
b) Dao động ngực người dùng FEM/Ansys Workbench mô phỏng

Hình 3.27 Kết quả mô phỏng dao động ngực người ngồi trên ghế

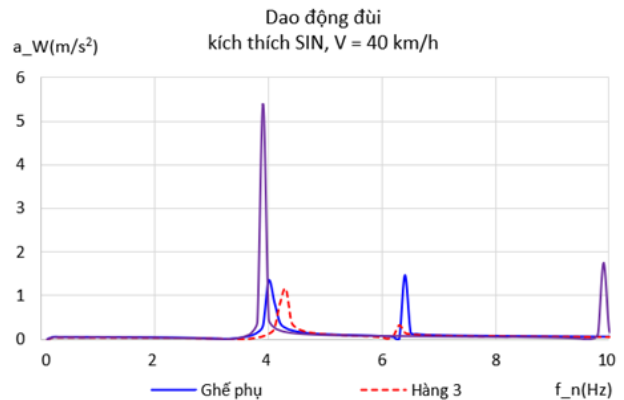
Người ngồi trên ghế phụ: trong mô phỏng Malab/Simulink dao động ngực người ngồi ghế phụ có gia tốc $4 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 14.2 (Hz) , mô phỏng FEM thấp hơn là $3 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số cũng thấp hơn $6,5 \text{ (Hz)}$.

Người ngồi trên ghế hàng 3: trong mô phỏng Malab/Simulink dao động ngực người ngồi ghế hàng 3 có gia tốc $8.5 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 14.2 (Hz) , mô phỏng FEM thấp hơn là $1.5 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số thấp hơn là 4.2 (Hz) .

3.4.3 So sánh kết quả mô phỏng dao động đùi



a) Dao động đùi người dùng Malab/Simulink mô phỏng



b) Dao động đùi người dùng FEM/Ansys Workbench mô phỏng

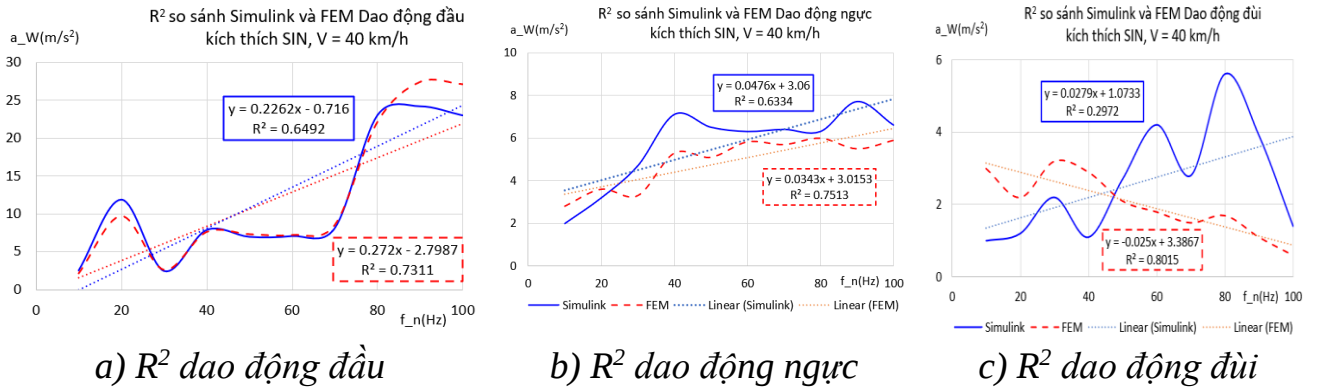
Hình 3.28 Kết quả mô phỏng dao động đùi người ngồi trên ghế

Người ngồi trên ghế phụ: trong mô phỏng Malab/Simulink dao động đầu người ngồi ghế phụ có gia tốc $7.1 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 14 (Hz) , mô phỏng FEM cao hơn là $1.6 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số cao hơn là 6.5 (Hz) .

Người ngồi trên ghế hàng 3: trong mô phỏng Malab/Simulink dao động đầu người ngồi ghế phụ có gia tốc $7.9 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số 14.2 (Hz) , mô phỏng FEM thấp hơn là $1.1 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ở tần số thấp hơn là 4.1 (Hz) .

3.4.4 Đánh giá kết quả mô phỏng

So sánh xác định giá trị bằng đồ thị độ tin cậy của phương pháp mô phỏng dao động đầu được thể hiện trên Hình 3.28.



