

Phương pháp mô phỏng ứng dụng trong phân tích dao động ghế ngồi người lái xe buýt sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF dưới tác dụng của hàm điều hòa

Trần Hữu Nhân*, Phạm Ngọc Đại



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường đại học Bách khoa Tp.HCM (HCMUT), Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 268 Lý Thường Kiệt, Quận 10, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Liên hệ

Trần Hữu Nhân, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường đại học Bách khoa Tp.HCM (HCMUT), Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 268 Lý Thường Kiệt, Quận 10, Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

Lịch sử

- Ngày nhận: 06-01-2023
- Ngày chấp nhận: 03-8-2023
- Ngày đăng: 10-8-2023

DOI:

<https://doi.org/10.32508/stdjet.v6i2.1074>



Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



TÓM TẮT

Dao động của ghế ngồi người lái xe buýt dưới tác dụng kích thích điều hòa, mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF (3 bậc tự do) được sử dụng, tính toán mô phỏng được thực hiện bằng 3 phương pháp. Mô hình toán học - phương pháp số sử dụng ngôn ngữ lập trình matlab (Numerical model), phương pháp sử dụng mô hình động lực học đa vật thể (Multi Body Dynamics - MBD) bằng công cụ matlab Simmechanics (MBD model) và phương pháp mô hình phần tử hữu hạn sử dụng Ansys APDL (FEM model). Điểm mạnh và hạn chế của mỗi phương pháp được tập trung phân tích thông qua quá trình xây dựng mô hình, truy xuất dữ liệu kết quả. Thông số khảo sát bao gồm đáp ứng gia tốc ghế người lái, đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế và khả năng cách li dao động của hệ thống treo ghế theo hai trường hợp khảo sát của tần số tự nhiên và tỉ lệ giảm chấn. Kết quả tính toán từ cả 3 phương pháp không có sự khác biệt và thông số khảo sát phù hợp theo các nghiên cứu về đáp ứng dao động xe. Phương pháp Numerical model đòi hỏi người dùng phải thực hiện việc thiết lập mô hình toán học phức tạp. Phương pháp MBD model sử dụng Matlab Simmechanics đơn giản hơn, dùng các khối chức năng có sẵn, đòi hỏi phải khai báo để thiết lập chính xác vị trí cân bằng ban đầu của các phần tử khối lượng. Phương pháp dùng FEM model sử dụng Ansys APDL với keypoints và line mô tả các phần tử của mô hình, đòi hỏi phải thiết lập chính xác khả năng chuyển vị của mỗi keypoints. Tuy nhiên, cả 2 phương pháp MBD và FEM model chỉ hiệu quả khi khảo sát đáp ứng trong miền thời gian cho một trường hợp cụ thể của tần số kích thích. Khi phân tích đáp ứng trên miền tần số, đòi hỏi truy xuất và tổng hợp dữ liệu của rất nhiều trường hợp thuộc khoảng tần số kích thích khảo sát thì hai phương pháp này có rất nhiều hạn chế trong quá trình tính toán, cụ thể là trong việc thực hiện tính toán phức tạp với nhiều vòng lặp và các biến tham số biến thiên. Việc giải bài toán cũng mất nhiều thời gian hơn so với phương pháp số sử dụng mô hình toán học. Kết quả tính toán mô phỏng được phân tích trong miền thời gian, miền tần số, và miền giá trị các các tham số hệ thống treo ghế người lái. Kết quả này làm cơ sở cho việc phát triển thiết kế hệ thống treo ghế ngồi người lái với phần tử đàn hồi, giảm chấn phi tuyến và việc lựa chọn phương pháp tính toán phù hợp với từng bài toán trong lĩnh vực dao động của xe.

Từ khóa: Dao động ghế ngồi người lái xe buýt, Kích thích điều hòa, Mô hình tính toán số, mô hình đa vật thể, Mô hình phần tử hữu hạn

GIỚI THIỆU

Rung động xuất hiện trong quá trình làm việc gây ảnh hưởng rất lớn đến độ êm dịu và tính năng dẫn hướng của người lái xe buýt^{1,2}. Trong đó, yếu tố gia tốc theo tiêu chuẩn ISO: 2631-1-1997 là thông số đặc trưng trong việc đánh giá độ êm dịu² và chuyển vị tương đối của hệ thống treo ghế người lái là thông số đặc trưng trong việc đánh giá tính năng dẫn hướng^{1,3}. Để thuận tiện cho việc phân tích hai yếu tố trên, nhiều nghiên cứu thực hiện mô phỏng dao động mô hình xe được đơn giản hóa từ mô hình thực tế⁴⁻⁶. Mục đích của việc mô phỏng và phân tích dao động là để dự đoán ứng xử của mô hình xe dưới các điều kiện vận hành khác nhau trong thực tế⁷. Có nhiều phương pháp phân tích dao động với mô hình đơn giản hóa

từ mô hình thực tế như phương pháp xây dựng mô hình toán sau đó giải bằng chương trình máy tính và phương pháp xây dựng mô hình động lực học đa vật thể bằng phần mềm (Matlab, Ansys, Adams,...).

Việc ứng dụng mô hình toán học vào phân tích gia tốc người lái và chuyển vị tương đối hệ thống treo từ lâu đã được nghiên cứu^{5,8}. Trong đó, nghiên cứu phân tích gia tốc thân xe với mô hình $\frac{1}{4}$ xe 2DOF chịu kích thích mặt đường ngẫu nhiên đánh giá độ êm dịu của hành khách theo tốc độ chuyển động^{9,10}. Phân tích đáp ứng gia tốc thân xe và chuyển vị tương đối hệ thống treo xe với mô hình $\frac{1}{4}$ xe 2DOF⁴ và mô hình toàn xe 10DOF¹¹ dưới kích thích điều hòa. Tối ưu hóa hệ thống treo bằng mô hình $\frac{1}{4}$ xe để tăng độ êm dịu, cải thiện đáp ứng của thân xe¹² và tối ưu hóa hệ

Trích dẫn bài báo này: Nhân T H, Đại P N. Phương pháp mô phỏng ứng dụng trong phân tích dao động ghế ngồi người lái xe buýt sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF dưới tác dụng của hàm điều hòa. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.* 2023; 6(2):1906-1916.

thống treo ghế ngồi người lái xe buýt bằng mô hình 1DOF¹³.

