

PHÂN TÍCH ĐỘ RUNG ĐỘNG CỦA CON NGƯỜI TRÊN XE Ô TÔ

ANALYSIS OF VIBRATION OF THE HUMAN IN THE CAR

Phí Hoàng Trinh^{1,2*}, Nguyễn Thanh Quang³, Hoàng Văn Gọt²

¹Trường Đại học Công nghệ Đông Á, Việt Nam

²Viện Nghiên cứu Cơ khí, Việt Nam

³Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, Việt Nam

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: phihoangtrinh@gmail.com

(Nhận bài / Received: 23/4/2024; Sửa bài / Revised: 07/6/2024; Chấp nhận đăng / Accepted: 24/9/2024)

Tóm tắt - Bài báo trình bày nội dung phân tích rung động của ghế và con người trên xe buýt 29 chỗ bằng phương pháp phần tử hữu hạn và mô phỏng trên phần mềm Ansys Workbench. Điều kiện khảo sát trên mô hình 3D sát với thực tế. Mặt đường có bề mặt quanh co gây ra các lực trực tiếp lên bốn bánh xe, làm cho xe bị rung. Phân tích mô hình lực từ sàn xe ở một vị trí ngồi cụ thể để đánh giá mức độ rung của ghế và người ngồi, từ đó có thể phát triển tới các vị trí ngồi khác trên xe. Việc đánh giá mức độ thoải mái của thông số rung động của con người theo trọng số tần số theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1 được sử dụng. Kết quả nghiên cứu làm tài liệu tham khảo về vị trí ngồi và thiết kế đệm ghế sử dụng trên xe buýt.

Từ khóa - Ghế ngồi và con người; lực kích thích; độ rung; tiêu chuẩn ISO 2631-1

1. Đặt vấn đề

Tác động của các ngoại lực và nội lực trực tiếp tạo ra các dao động cơ học vào các bộ phận trên xe làm rung động ghế và người ngồi trên xe, độ rung được đánh giá cho từng bộ phận của cơ thể. Rung động được truyền tới con người khi tác động lên các bộ phận của cơ thể con người như đầu, lưng, hông..., [1], [2].

Nghiên cứu trên thế giới cho thấy, hầu hết các nghiên cứu về rung động toàn thân (WBV) hành khách trên ô tô và sự thoải mái khi đi xe đã bỏ qua cấu trúc động lực học của ghế, Hiện nay, tại Việt Nam chưa có nghiên cứu nào về mối quan hệ giữa cơ thể con người và cấu trúc động lực học của ghế ngồi trên xe [3-8].

Một số kết quả nghiên cứu đã phân tích các mối liên hệ giữa thông số gia tốc, biên độ dao động và xác định sự phân bố rung động tại các vị trí khác nhau của xe [9].

Các mức độ rung của ghế và ảnh hưởng của nó lên các bộ phận khác nhau của cơ thể con người có thể được xác định đặc trưng bởi mô hình toán học và mô phỏng số. Mô hình bảy bậc tự do (7-DOF) để phân tích động lực học của dao động ghế và con người với chuyển vị thẳng đứng khi lực tác động từ sàn xe tới ghế ngồi được sử dụng. Vật liệu làm đệm của ghế có thể tiêu tán năng lượng và các loại ghế khác nhau có khả năng hấp thụ năng lượng khác nhau [10]. Phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEA), mô phỏng số trên phần mềm ANSYS Workbench 2022R1 được sử dụng trong nghiên cứu này.

Abstract - This paper presents the content of analysis of vibration of seats and human on a 29-seat bus using a finite element method and simulating in Ansys Workbench software. Survey conditions on the 3-D model are close to reality. The road has a sinuous surface that causes acting direct forces on the four wheels, causing the vehicle to vibrate. Analysis of the force model from the floor of the vehicle in a specific seating position to assess the degree of vibration of the seat and occupants, from which it can be developed to other seating positions on the vehicle. The evaluation to the comfort level of the human vibration parameter by frequency weighted according to the international standard ISO 2631-1 is used. The research results serve as a reference in the seating position and design of seat cushions used in buses.

Key words - Seat and human; Excited force; Vibration; ISO 2631-1 standard

2. Dữ liệu và phương pháp nghiên cứu

2.1. Mô hình chỗ ngồi và con người

Mô hình 3 chiều của xe buýt 29 chỗ Bus County đã được thiết kế. Ở đây có thể khảo sát độ rung ở bất kỳ vị trí nào, ví dụ người ngồi ở hàng thứ 4, Hình 1.