Hình 3.29 Đồ thị so sánh phương pháp mô phỏng dao động người

Thống kê so sánh phương trình hồi quy và giá trị R^2 của độ lệch bình phương dao động ta nhận được các số liệu định lượng cho thấy :

Dao động đầu : Mô phỏng FEM $R^2 = 0.731 > 0.6429$ của Simulink

Dao động ngực : Mô phỏng FEM $R^2 = 0.7513 > 0.6334$ của Simulink

Dao động đùi : Mô phỏng FEM $R^2 = 0.8015 > 0.2972$ của Simulink

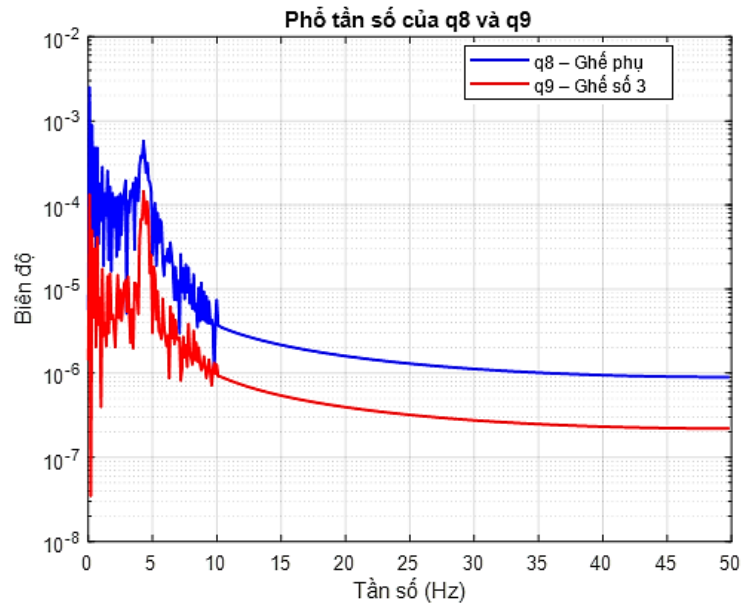
Nhận xét: Mô phỏng phần tử hữu hạn (FEM) có thể được sử dụng làm dữ liệu tham chiếu để so sánh với kết quả mô phỏng Simulink. Để khẳng định độ tin cậy của kết quả của mô phỏng.

3.5 ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA DAO ĐỘNG ĐẾN NGƯỜI NGỒI

Phân tích phổ tần số trên hình 3.31 của q_8 và q_9 cho thấy:

- q_8 có biên độ rung động cao hơn trong vùng tần số thấp (dưới 5 Hz), phản ánh tác động từ dao động tổng thể của xe.

- q_9 có biên độ cao hơn ở tần số trung bình ($\sim 5\text{-}10 \text{ Hz}$), có thể do ảnh hưởng của dao động hệ thống treo ghế số 3.



Hình 3.31 Đồ thị phổ tần số của q_8 và q_9

3.6 KẾT LUẬN CHƯƠNG 3

Kết quả khảo sát dao động cho thấy biên độ và gia tốc dao động của xe phụ thuộc vào loại mấp mô và vận tốc chuyển động. Các phân tích trong miền thời gian và miền tần số chỉ ra rằng vùng tần số thấp (1–10 Hz) có ảnh hưởng mạnh nhất đến dao động truyền lên người ngồi. Đồng thời, vị trí ghế phụ chịu tác động lớn hơn so với ghế hàng 3, đặc biệt trong trường hợp kích thích xung. Kết quả mô phỏng dao động cho thấy sự phù hợp của các giá trị dịch chuyển, vận tốc và gia tốc dao động đúng với cơ sở lý thuyết về dao động trong cơ học cũng như chuyên ngành sâu dao động ô tô.

Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) xây dựng mô hình 3D dao động ghế – người ngồi gần đúng nhất với thực tế. Các ma trận độ cứng, ma trận giảm chấn, ma trận tải đã được phân tích chi tiết và xác định được cụ thể bằng phần mềm chuyên dụng Ansys Workbench phiên bản có bản quyền 2024R2. Kết quả được phân tích theo chỉ số tin cậy R^2 cho thấy kết quả FEM tin cậy nên được sử dụng làm chỉ tiêu so sánh kết quả mô phỏng Simulink

Xây dựng và phân tích ma trận tương quan đã cho thấy những ảnh hưởng của dao động xe đến người ngồi trên xe cho thấy mô hình nghiên cứu từ chương 2 và chương 3 là phù hợp.

CHƯƠNG 4: NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

4.1 MỤC TIÊU NGHIÊN VÀ CÁC ĐIỀU KIỆN THÍ NGHIỆM

So sánh với kết quả thí nghiệm, đánh giá độ chính xác của mô hình lý thuyết và kết luận tính đúng đắn của phương pháp nghiên cứu.