Bên cạnh đó, ứng dụng mô hình phần tử hữu hạn xây dựng bởi Ansys APDL phân tích đáp ứng gia tốc thân xe với mô hình $\frac{1}{4}$ xe 2DOF^{7,14}. Ứng dụng Matlab Simmechanics phân tích gia tốc thân xe, chuyển vị tương đối hệ thống treo và góc lắc thân xe trên miền tần số tự nhiên và tỉ lệ giảm chấn hệ thống treo bằng mô hình toàn xe 7DOF¹⁵. Ứng dụng Matlab Simmechanics phân tích đáp ứng gia tốc thân xe bằng mô hình đoàn xe sơ-mi rơ-móc¹⁶.

Tuy nhiên, việc ứng dụng tính toán mô phỏng bằng các phương pháp hay mô hình khác nhau cho bài toán cụ thể về dao động ô tô vẫn còn nhiều hạn chế. Bài báo thực hiện tính toán phân tích dao động cụ thể cho xe buýt chịu tải trọng kích thích tác dụng từ mặt đường có dạng hàm điều hòa bằng cả ba phương pháp cụ thể bao gồm: phương pháp mô phỏng số bằng ngôn ngữ lập trình Matlab (Numerical model); phương pháp mô hình động lực học đa vật thể (Multi Body Dynamics - MBD) sử dụng Matlab Simmechanics (MBD Model); và phương pháp mô hình phần tử hữu hạn sử dụng Ansys APDL (FEM Model). Quy trình thiết lập mô hình ở cả 3 phương pháp được trình bày cụ thể, kết quả tính toán xác định các thông số dao động bằng cả ba phương pháp được phân tích cho thấy các đặc điểm, ưu điểm và hạn chế của mỗi phương pháp trong việc giải quyết bài toán dao động ô tô.

CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ THÔNG SỐ ĐẦU VÀO

Mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF

Trong đó:

m_u, m_s, m_d : Lần lượt là khối lượng phần không được treo, khối lượng thân xe và khối lượng tổng của ghế người lái (kg)

c_u, c_s, c_d : Lần lượt là hệ số giảm chấn của phần tử giảm chấn ở bánh xe, hệ thống treo xe và hệ thống treo ghế (Ns/m)

k_u, k_s, k_d : Lần lượt là độ cứng của phần tử đàn hồi ở bánh xe, hệ thống treo xe và hệ thống treo ghế (N/m)

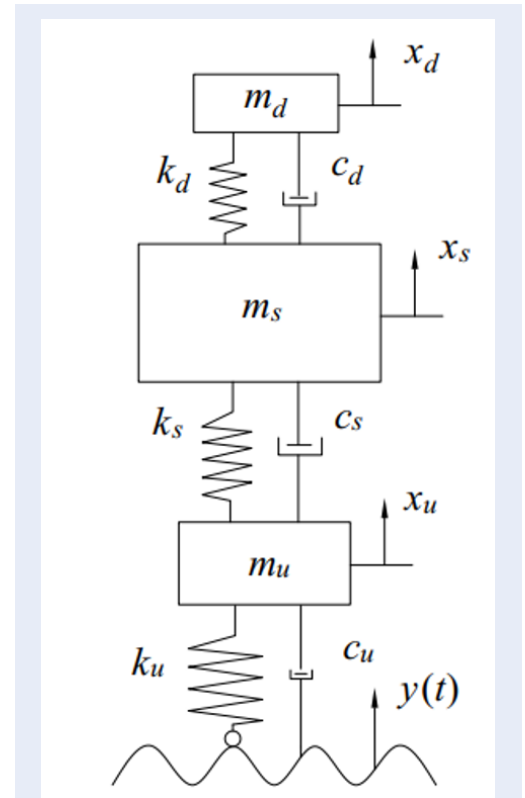
x_u, x_s, x_d : Lần lượt là chuyển vị theo phương đứng của khối lượng không được treo, thân xe và ghế người lái (m)

$\dot{x}_u, \dot{x}_s, \dot{x}_d$: Lần lượt là vận tốc theo phương đứng của khối lượng không được treo, thân xe và ghế người lái (m/s)

$\ddot{x}_u, \ddot{x}_s, \ddot{x}_d$: Lần lượt gia tốc theo phương đứng của khối lượng không được treo, thân xe và ghế người lái (m/s²)

$y(t)$: Kích thích từ mặt đường theo phương đứng (m)

g : Gia tốc trọng trường (m/s²)



Hình 1: Mô hình động lực học $\frac{1}{4}$ xe 3DOF⁴

Mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF thể hiện ở Hình 1 với các thông số kỹ thuật được trình bày trong Bảng 1 gồm có 3 phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d , 3 phần tử này liên kết với nhau và liên kết với mặt đường qua các phần tử đàn hồi – giảm chấn là lớp xe (k_u, c_u), hệ thống treo xe (k_s, c_s) và hệ thống treo ghế (k_d, c_d). Khi chuyển động trên đường dưới kích thích từ mặt đường $y(t)$, các phần tử khối lượng dao động theo phương đứng với chuyển vị x , vận tốc \dot{x} và gia tốc \ddot{x} .

Thông số đầu vào của mô hình

Thông số kỹ thuật của mô hình

Thông số kỹ thuật của mô hình¹⁷ được tổng hợp theo Bảng 1. Trong đó, độ cứng phần tử đàn hồi k_d và hệ số giảm chấn phần tử giảm chấn c_d của hệ thống treo ghế được tính toán tương ứng theo tần số tự nhiên f_{nd} và tỉ lệ giảm chấn ξ_d . Với f_{nd} được khảo sát trong khoảng thiết kế thông thường [1,5÷4] (Hz) và ξ_d [0,1÷0,5],¹⁸.