Hình 1. Mô hình xe buýt, ghế ngồi và con người

Con người là một hệ cơ học đàn hồi có tần số dao động tự nhiên từ 3 - 30 Hz và có khả năng hấp thụ các dao động có tần số lên tới 8000 Hz. Khi ngồi trên ghế, phía dưới đùi, hông và sau vai tiếp xúc trực tiếp với ghế. Các bộ phận còn lại tay, chân, lưng, bụng, ngực, cổ, đầu sẽ thực hiện các động tác tương đối với nhau. Vì vậy, có thể đánh giá trực tiếp một cách định lượng chất lượng tiện nghi của phương tiện thông qua mức độ thoải mái của con người, từ khó chịu đến nguy cơ sức khỏe nghiêm trọng.

Tiêu chuẩn quốc tế ISO2631 hướng dẫn đánh giá mức độ thoải mái của con người với các rung động ở tần số từ 0,5 đến 100 Hz bằng trọng số tần số a_w (m/s²). Trọng số tần số là nghịch đảo của mức độ thoải mái của con người, được xác định theo phương trình (1), [11].

¹ East Asia University of Technology, Vietnam (Phi Hoang Trinh)

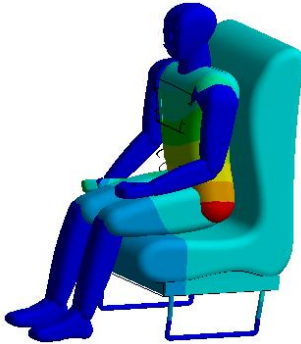
² National Research Institute of Mechanical Engineering, Vietnam (Narime) (Phi Hoang Trinh, Hoang Van Got)

³ Hanoi University of Industry, Hanoi, Vietnam (Nguyen Thanh Quang)

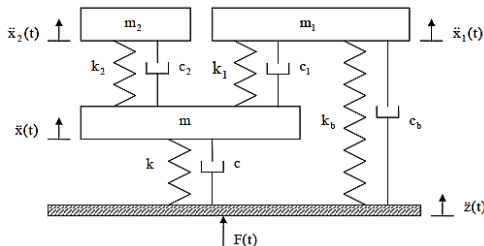
$$a_w = [\sum(W_i a_i)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Trong đó, W_i và a_i là các hệ số gia tốc và trọng số được đo thực tế tương ứng cho một tần số cụ thể (i).

Mô hình ghế và con người như trên Hình 2. Hình 2.a là mô hình 3 chiều, Hình 2.b là mô hình vật lý của ghế và hành khách ngồi ở hàng ghế thứ 4 phía bên trái của xe.



a) Mô hình người và ghế



b) Mô hình vật lý

Hình 2. Mô hình chỗ ngồi và con người

Để xây dựng hệ phương trình vi phân (2) mô tả động lực học cho mô hình, áp dụng định luật Newton ta có: [12].

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) + k_b(x_1 - z) + c_b(\dot{x}_1 - \dot{z}) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}) &= 0 \\ m \ddot{x} + k(x - z) + c(\dot{x} - \dot{z}) + k_1(x - x_1) + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1) + k_2(x - x_2) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2) &= F(t) \end{aligned} \quad (2)$$

Các lực kích thích $F(t)$ lấy từ phương trình (3)

$$F(t) = m\ddot{x} + m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 = k(z - x) + c(\dot{z} - \dot{x}) + k_b(z - x_1) + c_b(\dot{z} - \dot{x}_1) \quad (3)$$

Trong đó:

- m_1 : Khối lượng cơ thể người,
- k_1 : Hệ số độ cứng của cơ thể người,
- c_1 : Hệ số giảm chấn của cơ thể người,
- m_2 : Khối lượng của tựa lưng,
- k_2 : Hệ số độ cứng tựa lưng,
- c_2 : Hệ số giảm chấn của tựa lưng,
- m : Khối lượng đệm ghế,
- k : Hệ số độ cứng của đệm ghế,
- c : Hệ số giảm chấn của đệm ghế,
- k_b : Hệ số độ cứng của bàn chân người,
- c_b : Hệ số giảm chấn của bàn chân người,

x, z : Biên độ dao động tương ứng theo phương thẳng đứng.