Đánh giá dao động người ngồi trên xe theo tiêu chuẩn ISO 2631.

4.2 ĐỐI TƯỢNG THÍ NGHIỆM

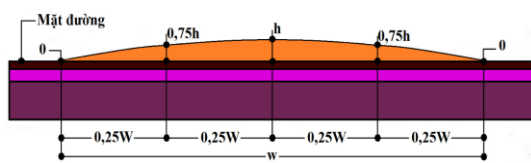
Đối tượng thí nghiệm là xe khách County 29 chỗ do hãng ô tô Trường Hải sản xuất lắp ráp tại Việt Nam.

4.3 ĐƯỜNG THÍ NGHIỆM

Thí nghiệm cho xe di chuyển trên một mặt đường là nối tiếp của 3 đoạn đường, xe chạy ở những chế độ vận tốc khác nhau $V=20$ km/h, $V=40$ km/h, $V=60$ km/h.

+ Đoạn đường có mấp mô ngẫu nhiên, được xác định bằng đo trực tiếp và lập bảng tính giá trị trung bình của mấp mô để xác định tính gần đúng so với tiêu chuẩn ISO 8608 loại C.

+ Đoạn đường có gấn mấp mô biên dạng hình sin theo tiêu chuẩn cơ sở của Tổng cục Đường bộ Việt Nam hình 4.2.



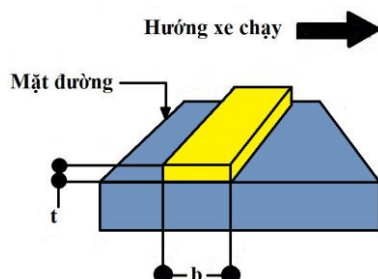
a. Mấp mô mặt đường biên dạng hình sine theo tiêu chuẩn



b. Mấp mô biên dạng hình sine chế tạo lắp đặt trên đường thử nghiệm

Hình 4.2 Mấp mô mặt đường biên dạng hình sine

+ Đoạn đường có gấn mấp mô biên dạng hình xung theo tiêu chuẩn cơ sở của Tổng cục Đường bộ Việt Nam hình 4.3.



a. Mấp mô biên dạng hình xung,
 $b = 200$ mm; $t = 60$ mm



b. Mấp mô biên dạng hình xung được lắp đặt trên đường thử nghiệm

Hình 4.3 Mấp mô mặt đường biên dạng hình xung

Vị trí đường thử nghiệm:



Hình 4.4 Vị trí đường thử nghiệm tại đường Tây Tựu, Hà Nội

4.4 THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM

4.4.1 Bộ thu thập dữ liệu Dewesoft Sirius Mini 16 ACC và R2DB



Hình 4.5 Bộ thu thập dữ liệu Dewesoft Sirius 16ACC và R2DB

4.4.2 Cảm biến gia tốc ICP 356A16, Vibra-Metrics model 1001



Hình 4.6 CB gia tốc 3 trục ICP 356A16



Hình 4.7 CB gia tốc Vibra-Metrics model 1001

4.4.3 Cảm biến vận tốc DS-IMU1, Cảm biến chuyển dịch HF-750



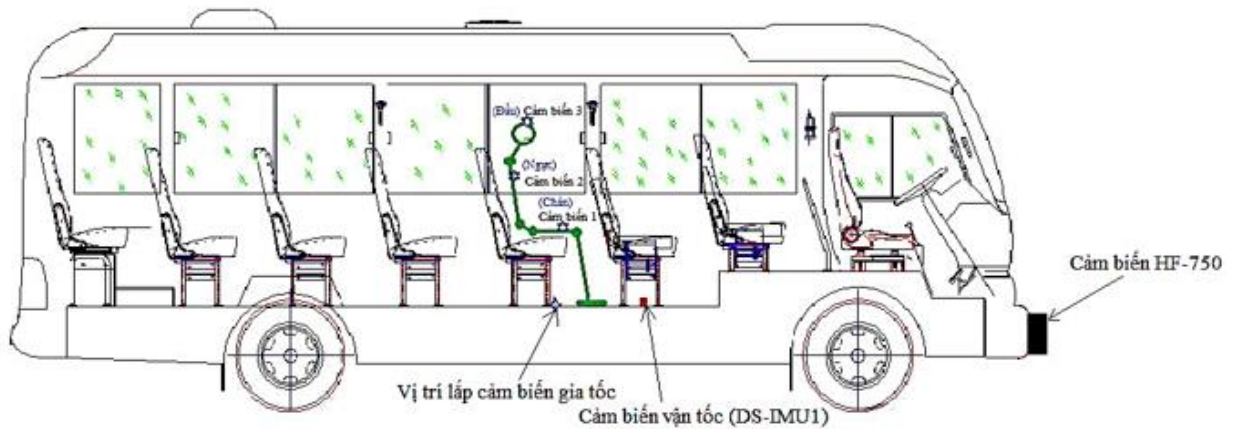
Hình 4.8 Bộ cảm biến vận tốc DS-IMU1



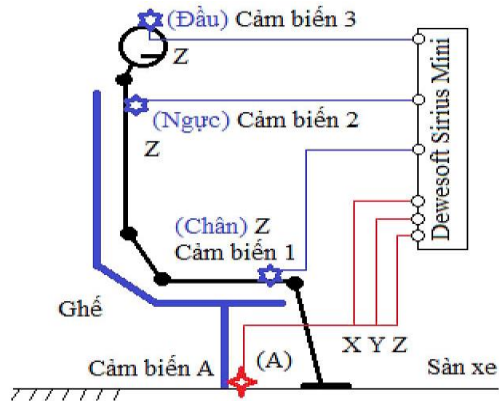
Hình 4.9 Bộ cảm biến đo chuyển dịch HF-750

4.5 PHƯƠNG ÁN BỐ TRÍ CẢM BIẾN TRÊN XE VÀ SƠ ĐỒ CẢM BIẾN

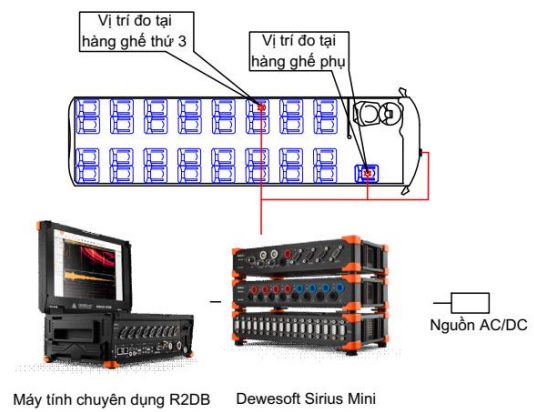
4.5.1 Phương án bố trí lắp đặt cảm biến



Hình 4.10 Sơ đồ lắp đặt các cảm biến trên xe và người

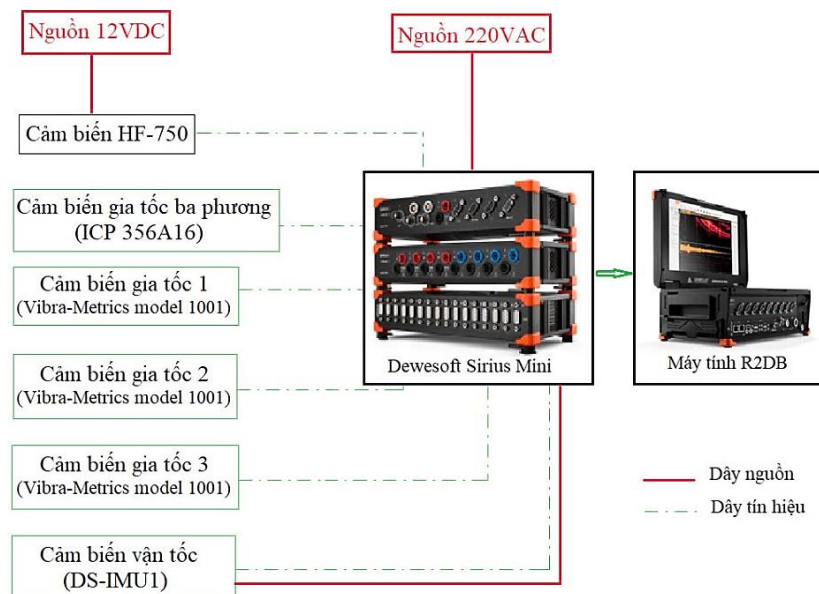


Hình 4.11 Sơ đồ vị trí đo trên người



Hình 4.12 Sơ đồ vị trí đo trên ghế ngồi

4.5.2 Sơ đồ đấu nối cảm biến



Hình 4.13 Sơ đồ đấu nối các cảm biến

4.6 CÁC CHẾ ĐỘ THỬ NGHIỆM, LẮP ĐẶT CẢM BIẾN LÊN XE VÀ TIẾN HÀNH THÍ NGHIỆM

Các chế độ thử nghiệm	V = 20 (km/h)	V = 40 (km/h)	V = 60 (km/h)
Ký hiệu file	V20	V40	V60
Dao động chân ghế	A_20_XYZ	A_40_XYZ	A_60_XYZ
Dao động chân người	CB1_20_Z	CB1_40_Z	CB1_60_Z
Dao động ngực người	CB2_20_Z	CB2_40_Z	CB2_60_Z
Dao động đầu người	CB3_20_Z	CB3_40_Z	CB3_60_Z