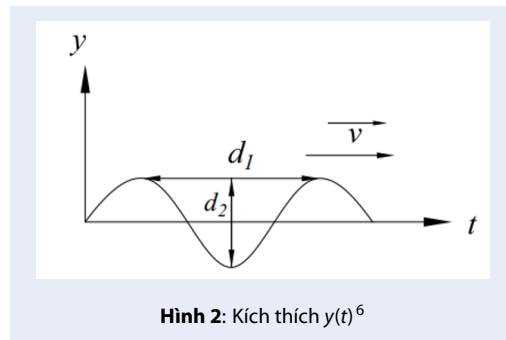
Kích thích đầu vào của mô hình

Tải trọng kích thích đầu vào $y(t)$ có dạng hàm điều hòa trong miền tần số làm việc thông thường của xe

Bảng 1: Thông số mô hình¹⁷

Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
m_d	100	kg
m_s	4.500	kg
c_s	20.000	Ns/m
k_s	300.000	N/m
m_u	500	kg
c_u	150	Ns/m
k_u	1.600.000	N/m

khi di chuyển trên đường f [0.5÷50] Hz¹⁷, Hình 2, được sử dụng.



Được mô tả dưới dạng phương trình toán học như (1)⁶.

$$y = \frac{d_2}{2} \sin\left(\frac{2\pi v}{d_1} t\right) \quad (1)$$

Trong đó:

- $d_1 = 1$ (m): Chiều dài mấp mô
- $d_2 = 0,005$ (m): Chiều cao mấp mô
- $v = 0,5 \div 50$ (m/s): Vận tốc xe
- t : Thời gian (s)

Chiều dài mấp mô được chọn là $d_1 = 1$ (m), sao cho vận tốc di chuyển của xe v [0,5÷50] (m/s) sẽ tương ứng với tần số kích thích từ mặt đường f [0,5÷50] (Hz)¹⁷ theo (1).

Đáp ứng khảo sát

Tại mỗi giá trị của tần số của kích thích điều hòa tác dụng, đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} và đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} được xác định lần lượt theo (2) và (3).

$$G_{da} = \frac{\max(\ddot{x}_d)}{\max(\ddot{y})} \quad (2)$$

Trong đó:

$\max(\ddot{x}_d)$: Biên độ gia tốc ghế người lái ở trạng thái ổn định (m/s²)

$\max(\ddot{y})$: Biên độ gia tốc kích thích (m/s²)

$$G_d = \frac{\max|x_d - x_s|}{\max(y)} \quad (3)$$

x_d : Chuyển vị của ghế người lái ở trạng thái ổn định (m)

x_s : Chuyển vị của thân xe ở trạng thái ổn định (m)

$\max(y)$: Biên độ kích thích đầu vào (m)

Khả năng cách li rung động hệ thống treo ghế được phân tích dựa trên giá trị $SEAT$, được tính theo (4), nếu giá trị $SEAT < 1$ nghĩa là gia tốc ghế người lái nhỏ hơn gia tốc kích thích từ mặt sàn nên hệ thống treo ghế có khả năng cắt giảm rung động và ngược lại¹⁹.

$$SEAT = \frac{\max|\ddot{x}_d|}{\max(\ddot{x}_s)} \quad (4)$$

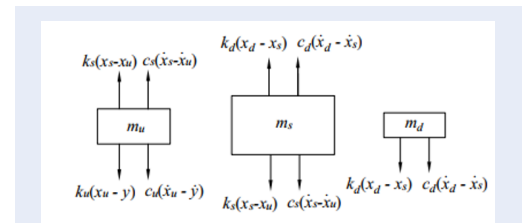
Trong đó:

$\max(\ddot{x}_s)$: Biên độ gia tốc thân xe ở trạng thái ổn định (m/s²)

PHƯƠNG PHÁP XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

Mô hình toán học – Numerical model

Phương trình động lực học



Hình 3: Sơ đồ lực của các phần tử khối lượng

Tiến hành phân tích lực tại các phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d , trong Hình 1 thu được sơ đồ lực của các phần tử, Hình 3. Theo định luật New-ton II, ta thu được hệ phương trình vi phân động lực học (5):

$$[M] \ddot{X} + [C] \dot{X} + [K] X = [F] \quad (5)$$

Trong đó:

$[M], [C], [K]$: Lần lượt là ma trận khối lượng, ma trận hệ số giảm chấn và ma trận độ cứng

$[X], \dot{X}, \ddot{X}$: Lần lượt là ma trận chuyển vị, ma trận vận tốc, ma trận gia tốc

[F]: Ma trận ngoại lực

$$[M] = \begin{bmatrix} m_u & 0 & 0 \\ 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & m_d \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} c_u + c_s & -c_s & 0 \\ -c_s & c_s + c_d & -c_d \\ 0 & -c_d & c_d \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_u + k_s & -k_s & 0 \\ -k_s & k_s + k_d & -k_d \\ 0 & -k_d & k_d \end{bmatrix}, [F] = \begin{bmatrix} c_u \dot{y} + k_u y \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$[\ddot{X}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_u \\ \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_d \end{bmatrix}, [\dot{X}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_u \\ \dot{x}_s \\ \dot{x}_d \end{bmatrix}, [X] = \begin{bmatrix} x_u \\ x_s \\ x_d \end{bmatrix}$$

Trong đó:

$$[X] = \begin{bmatrix} x_u & \dot{x}_u & x_s & \dot{x}_s & x_d & \dot{x}_d \end{bmatrix}$$

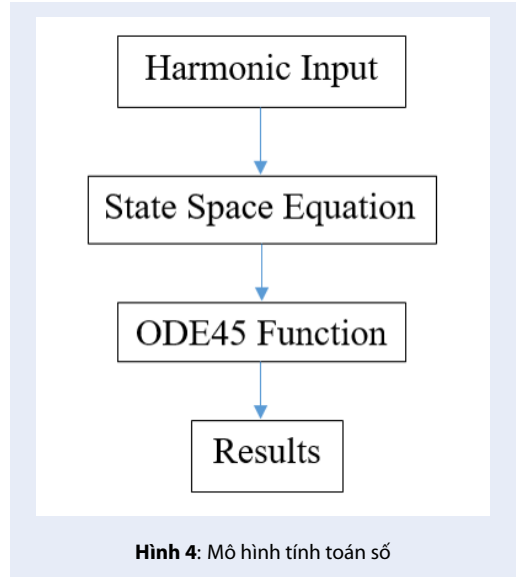
$$[\dot{X}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_u & \ddot{x}_u & \dot{x}_s & \ddot{x}_s & \dot{x}_d & \ddot{x}_d \end{bmatrix}$$

$$u = \frac{c_u \dot{y} + k_u y}{m_u}$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-k_u - k_s}{m_u} & \frac{-c_u - c_s}{m_u} & \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & \frac{-k_s - k_d}{m_s} & \frac{-c_s - c_d}{m_s} & \frac{k_d}{m_s} & \frac{c_d}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{k_d}{m_d} & \frac{-k_d}{m_d} & \frac{-k_d}{m_d} & \frac{-c_d}{m_d} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T, [C] = I_6, [D] = [0]$$