$F(t)$: là lực kích thích từ sàn xe.

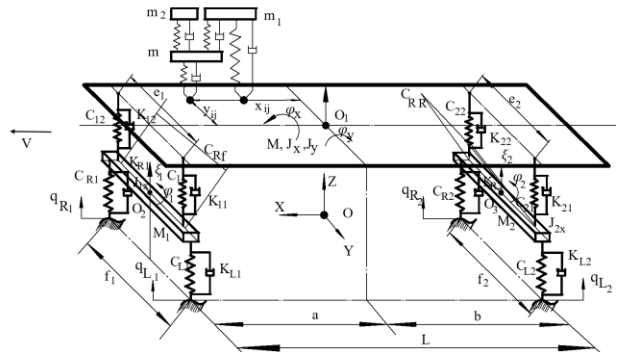
Khi đã biết các tham số độ cứng giảm chấn, phương pháp Runge-Kutta-4 có thể được sử dụng để giải trong

miền thời gian. Tuy nhiên, mỗi loại xe lại có đặc điểm đệm ghế khác nhau nên việc xác định các thông số sẽ trở nên phức tạp. Sử dụng phương pháp mô phỏng có thể khắc phục được nhược điểm này vì khi đó chỉ cần quan tâm đến loại vật liệu và đã có sẵn trong phần mềm mô phỏng. Các giả định của mô hình toán học được sử dụng: Có bậc tự do giữa đầu và phần còn lại của cơ thể con người; Góc nghiêng của tựa lưng được cố định.

2.2. Lực tác dụng $F(t)$ từ sàn tới chỗ ngồi

Mặt cắt mặt đường được mô tả toán học theo phương pháp ISO8608:1995, [13] hoặc có thể mô tả dưới dạng hình sin. Để đơn giản, mặt đường hình sin trong nghiên cứu này được sử dụng. Sự rung động của kết cấu thân xe gây ra rung động cho sàn xe, và sự rung động này tính được từ kết quả mô phỏng.

Sử dụng phần mềm matlab và mô hình dao động ô tô 7 bậc tự do như trên Hình 3 ta xác định được lực kích thích tại sàn hàng ghế thứ 4 (bỏ qua lực tác dụng lên bàn chân người ngồi):



Hình 3. Mô hình dao động ô tô 7 bậc tự do

Phương trình vi phân (4.1-4.7) tương ứng với 7 bậc tự do của mô hình mô tả động lực học cho mô hình.

$$\begin{aligned} M\ddot{Z} + (K_{11} + K_{21} + K_{12} + K_{22})\dot{Z} + (C_{11} + C_{21} + C_{12} + C_{22})Z &= \dots \\ + (K_{11}e_1 + K_{21}e_2 - K_{12}e_1 - K_{22}e_2)\dot{\varphi}_x &+ (C_{11}e_1 + C_{21}e_2 - C_{12}e_1 - C_{22}e_2)\varphi_x \\ + (K_{11}a - K_{21}b + K_{12}a - K_{22}b)\dot{\varphi}_y &+ (C_{11}a - C_{21}b + C_{12}a - C_{22}b)\varphi_y \\ - (K_{11} + K_{12})\dot{\xi}_1 - (C_{11} + C_{12})\xi_1 &+ (K_{12}e_1 - K_{11}e_1)\dot{\varphi}_1 \\ + (C_{12}e_1 - C_{11}e_1)\dot{\varphi}_1 - (K_{21} + K_{22})\dot{\xi}_2 &- (C_{21} + C_{22})\xi_2 + (K_{22}e_2 - K_{21}e_2)\dot{\varphi}_2 \\ + (C_{22}e_2 - C_{21}e_2)\varphi_2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} J_x \ddot{\varphi}_x + (K_{11}e_1 + K_{21}e_2 - K_{12}e_1 - K_{22}e_2)\dot{Z} &+ (C_{11}e_1 + C_{21}e_2 - C_{12}e_1 - C_{22}e_2)Z \\ + (K_{11}e_1^2 + K_{21}e_2^2 + K_{12}e_1^2 &+ K_{22}e_2^2)\dot{\varphi}_x \\ + (C_{11}e_1^2 + C_{12}e_1^2 + C_{21}e_2^2 + C_{22}e_2^2 &+ C_{RF} + C_{RR})\varphi_x \\ + (K_{11}e_1a - K_{21}e_2b - K_{12}e_1a &- K_{22}e_2b)\dot{\varphi}_y \\ + (C_{11}e_1a - C_{21}e_2b - C_{12}e_1a &+ C_{22}e_2b)\varphi_y + (K_{12}e_1 - K_{11}e_1)\dot{\xi}_1 \\ + (C_{12}e_1 - C_{11}e_1)\xi_1 &- (K_{11}e_1^2 + K_{12}e_1^2)\dot{\varphi}_1 \\ - (C_{11}e_1^2 + C_{12}e_1^2 + C_{RF})\varphi_1 &+ (K_{22}e_2 - K_{21}e_2)\dot{\xi}_2 \\ + (C_{22}e_2 - C_{21}e_2)\xi_2 &- (K_{21}e_2^2 + K_{22}e_2^2)\dot{\varphi}_2 \\ - (C_{21}e_2^2 + C_{22}e_2^2 + C_{RR})\varphi_2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