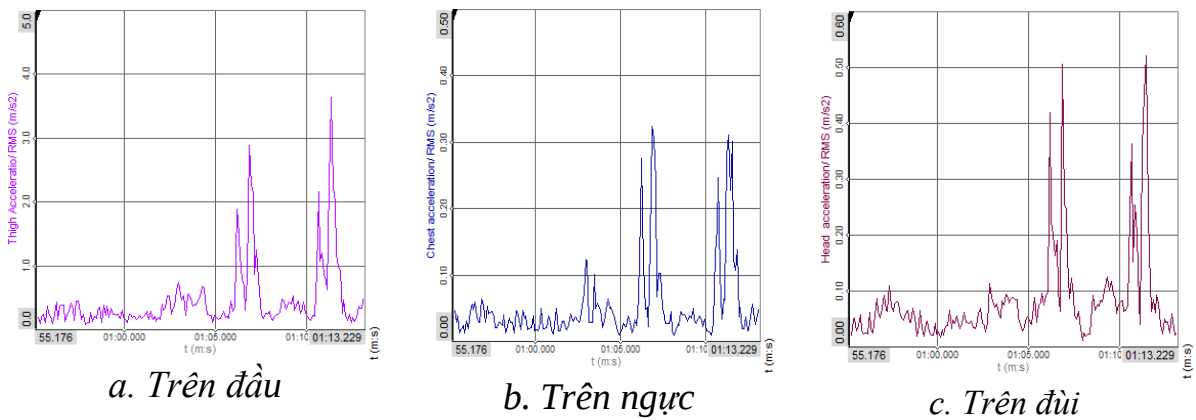
4.7 THU THẬP VÀ XỬ LÝ SỐ LIỆU THỰC NGHIỆM

4.7.1 Thu thập dữ liệu

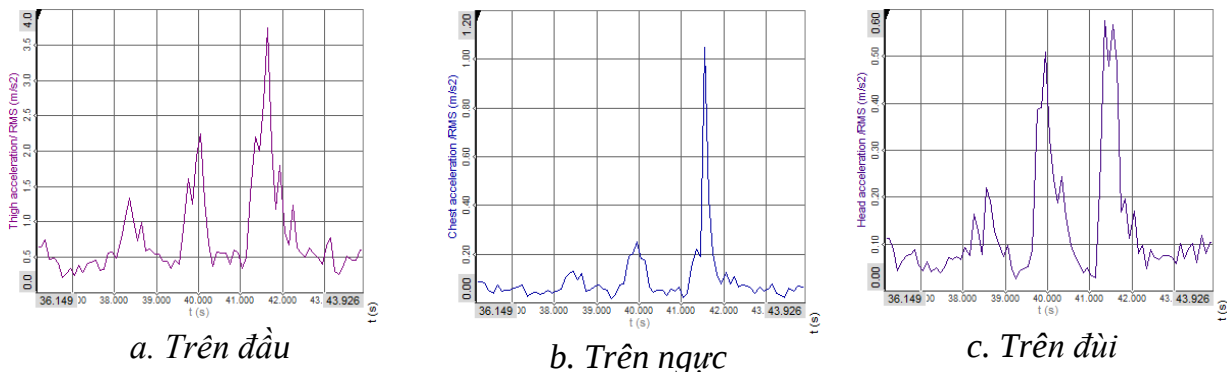
Kết quả thu thập số liệu thí nghiệm trong phần mềm DewesoftX được mô tả một trường hợp trên giao diện máy tính.

4.7.2 Phân tích kết quả thí nghiệm

Một dạng kết quả thí nghiệm trích xuất minh họa là gia tốc RMS trên đầu, ngực và đùi người ngồi trên ghế được trình bày trên hình 4.24.a,b,c