Hệ phương trình mô tả động lực học của cơ hệ 3DOF với kích thích của mặt đường điều hòa bao gồm ba phương trình vi phân cấp 2 được viết dưới dạng ma trận như ở (5) được giải bằng phương pháp số sử dụng ngôn ngữ lập trình Matlab, theo sơ đồ Hình 4. Trong đó, hàm “State Space Equation” là hệ phương trình động lực học (5) được viết dưới dạng không gian biến trạng thái, hàm “ODE45 Function” thực hiện giải phương trình vi phân. Kết quả thu được sau khi giải phương trình vi phân là chuyển vị x và vận tốc \dot{x} của các phần tử khối lượng. Giá trị x và \dot{x} sau đó được dùng để tính gia tốc \ddot{x} theo (5).



Hình 4: Mô hình tính toán số

Tần số tự nhiên

Tần số tự nhiên của các phần tử khối lượng trong cơ hệ được tính dựa trên trị riêng λ ma trận [A] (6) của mô hình không gian trạng thái dạng ma trận (7).

$$\det(\lambda I_6 - [A]) = 0 \tag{6}$$

$$\begin{cases} \dot{X} = [A][X] + [B]u \\ X = [C][X] + [D]u \end{cases} \tag{7}$$

Mô hình động lực học đa vật thể - MBD model

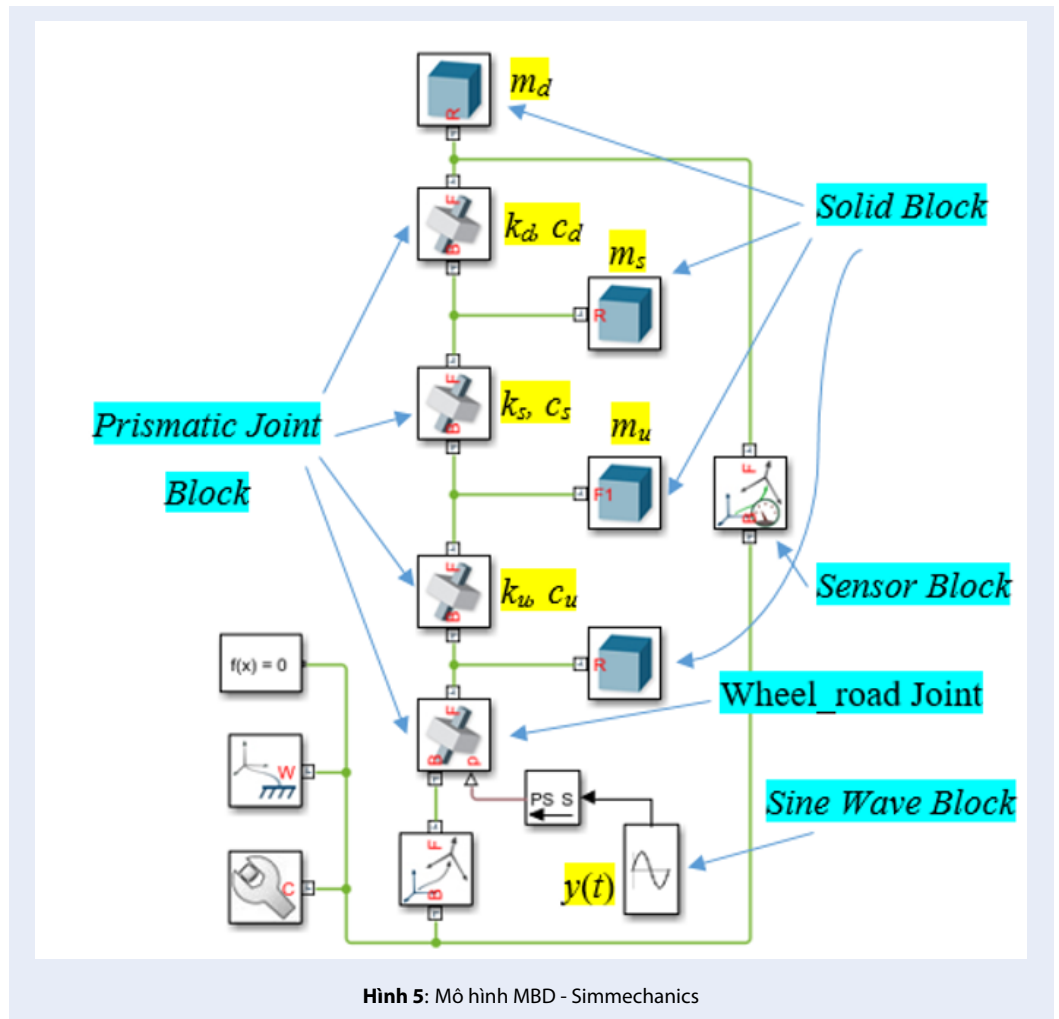
Mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF Hình 1 được mô hình hóa bằng mô hình MBD sử dụng Matlab Simmechanics, Hình 5. Các thông số đầu vào theo Bảng 1, kích thích mặt đường $y(t)$ theo phương trình (1).