$$J_y \ddot{\varphi}_y + (K_{11}a - K_{21}b + K_{12}a - K_{22}b)\dot{Z} + (C_{11}a - C_{21}b + C_{12}a - C_{22}b)Z + (K_{11}ae_1 - K_{21}be_2 - K_{12}ae_1 + K_{22}be_2)\dot{\varphi}_x + (C_{11}ae_1 - C_{21}be_2 - C_{12}ae_1 + C_{22}be_2)\varphi_x + (K_{11}a^2 + K_{21}b^2 + K_{12}a^2 + K_{22}b^2)\dot{\varphi}_y + (C_{11}a^2 + C_{21}b^2 + C_{12}a^2 + C_{22}b^2)\varphi_y - (K_{11}a + K_{12}a)\dot{\xi}_1 - (C_{11}a + C_{12}a)\xi_1 + (K_{12}ae_1 - K_{11}ae_1)\dot{\varphi}_1 + (C_{12}ae_1 - C_{11}ae_1)\varphi_1 + (K_{21}b + K_{22}b)\dot{\xi}_2 + (C_{21}b + C_{22}b)\xi_2 + (K_{21}be_2 - K_{22}be_2)\dot{\varphi}_2 + (C_{21}be_2 - C_{22}be_2)\varphi_2 = 0 \quad (4.3)$$

$$M_1 \ddot{\xi}_1 - (K_{11} + K_{12})\dot{Z} - (C_{11} + C_{12})Z + (K_{12}e_1 - K_{11}e_1)\dot{\varphi}_x + (C_{12}e_1 - C_{11}e_1)\varphi_x - (K_{11}a + K_{12}a)\dot{\varphi}_y - (C_{11}a + C_{12}a)\varphi_y + (K_{11} + K_{12} + K_{L1} + K_{R1})\dot{\xi}_1 + (C_{11} + C_{12} + C_{L1} + C_{R1})\xi_1 + (K_{11}e_1 - K_{12}e_1 + K_{L1}e_1 - K_{R1}e_1)\dot{\varphi}_1 + (C_{11}e_1 - C_{12}e_1 + C_{L1}e_1 - C_{R1}e_1)\varphi_1 = C_{R1}q_{R1} + K_{R1}q_{R1} + C_{L1}q_{L1} + K_{L1}q_{L1} \quad (4.4)$$

$$J_{1x}\dot{\varphi}_1 + (K_{12}e_1 - K_{11}e_1)\dot{Z} + (C_{12}e_1 - C_{11}e_1)Z - (K_{11}e_1^2 + K_{12}e_1^2)\dot{\varphi}_x - (C_{11}e_1^2 + C_{12}e_1^2 + C_{RF})\varphi_x + (K_{12}e_1a - K_{11}e_1a)\dot{\varphi}_y + (C_{12}e_1a - C_{11}e_1a)\varphi_y + (K_{11}e_1 - K_{12}e_1 + K_{L1}e_1 - K_{R1}e_1)\dot{\xi}_1 + (C_{11}e_1 - C_{12}e_1 + C_{L1}e_1 - C_{R1}e_1)\xi_1 + (K_{11}e_1^2 + K_{12}e_1^2 + K_{L1}e_1^2 + K_{R1}e_1^2)\dot{\varphi}_1 + (C_{11}e_1^2 + C_{12}e_1^2 + C_{L1}e_1^2 + C_{R1}e_1^2 + C_{RF})\varphi_1 = -C_{R1}e_1q_{R1} - K_{R1}e_1q_{R1} + C_{L1}e_1q_{L1} + K_{L1}e_1q_{L1} \quad (4.5)$$