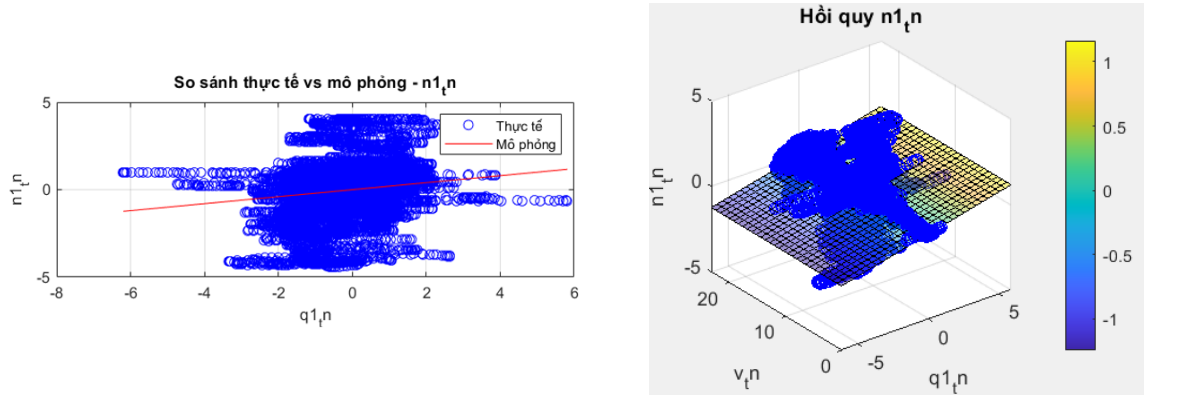
Hình 4.24 Đồ thị gia tốc RMS trên các bộ phận cơ thể theo phương Z người ngồi hàng ghế phụ, kích thích sin, V = 40 km/h



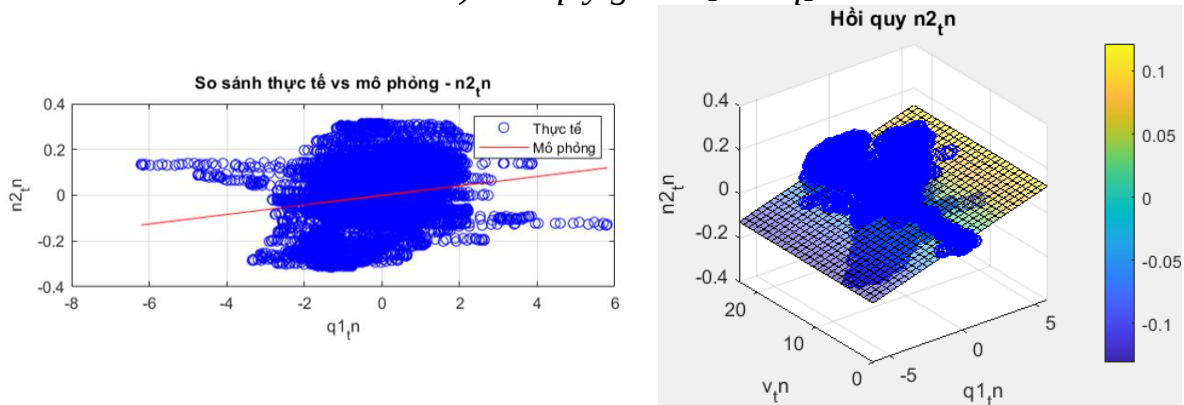
Hình 4.25 Đồ thị gia tốc RMS trên các bộ phận cơ thể theo phương Z người ngồi hàng ghế phụ, kích thích sin, V = 60 km/h.

Kết quả thí nghiệm cho đầy đủ kết quả giá trị gia tốc RMS các vị trí khảo sát dao động hai vị trí cơ thể người ngồi tại các vị trí ghế khác như ghế phụ và ghế hàng 3. Dao động chủ yếu tập trung ở vùng tần số thấp cho thấy kết quả thí nghiệm phù hợp với lý thuyết hình 4.24 và hình 4.25.

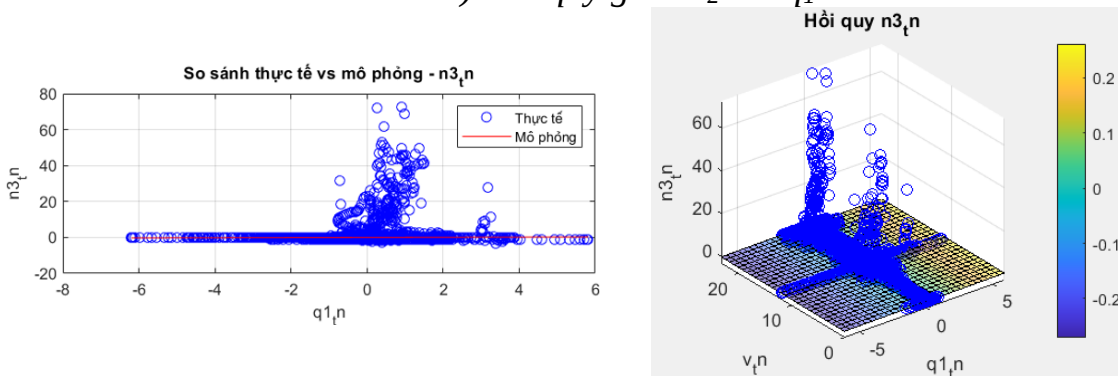
Kết quả hồi quy giữa mô phỏng và thí nghiệm được thể hiện trên các đồ thị hình 4.31.a,b,c.