Các phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d được mô hình hóa thành các khối “Solid” tương ứng. Các phần tử đàn hồi - giảm chấn ở bánh xe (k_u, c_u), hệ thống treo xe (k_s, c_s) và ghế người lái (k_d, c_d) được mô hình hóa bằng khối “Prismatic Joint”. Các phần tử khối lượng “Solid” khi liên kết với “Prismatic Joint” chỉ chuyển động theo phương đứng. Vị trí cân bằng của các phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d ở trạng thái tĩnh Hình 5 được thiết lập ở khối “Prismatic Joint” theo thông số tỉ lệ giữa tổng trọng lượng đặt lên phần tử tương ứng độ cứng của phần tử đàn hồi đó, Bảng 2. Kích thích điều hòa tác dụng $y(t)$ được mô hình hóa bằng khối “Sine Wave” với các thông số kỹ thuật của tín hiệu theo (1). Gia tốc ghế người lái và chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế ($x_d - x_s$) theo thời gian được xác định thông qua các khối cảm biến “Sensor” với mốc đo tại vị trí cố định cân bằng ban đầu.

Mô hình phần tử hữu hạn - FEM model

Mô hình cơ hệ được mô hình hóa bằng mô hình FEM sử dụng Ansys APDL, Hình 6. Tương tự mô hình MBD, các thông số kỹ thuật đầu vào của mô hình FEM được lấy theo Bảng 1 và thông số kích thích mặt đường $y(t)$ được lấy theo (1).

Các phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d và điểm liên kết giữa bánh xe - mặt đường được thiết lập bởi tương ứng với 4 keypoint. Các keypoint mô hình hóa các phần tử khối lượng bằng loại phần tử “Mass21” của APDL. Nối giữa 4 keypoint là 3 line, các line này mô hình hóa bằng loại phần tử “Combine14” để mô tả lần lượt các phần tử đàn hồi - giảm chấn $k_u, k_s, k_d, c_u, c_s, c_d$. Điều



Bảng 2: Vị trí cân bằng

Vị trí liên kết	Vị trí cân bằng
Bánh xe	$(m_u + m_s + m_d).g/k_w$
Hệ thống treo xe	$(m_s + m_d).g/k_s$
Hệ thống treo ghế người lái	$m_d.g/k_d$

kiện biên về chuyển vị tại các keypoint được thiết lập theo tính chất chuyển động của mô hình động lực học $\frac{1}{4}$ xe. Trong đó, các keypoint mô tả phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d cũng như keypoint liên kết bánh xe – mặt đường chỉ cho phép chuyển vị theo phương thẳng đứng y , chuyển vị theo phương ngang x và chuyển vị xoay quanh trục z được khóa cứng. Kích thích đầu vào tác dụng tại keypoint liên kết giữa bánh xe và mặt đường là chuyển vị theo phương đứng $y(t)$ theo (1).

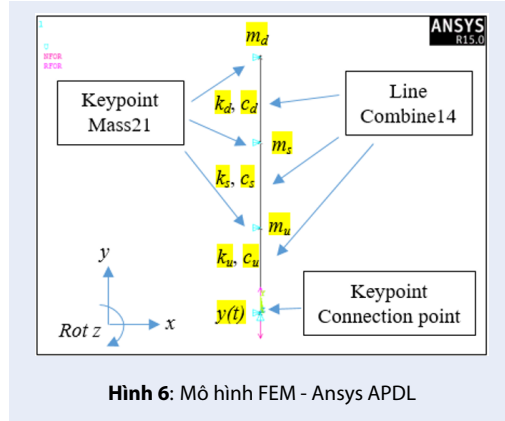
KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Đáp ứng tại một giá trị tần số

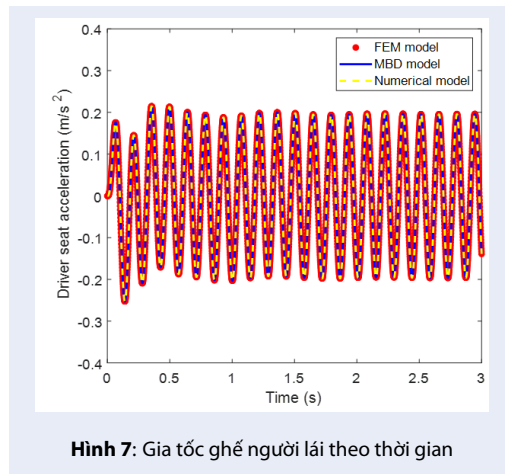
Gia tốc ghế người lái

Tính toán được thực hiện với cả 3 mô hình tính toán mô phỏng như ở mục 3, tại một giá trị của hàm kích thích điều hòa $f=7$ (Hz), hệ thống treo ghế ngồi có tần số tự nhiên $f_n=2,5$ (Hz), và tỉ lệ giảm chấn $\xi = 0,3$.

Gia tốc của ghế người lái theo thời gian thu được với 3 phương pháp tính toán trên là như nhau, Hình 7. Gia tốc ghế người lái phù hợp theo đặc tính dao động của mô hình $\frac{1}{4}$ xe khi chịu kích thích điều hòa $y(t)$ ⁶. Theo đó, gia tốc bất ổn định ở thời điểm đầu tiên do cơ hệ



Hình 6: Mô hình FEM - Ansys APDL



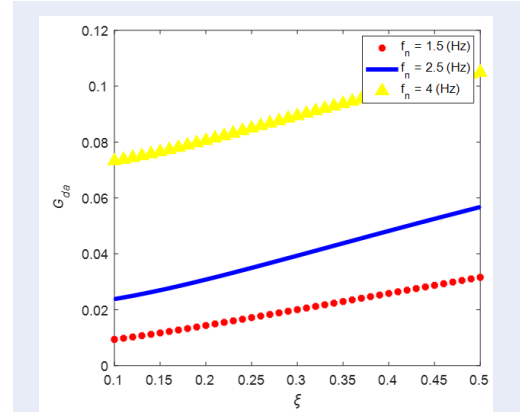
Hình 7: Gia tốc ghế người lái theo thời gian

đột ngột chịu kích thích từ trạng thái cân bằng, sau đó đạt trạng thái ổn định và dao động tuần hoàn với tần số bằng tần số kích thích đầu vào. Cụ thể, ở trạng thái ổn định, gia tốc ghế người lái, Hình 7 có biên độ xấp xỉ 0,2 (m/s²) dao động với tần số 7 (Hz).