$$M_2 \ddot{\xi}_2 - (K_{21} + K_{22})\dot{Z} - (C_{21} + C_{22})Z + (K_{22}e_2 - K_{21}e_2)\dot{\varphi}_x + (C_{22}e_2 - C_{21}e_2)\varphi_x + (K_{21}b + K_{22}b)\dot{\varphi}_y + (C_{21}b + C_{22}b)\varphi_y + (K_{21} + K_{22} + K_{L2} + K_{R2})\dot{\xi}_2 + (C_{21} + C_{22} + C_{L2} + C_{R2})\xi_2 + (K_{21}e_2 - K_{22}e_2 + K_{L2}e_2 - K_{R2}e_2)\dot{\varphi}_2 + (C_{21}e_2 - C_{22}e_2 + C_{L2}e_2 - C_{R2}e_2)\varphi_2 = C_{R2}q_{R2} + K_{R2}q_{R2} + C_{L2}q_{L2} + K_{L2}q_{L2} \quad (4.6)$$

$$J_{2x}\dot{\varphi}_2 + (K_{22}e_2 - K_{21}e_2)\dot{Z} + (C_{22}e_2 - C_{21}e_2)Z - (K_{21}e_2^2 + K_{22}e_2^2)\dot{\varphi}_x - (C_{21}e_2^2 + C_{22}e_2^2 + C_{RR})\varphi_x + (K_{21}e_2b - K_{22}e_2b)\dot{\varphi}_y + (C_{21}e_2b - C_{22}e_2b)\varphi_y + (K_{21}e_2 - K_{22}e_2 + K_{L2}e_2 - K_{R2}e_2)\dot{\xi}_2 + (C_{21}e_2 - C_{22}e_2 + C_{L2}e_2 - C_{R2}e_2)\xi_2 + (K_{21}e_2^2 + K_{22}e_2^2 + K_{L2}e_2^2 + K_{R2}e_2^2)\dot{\varphi}_2 + (C_{21}e_2^2 + C_{22}e_2^2 + C_{L2}e_2^2 + C_{R2}e_2^2 + C_{RR})\varphi_2 = -C_{R2}e_2q_{R2} - K_{R2}e_2q_{R2} + C_{L2}e_2q_{L2} + K_{L2}e_2q_{L2} \quad (4.7)$$

Trong đó:

M, M_1, M_2 : Khối lượng treo, không được treo ở cầu trước- sau,

J_x, J_y : Mô men quán tính của khối lượng treo theo trục x, y,

J_{1x}, J_{1y} : Mô men quán tính của khối lượng không được treo trước, sau x, y,

$C_{L1}, C_{L2}, C_{R1}, C_{R2}$: Hệ số độ cứng của lớp bên trái của cầu trước- sau, lớp phải của cầu trước- sau,

$K_{L1}, K_{L2}, K_{R1}, K_{R2}$: Hệ số giảm chấn của lớp bên trái của cầu trước- sau, lớp bên phải của cầu trước- sau,

$C_{11}, C_{21}, C_{12}, C_{22}$: Hệ số độ cứng hệ thống treo bên trái của cầu trước- sau, hệ thống treo bên phải của cầu trước- sau,

$K_{11}, K_{21}, K_{12}, K_{22}$: Hệ số giảm chấn hệ thống treo bên

trái của cầu trước- sau, bên phải của cầu trước- sau,

L: Chiều dài cơ sở của xe,

a, b: Khoảng cách từ cầu trước- sau đến tọa độ trọng tâm,

f_1, f_2 : Khoảng cách giữa các điểm đặt của các bánh xe cầu trước- sau,

e_1, e_2 : Khoảng cách giữa tâm treo ở cầu trước- sau,

C_{Rf}, C_{RR} : Hệ số độ cứng của thanh ổn định trên cầu trước- sau,

φ_x, φ_y : Tọa độ suy rộng của khối lượng treo quay quanh trục x, y,

ξ_x, ξ_y : Tọa độ suy rộng của khối lượng không được treo cầu trước- sau theo phương thẳng đứng,

φ_1, φ_2 : Tọa độ suy rộng của khối lượng không được treo cầu trước- sau quay quanh trục x,