a) Hồi quy giữa n_1 với q_1



b) Hồi quy giữa n_2 với q_1



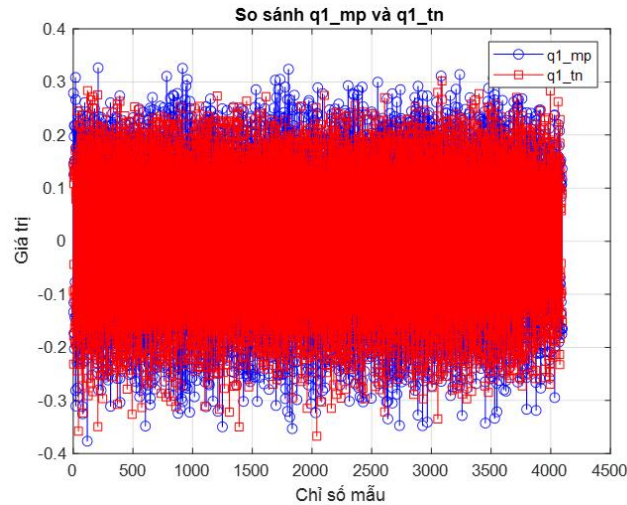
c) Hồi quy giữa n_1 với q_1

Hình 4.31 Đồ thị biểu diễn ảnh hưởng của dao động xe đến dao động người ngồi

Trên hình là các đồ thị 2D bên trái và đồ thị 3D bên phải cho thấy mặt phẳng hồi quy luôn khớp với dữ liệu thực tế thí nghiệm, các điểm tiêu tán nằm gần mặt dữ liệu cho thấy mô hình hồi quy phù hợp, không đòi hỏi cải thiện để thí nghiệm tiếp theo.

4.7.3 Đánh giá sai số kết quả thí nghiệm

Biểu diễn trên đồ thị các giá trị kết quả đo giữa q_{1_tn} và q_{1_mp} như hình 4.32.



Hình 4.32 Đồ thị kết quả thí nghiệm và kết quả mô phỏng của q_1

Như vậy, giữa kết quả mô phỏng và kết quả thí nghiệm có sai lệch 11.3 (%) nằm trong khoảng có thể chấp nhận được.

4.8 KẾT LUẬN CHƯƠNG IV

Chương IV đã thiết lập thành công quy trình đo lường thực nghiệm trên xe khách County 29 chỗ bằng hệ thống thiết bị chuyên dụng hiện đại (Dewesoft Sirius, cảm biến ICP 356A16, DS-IMU1). Việc áp dụng phương pháp hiệu chỉnh góc lệch cảm biến trên cơ thể người và sử dụng bộ lọc Butterworth đã loại bỏ hiệu quả các sai số và nhiễu tín hiệu, đảm bảo số liệu thu thập có độ hội tụ tốt với hệ số biến thiên $CV < 10\%$.

Các điều kiện thí nghiệm phù hợp với các điều kiện mô phỏng: Mấp mô mặt đường thực tế gồm mấp mô sin, xung và đường ngẫu nhiên có các thông số mặt đường tương đương nhau. Vận tốc xe chạy trong thí nghiệm ở các mức thấp so với mô phỏng, $V = 20, 40, 60$ km/h do điều kiện thực tế không cho phép xe chạy thí nghiệm ở vận tốc cao 80 và 100 km/h.

Kết quả thực nghiệm cho thấy trên đường ngẫu nhiên ở vận tốc 20, 40, 60 km/h, dao động nằm trong giới hạn cho phép. Tuy nhiên, khi xe đi qua các mấp mô hình sin và xung, gia tốc dao động tại các vị trí cơ thể tăng vọt, đặc biệt tại đùi lên tới $5,1 \text{ m/s}^2$, gây cảm giác cực kỳ khó chịu cho hành khách, phù hợp với nhận định lý thuyết.

Phân tích tương quan và hồi quy cho thấy sự phù hợp giữa quy luật biến thiên của dữ liệu thực nghiệm và mô phỏng. Sai số phần trăm trung bình giữa giá trị gia tốc mô phỏng và thực nghiệm là **11,3%**, cho thấy mô hình thí nghiệm đảm bảo được độ tin cậy.