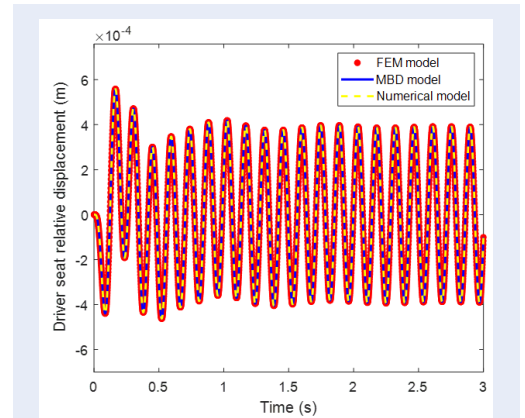
Biến thiên đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} theo giá trị tần số tự nhiên hệ thống treo ghế $f_n = 1,5$ (Hz), $f_n = 2,5$ (Hz) và $f_n = 4$ (Hz) trong miền tỉ lệ giảm chấn ξ từ 0,1 đến 0,5, với tần số kích thích $f=7$ (Hz) được tổng hợp Hình 8. Với cùng tỉ lệ giảm chấn ξ , giá trị G_{da} tăng dần tương ứng theo tần số tự nhiên hệ thống treo. Tương tự, khi xét cùng tần số tự nhiên hệ thống treo ghế f_n , hệ thống treo ghế có tỉ lệ giảm chấn ξ càng lớn giá trị đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} cũng càng lớn.

Chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế người lái

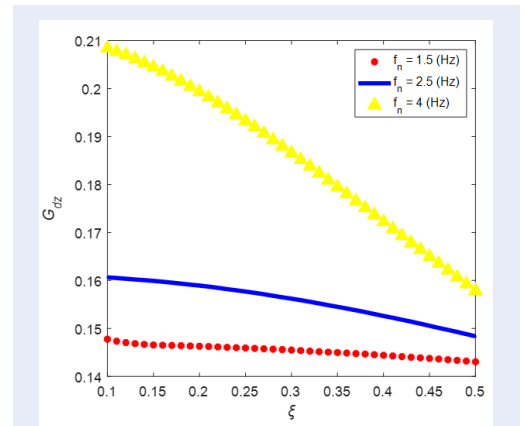
Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế theo thời gian thu được, Hình 9, với cả 3 phương pháp tính toán không có sự khác biệt. Chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế biến thiên cùng đặc tính với tín hiệu



Hình 8: Đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} trong miền ξ



Hình 9: Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế theo thời gian



Hình 10: Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} trong miền ξ

gia tốc, dao động mạnh ở thời điểm ban đầu và ổn định tuần hoàn với tần số bằng tần số kích thích.

Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} theo giá trị tần số tự nhiên $f_n = 1,5$ (Hz), $f_n = 2,5$ (Hz) và $f_n = 4$ (Hz) trong miền tỉ lệ giảm chấn ξ từ 0,1 đến 0,5, với tần số kích thích $f=7$ (Hz), Hình 10. Với cùng tần số tự nhiên hệ thống treo ghế f_n , tỉ lệ giảm chấn ξ càng lớn, giá trị đáp ứng chuyển vị tương đối G_{dz} càng nhỏ. Với cùng tỉ lệ giảm chấn ξ , giá trị G_{dz} tăng dần tương ứng theo tần số tự nhiên hệ thống treo.

Đáp ứng trong miền tần số

Quá trình khảo sát đáp ứng gia tốc G_{da} , và chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} , SEAT trong miền tần số đòi hỏi lặp lại nhiều lần việc giải các mô hình tính toán trên. Ở mỗi bước giải thứ i^h , tương ứng với mỗi giá trị tần số kích thích, giá trị G_{dai} , G_{dzi} , $SEAT_i$ thu được, tổng hợp lại thành mảng giá trị G_{da} , G_{dz} , $SEAT$ mô tả đáp ứng trên miền tần số. Nếu chỉ dùng mô hình MBD và FEM đơn thuần, việc thu thập dữ liệu với số lượng lớn lần lặp lại như trên là không thể mà đòi hỏi phải có sự hỗ trợ của ngôn ngữ lập trình Matlab Code và Ansys APDL. Hơn nữa, thời gian tính sẽ tăng nhiều lần khi sử dụng phương pháp MBD model và FEM model so với Numerical model.

Đáp ứng trong miền tần số kích thích của gia tốc ghế người lái G_{da} , chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} và khả năng cách li rung động SEAT tương ứng với mỗi phương pháp MBD model, Numerical model và FEM model được thực hiện theo 2 trường hợp:

+ Trường hợp 1: Cố định tỉ lệ giảm chấn hệ thống treo ghế $\xi = 0,3$ và khảo sát với giá trị tần số tự nhiên ghế người lái: $f_{n1} = 1,5$ (Hz), $f_{n2} = 2,5$ (Hz) và $f_{n3} = 4$ (Hz).

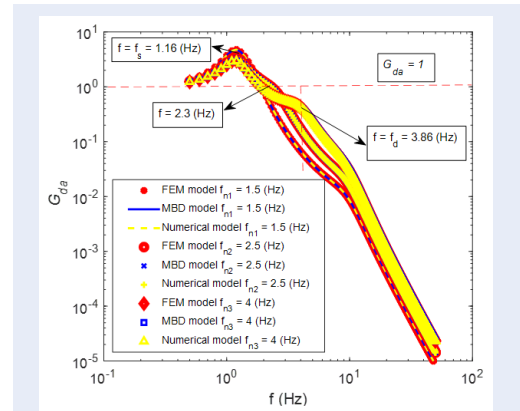
+ Trường hợp 2: Cố định tần số tự nhiên hệ thống treo ghế người lái $f_n = 2,5$ (Hz) và khảo sát với tỉ lệ giảm chấn $\xi_1 = 0,1$, $\xi_2 = 0,3$, $\xi_3 = 0,5$.

Tần số tự nhiên của các phần tử khối lượng

Kết quả tần số tự nhiên có giảm chấn f_u, f_s, f_d tương ứng của các phần tử khối lượng m_u, m_s, m_d của mô hình không gian trạng thái phương trình (6) và tính theo chế độ “Modal” được hỗ trợ trong mô hình FEM bằng Ansys APDL không khác biệt, được tổng hợp theo Bảng 3.