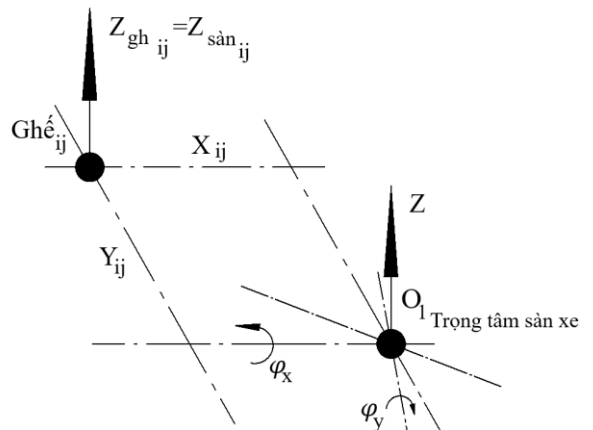
$q_{L1}, q_{R1}, q_{L2}, q_{R2}$: Biên dạng mặt đường tác động bánh trái - phải cầu trước, bánh trái - phải cầu sau,

X_{ij}, Y_{ij} : Tọa độ ghế ij theo phương OX- OY,

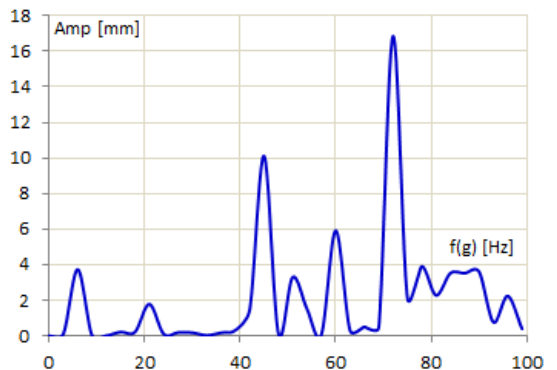
Z_1, X_1 : Tọa độ suy rộng theo phương Z, X.

Chuyển vị tại các vị trí ghế ij theo phương thẳng đứng Z được xác định là hàm kích thích lên người ngồi tại vị trí ghế đó và được mô tả trên Hình 4, có giá trị bằng phương trình (5)

$$Z_{ghij} = Z_{sànij} = Z + X_{ij}\varphi_y + Y_{ij}\varphi_x \quad (5)$$



Hình 4. Sơ đồ tính chuyển vị tại vị trí ghế ij trên sàn xe



Hình 5. Lực kích thích $F(t)$ từ sàn tới chỗ ngồi và con người

Mô phỏng dao động thân xe xác định chuyển vị tại các vị trí thứ 4 ta đang xét. Đồ thị biên độ - tần số của các lực tác dụng từ sàn tại vị trí nút 2612 (hàng ghế thứ 4) có biên độ lực lớn nhất khoảng 17,2 (mm) tại tần số 72 (Hz). Lực

tác dụng lên người ngồi tại vị trí tiếp xúc của mông, dưới đùi, trên lưng và các giá trị biên độ lực được tóm tắt trên Hình 5, [14].

3. Kết quả nghiên cứu

3.1. Phương trình FEM

Phương pháp phần tử hữu hạn thiết lập mối quan hệ giữa lực nút và chuyển vị nút của kết cấu bằng cách chia lưới kết cấu trong miền liên tục thành miền rời rạc sao cho tần số dao động của các phần tử cao hơn tần số dao động của kết cấu tổng thể, nếu không được đảm bảo, tiếp tục chia lưới lại. Cấu trúc của phần tử có các nút, chuyển vị của các nút là các biến cơ bản cần xác định. Các lực nút tác dụng lên các nút theo nguyên lý lực tương đương được biểu diễn dưới dạng hàm số của chuyển vị nút. Độ chính xác tính toán của phương pháp phần tử hữu hạn tỷ lệ thuận với số phần tử, tuy nhiên số nút tăng lên sẽ đòi hỏi dung lượng bộ nhớ máy tính cao. Phương trình FEM cho mô hình cấu trúc chỗ ngồi và con người là (6).

$$M\ddot{X}(t) + K\dot{X}(t) + CX(t) = F(t) \tag{6}$$

Trong đó:

M là ma trận khối lượng,

K là ma trận độ cứng,

C là ma trận giảm chấn,

F(t) là vectơ lực kích thích,

Các giá trị này được xác định theo phương trình (7).