KẾT LUẬN CHUNG VÀ HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP CỦA LUẬN ÁN

KẾT LUẬN CHUNG

Nghiên cứu tổng quan đã đưa ra những đánh giá về mức độ quan trọng và sự cần thiết của vấn đề dao động ô tô đối với chất lượng xe trong sử dụng thông qua tiêu chuẩn về sức khỏe người ngồi trên xe. Luận án đã lấy chỉ tiêu gia tốc dao động trong tiêu chuẩn quốc tế ISO 2361-1 để đánh giá ảnh hưởng của dao động xe đến người ngồi.

Luận án đã xây dựng mô hình không gian và các phương trình dao động xe 9 bậc tự do trong đó 7 bậc tự do của xe và 2 bậc tự do của hai vị trí ghế theo phương thẳng đứng gồm vị trí ngồi ghế phụ và ghế hàng 3.

Xây dựng, giải mô hình 3 khối lượng người ngồi trên ghế bằng mô hình lò xo khối lượng 3 bậc tự do, gồm khối lượng đầu, khối lượng ngực và khối lượng đùi, trong đó khối lượng đùi là đại diện của phần lưng, thân, tay, chân và mông người.

Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn mô phỏng 3D mô hình ghế - người, độ tin cậy trên đầu của hai phương pháp có $R^2 = 0.7311/0.692$, trên ngực có $R^2 = 0.7513/0.6334$, trên đùi có $R^2 = 0.8015/0.2972$ giúp tăng độ tin cậy của kết quả mô phỏng trong Matlab/Simulink khi chỉ xét được dao động theo phương thẳng đứng.

Kết quả thực nghiệm cho thấy trên đường ngẫu nhiên ở vận tốc 40, 60 km/h, dao động nằm trong giới hạn cho phép. Tuy nhiên, khi xe đi qua các mấp mô hình sin và xung, gia tốc dao động tại các vị trí cơ thể tăng vọt, đặc biệt tại đùi lên tới $5,1 \text{ m/s}^2$, gây cảm giác cực kỳ khó chịu cho hành khách, phù hợp với nhận định lý thuyết.

Phân tích tương quan và hồi quy cho thấy sự phù hợp giữa quy luật biến thiên của dữ liệu thực nghiệm và mô phỏng. Sai số phần trăm trung bình giữa giá trị gia tốc mô phỏng và thực nghiệm là 11,3%, cho thấy mô hình thí nghiệm đảm bảo được độ tin cậy.

HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP

Do một số nguyên nhân khách quan và chủ quan nên đề tài còn một số hạn chế cần tiếp tục mở rộng nghiên cứu:

1. Tiếp tục khảo sát dao động tất cả các vị trí ghế ngồi trên xe, lập sơ đồ dao động của toàn bộ sàn xe.
2. Tiếp tục khảo sát rung động toàn bộ cơ thể người.
3. So sánh toàn bộ kết quả mô phỏng và kết quả thí nghiệm.
4. Tối ưu hóa kết cấu ghế ngồi ứng với các vị trí dao động sàn xe.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ

- [1]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang*, Study on bus noise and vibration with material selected, 2023 3rd International Conference on Electrical, Computer, Communications and Mechatronics Engineering (ICECCME), Tenerife, Canary Islands, Spain, 2023, pp. 1-4.
- [2]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang, Lê Hồng Quân, Phí Hoàng Trình, Lê Đức Hiếu*, Effect of road surface on vibration of passenger in bus vehicle, HaUI Journal of Science and Technology, Vol. 60 - No. 5 pp. 209 -212, May 2024.
- [3]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang, Lê Hồng Quân, Phạm Minh Hiếu, Lê Đức Hiếu*, Analysis of vibration experienced by passengers and their seats in a bus vehicle, HaUI Journal of Science and Technology, Vol. 60 - No. 5, pp. 219 -221, May 2024
- [4]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang, Lê Hồng Quân, Nguyen Xuan Khoa, Tran Huy Hoang, Le Dinh Dat, Tran Duc Binh*, Simulation study of vibration of 5-seat sedan, HaUI Journal of Science and Technology, Vol. 61 - No. 7E, pp. 95 - 98, July 2025.
- [5]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang, Lê Hồng Quân, Nguyen Xuan Khoa, Nguyen Viet Hoa, Le Dinh Dat, Tran Duc Binh*, Simulation study of vibration of 5-seat sedan, HaUI Journal of Science and Technology, Vol. 61 - No. 7E, pp. 115 - 118, July 2025.
- [6]. *Lê Duy Long, Nguyễn Thanh Quang, Lê Hồng Quân, Tran Duc Binh, Nguyen Thai Van*, Experimental Study on the Effect of Vehicle Vibrations on Passengers in a 29-Seat Coach, The International Conference on Machines, Energy and Digitization for Sustainable Development (IMEDS 2025) 2025, September Vinh Long Province, Vietnam.