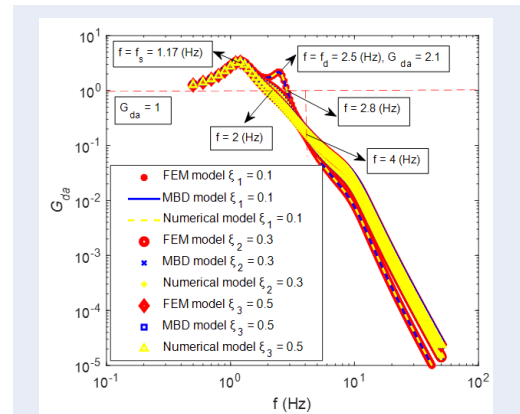
Gia tốc ghế người lái

Đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} trong miền tần số kích thích không khác biệt với 3 phương pháp tính toán mô phỏng trong cả 2 trường hợp khảo sát, Hình 11 và 12. Đáp ứng gia tốc ghế người lái theo tần số kích thích G_{da} có 3 đỉnh cực trị tại các tần số f_u, f_s, f_d lần lượt tương ứng với tần số tự nhiên của các phần



Hình 11: Đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} trong miền tần số

tử khối lượng m_u, m_s, m_d theo bảng 4. Giá trị G_{da} lớn nhất ở tần số cộng hưởng của hệ thống treo xe f_s . Với tần số kích thích của mặt đường tác dụng thuộc khoảng từ 0,5 đến 2,3 (Hz), giá trị G_{da} luôn lớn hơn 1, tương ứng gia tốc truyền lên ghế người lái bị khuếch đại, Hình 11. Tuy nhiên, ngoài vùng tần số này đáp ứng gia tốc truyền lên cơ thể người được cắt giảm đáng kể theo sự tăng dần của tần số kích thích, phù hợp với kết quả các nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm^{17,20}. Giá trị G_{da} cực đại tại tần số lớn nhất với $f_{n1} = 1,5$ (Hz), giảm dần tương ứng theo $f_{n2} = 2,5$ (Hz), $f_{n3} = 4$ (Hz). Theo chiều tăng của tần số kích thích f , từ đỉnh cực trị tại tần số cộng hưởng $f_d = 3,86$ (Hz) với $f_{n3} = 4$ (Hz), giá trị G_{da} luôn lớn nhất và giảm dần tương ứng theo $f_{n2} = 2,5$ (Hz), $f_{n1} = 1,5$ (Hz).



Hình 12: Đáp ứng gia tốc ghế người lái G_{da} trong miền ξ

Xét trường hợp 2, Hình 12, với $\xi_2 = 0,3$, $\xi_3 = 0,5$, tần số kích thích f [0,5÷2] (Hz) và $\xi_1 = 0,1$, tần số

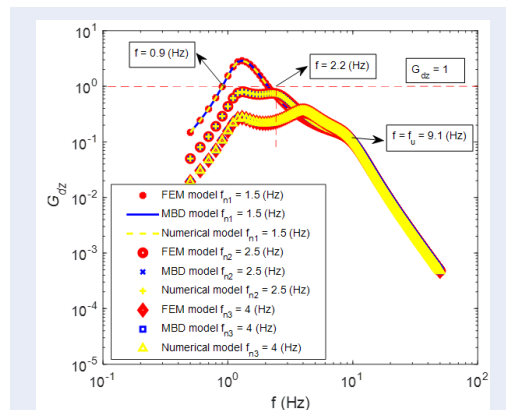
Bảng 3: Tần số tự nhiên có giảm chấn của các phần tử khối lượng

ξ, f_n	Tần số tự nhiên có xét giảm chấn		
	f_d	f_s	f_u
ξ, f_{n1}	1,4701	1,1523	9,0662
ξ, f_{n2}	2,4157	1,1688	9,0658
ξ, f_{n3}	3,8582	1,1711	9,0649
ξ_1, f_n	2,5219	1,1695	9,0662
ξ_3, f_n	2,1874	1,1685	9,0655

kích thích f [0,5÷2,8] (Hz), giá trị G_{da} luôn lớn hơn 1. Ngoài vùng tần số trên, gia tốc truyền lên cơ thể người được cắt giảm theo chiều tăng tần số kích thích. Tại tần số cộng hưởng f_s xấp xỉ 1,17 (Hz), giá trị cực đại G_{da} tương ứng với $\xi_1 = 0,1, \xi_2 = 0,3, \xi_3 = 0,5$ xấp xỉ bằng nhau. Tại tần số cộng hưởng $f_d = 2,5$ (Hz) với $\xi_1 = 0,1$, giá trị cực trị G_{da} xấp xỉ 2 lần so với cực trị tại $f_d = 2,4$ (Hz) với $\xi_1 = 0,3$ và $f_d = 2,18$ (Hz) với $\xi_3 = 0,5$. Trong vùng tần số kích thích f [4÷50] (Hz), giá trị G_{da} với $\xi_3 = 0,5$ luôn lớn nhất và giảm dần theo $\xi_2 = 0,3, \xi_1 = 0,1$.

Chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế

Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} theo tần số kích thích, Hình 13 và 14 không khác biệt giữa 3 phương pháp Numerical model, MBD model và FEM model trong cả 2 trường hợp khảo sát, đồng thời cũng có 3 đỉnh cực trị tại các tần số f_u, f_s, f_d theo bảng 4.