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 + c_b & 0 & -c_1 \\ 0 & c_2 & -c_2 \\ -c_1 & -c_2 & c + c_1 + c_2 \end{bmatrix} \tag{7}$$

$$F = [0 \ 0 \ 0 \ -m_1 \ -m_2 \ -m]^T$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_b & 0 & -k_1 \\ 0 & k_2 & -k_2 \\ -k_1 & -k_2 & k + k_1 + k_2 \end{bmatrix}$$

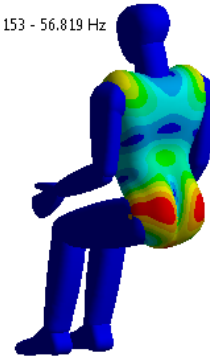
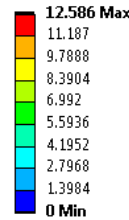
3.2. Rung động của con người

Kết quả mô phỏng trong môi trường Harmonics của phần mềm Ansys Workbench R2022 lấy được độ rung của từng bộ phận trên cơ thể. Vai và toàn bộ cơ thể uốn cong thành hình chữ “S” trong mặt phẳng dọc, các tư thế khác cũng có thể đạt được kết quả tương tự. Kết quả minh họa tại vị trí hành khách ở hàng ghế thứ 4, tần số 56,819 (Hz), biên độ dịch chuyển lớn nhất 12,568 (mm) ở khu vực phía sau. Sự phân bố theo phổ màu biểu thị giá trị dao động của các bộ phận cơ thể ở các tần số khác nhau, dự đoán mối tương quan giữa vị trí của bộ phận đó với biên độ, tần số dao động như trên Hình 6.

Sử dụng phép biến đổi Fourier nhanh (FFT) để xây dựng mối quan hệ tần số - biên độ dao động của từng bộ phận trên cơ thể con người, biên độ dao động sẽ thay đổi theo chu kỳ của lực tác động. Kết quả mô phỏng tần số rung tác động lên các bộ phận của người lái và giá trị tham chiếu chi ra trong Bảng 1

C: Modal

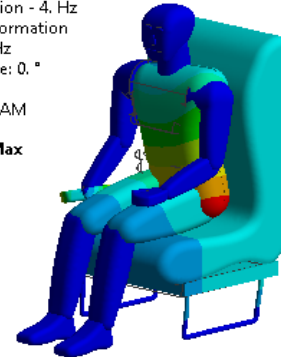
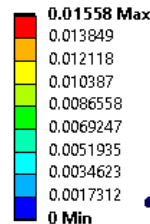
Total Deformation - Mode 153 - 56.819 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 56.819 Hz
Unit: mm
7/20/2020 11:20 AM



a) Rung động của con người

D: Harmonic Response (Khách ngồi trên ghế hàng 4)

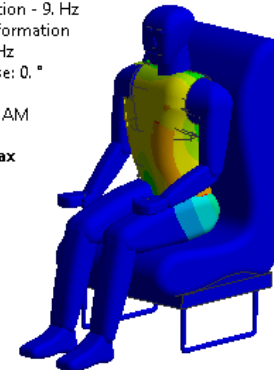
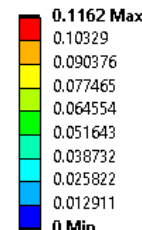
Total Deformation - 4. Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 4. Hz
Sweeping Phase: 0. °
Unit: m
8/7/2022 10:22 AM



b) rung động tần số 4HZ

D: Harmonic Response (Khách ngồi trên ghế hàng 4)

Total Deformation - 9. Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 9. Hz
Sweeping Phase: 0. °
Unit: m
8/7/2022 10:24 AM



c) rung ở tần số 9HZ

Hình 6. Sự rung động của người ngồi hàng ghế thứ 4

Bảng 1. Biên độ dao động của các bộ phận trên cơ thể người hàng thứ 4 (mm)

Bộ phận con người	ISO 2631-1 (Hz)	Phần mô phỏng	
		Tần số (Hz)	Biên độ tối đa (mm)
Đầu	0-25	12	0,025
Thân	4-5	4	0,262
Ngực	64-80	72	0,254
Lưng	10-12	12	0,025
Bụng	4-8	7	0,199
Xương chậu	2-20	16	0,012

So sánh với tần số tham chiếu cho thấy các dải tần thu được từ kết quả khảo sát trong mô phỏng đều nằm trong dải tần cho phép. Khi độ cứng của đệm ghế tăng tương ứng với vùng tần số thì biên độ dao động của từng bộ phận trên

cơ thể cũng tăng lên, trong đó vùng đầu và vùng ngực tăng tần số nhiều hơn các vùng còn lại.

4. Kết luận

Mô hình toán học của ghế được phân tích trên cơ sở lực kích thích từ mặt đường đến khung xe, sà tác dụng lên ghế khiến người ngồi rung động. Mức độ thoải mái được đánh giá bằng trọng số tần số của gia tốc rung của con người.

Sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn xây dựng mô hình và mô phỏng trong môi trường Harmonics của phần mềm Ansys Workbench R2022 để phân tích tần số rung động của ghế ngồi con người theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 2631-1 cho từng bộ phận trên cơ thể con người.

Kết quả phân tích đáng tin cậy bằng cách sử dụng tải thực tế và điều kiện biên thông qua việc sử dụng các công cụ tạo mô hình 3-D.

Kết quả nghiên cứu có thể xây dựng được sơ đồ phân bố các vùng dao động trên ô tô buýt từ đó đề xuất phương án chế tạo các loại đệm ghế với độ cứng, kết cấu khác nhau để giảm lực tác động lên người ngồi trong thiết kế ghế ngồi trên xe buýt.

Kết quả nghiên cứu làm tài liệu tham khảo để các nhà thiết kế sản xuất ô tô thiết kế và ghế tạo ghế ngồi phù hợp với điều kiện đường xá và con người Việt Nam

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Z. W. Engel and Z. W. Kowalski, "Investigation of the influence of simultaneous vibroacoustic exposures on the operator", *Journal of the Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 46, no.4, pp. 799-811, 2008.
- [2] M. Nader, "Influence of mechanical vibration on the human body in the means of transport and its modeling", *Archives of Transport*, Vol. 12, no. 2, pp. 33-53, 2000
- [3] A.T. Rybak, V.P. Zharov, and A.V. Serdyukov, "Bulk rigidity of hydraulic systems", *Russian Engineering Research* Vol. 29, No. 2, pp. 194- 197, 2009.
- [4] M. AlShabi, W. Araydah, H. ElShatarat, M. Othman, M.B. Younis, and S.A. Gadsden, "Effect of Mechanical Vibrations on Human Body", *World Journal of Mechanics*, Vol. 6, pp. 273-304, 2016.
- [5] L. Q. Mai, "Research on cabin noise of 29-seat passenger cars manufactured and assembled in Vietnam", Doctoral thesis in Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Viet Nam, 2015
- [6] N. V. Khang, T. Q. Loc, and N. A. Tuan, "Research on the effects of whole body vibration on the human body in standing position", *Journal of health safety and working environment*, vol.2, pp. 4-11, 2007.
- [7] R. Burdzik and L. Konieczny, "Vibration Issues in Passenger Car", Ph.D. thesis, Silesian University of Technology, Poland, 2014.
- [8] G. Batt, "Primary Resonance Behavior of Expanded Polymer Cushion Material under Low-Intensity Harmonic Excitations", Ph.D. thesis, Clemson University, USA, 2013.
- [9] R. Burdzik and L. Konieczny, "Research on structure, propagation and exposure to general vibration in passenger car for different damping parameters", *Journal of Vibroengineering*, vol. 15, no. 4, 2013.
- [10] W. Abbas, O. B. Abouelatta, M. El-Azab, M. Elsaidy, and A. A. Megahed, "Vibration in car seat- occupant system: Overview and proposal of a novel simulation method", *AIP Conference Proceedings 2080 040003*, Scientific Research 2, 2019. <https://doi.org/10.1063/1.5092921>, pp. 710-719
- [11] *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements*, ISO 2631-1, 1997
- [12] L. Wei, C. H. Lewis, and M. J. Griffin, "Evaluating the Dynamic Performance of Seats Without Using Human Subjects", *ISVR Technical report* No.286, 2000.
- [13] *Mechanical Vibration - Road surface profiles - Reporting of Measured Data*, ISO 8608, 1995
- [14] N. T. Quang, "Finite Element Analysis in Automobile Chassis Design", *Applied Mechanics and Materials*, ISSN: 1662-7482, Vol. 889, pp 461-468, 1995. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.889.461