Hình 13: Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} trong miền tần số kích thích

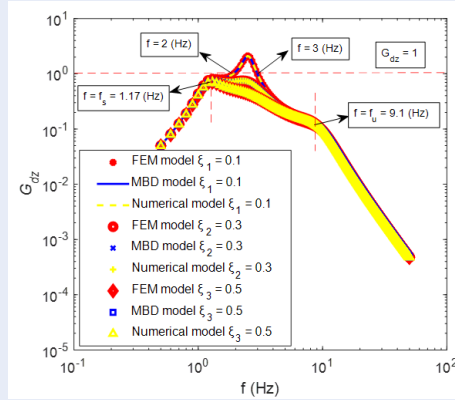
Xét trường hợp 1, Hình 13, với $f_{n2} = 2,5$ (Hz), $f_{n3} = 4$ (Hz) giá trị G_{dz} luôn nhỏ hơn 1 hay chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế người lái luôn nhỏ hơn kích thích đầu vào y trên cả miền tần số kích thích. Tuy

nhiên, với $f_{n1} = 1,5$ (Hz), trong vùng tần số kích thích f [0,9÷2,2] (Hz), G_{dz} luôn lớn hơn 1 hay chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế luôn lớn hơn kích thích đầu vào y . Trong vùng tần số kích thích f [0,5÷2,2] (Hz), quanh tần số cộng hưởng hệ thống treo xe f_s , với cùng tần số kích thích, giá trị G_{dz} tăng dần theo $f_{n3} = 4$ (Hz), $f_{n2} = 2,5$ (Hz), $f_{n1} = 1,5$ (Hz). Từ tần số cộng hưởng phần không được treo f_u xấp xỉ 9,1 (Hz), theo chiều tăng của tần số kích thích f , giá trị G_{dz} xấp xỉ bằng nhau với cả 3 tần số tự nhiên $f_{n1} = 1,5$ (Hz), $f_{n2} = 2,5$ (Hz) và $f_{n3} = 4$ (Hz).

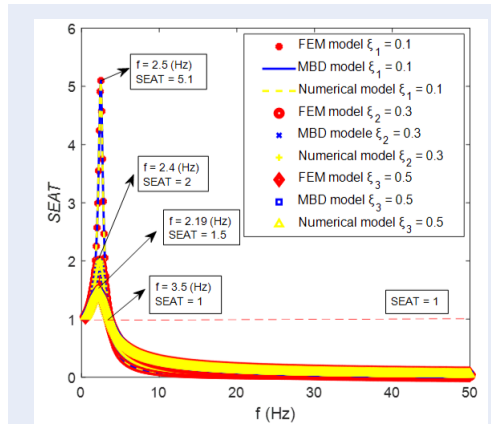
Xét trường hợp 2, Hình 14, cho thấy với $\xi_2 = 0,3, \xi_3 = 0,5$ giá trị G_{dz} luôn nhỏ hơn 1 hay chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế người lái luôn nhỏ hơn kích thích đầu vào y trên cả miền tần số kích thích. Với $\xi_1 = 0,1$ trong vùng tần số kích thích f [2÷3] (Hz) Hình 14, G_{dz} luôn lớn hơn 1 hay chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế luôn lớn hơn kích thích đầu vào y . Trong vùng tần số kích thích f [1,17÷9,1] (Hz) quanh tần số cộng hưởng hệ thống treo ghế f_d , với cùng tần số kích thích giá trị G_{dz} tăng dần theo $\xi_3 = 0,5, \xi_2 = 0,3, \xi_1 = 0,1$. Ở các vùng tần số kích thích còn lại [0,5÷1,17] (Hz) và [9,1÷50] (Hz) giá trị G_{dz} xấp xỉ bằng nhau với cả 3 tỉ lệ giảm chấn $\xi_1 = 0,1, \xi_2 = 0,3, \xi_3 = 0,5$.

Khả năng cách li rung động hệ thống treo ghế (SEAT)

Xét trường hợp 1, Hình 15, với $f_{n1} = 1,5$ (Hz), $f_{n2} = 2,5$ (Hz), $f_{n3} = 4$ (Hz) lần lượt tương ứng với vùng tần số kích thích f [0,5÷2,1] (Hz), [0,5÷3,5] (Hz), [0,5÷5,6] (Hz) giá trị SEAT luôn lớn hơn 1. Theo đó, với cùng tỉ lệ giảm chấn, hệ thống treo ghế có tần số tự nhiên càng lớn thì vùng tần số kích thích gây khuếch đại càng rộng. Giá trị SEAT đạt cực đại tại tần số cộng hưởng hệ thống treo ghế f_d (Hz), bảng 4, với độ lớn SEAT xấp xỉ 2. Đồng nghĩa với việc gia tốc kích thích từ sàn xe khi qua hệ thống treo ghế bị khuếch đại lên lớn nhất xấp xỉ 100% giá trị ban đầu. Tuy nhiên, trong vùng tần số từ 5,6 (Hz) trở đi hệ thống treo ghế cách li rung động hiệu quả khi giá trị SEAT luôn bé hơn 1 với

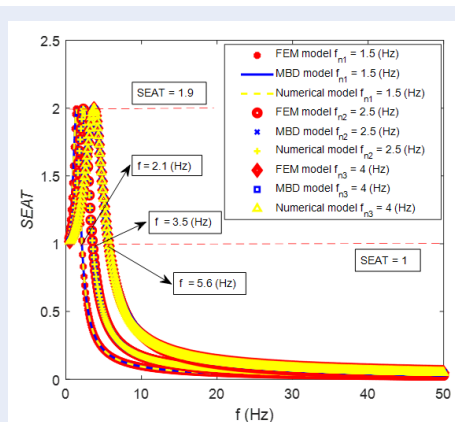


Hình 14: Đáp ứng chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế G_{dz} trong miền tần số kích thích



Hình 16: Khả năng cách li rung động của hệ thống treo ghế SEAT trong miền tần số kích thích

cả 3 tần số tự nhiên khảo sát. Đặc biệt là trong vùng tần số dưới 10 (Hz), $SEAT < 0,5$, hơn 50% giá trị gia tốc được cắt giảm. Việc cách li kém các rung động ở tần số thấp dưới 3,5 (Hz) và hiệu quả ở vùng tần số cao trên 10 (Hz) là đặc điểm chung của hầu hết các loại hệ thống treo ghế bị động hiện nay, điều này cho thấy mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF đang cho kết quả đánh giá tương đồng với các nghiên cứu thực nghiệm²¹.



Hình 15: Khả năng cách li rung động của hệ thống treo ghế SEAT trong miền tần số kích thích

Xét trường hợp 2, Hình 16, với $\xi_1 = 0,1$, $\xi_2 = 0,3$, $\xi_3 = 0,5$, tần số kích thích $f [0,5 \div 3,5]$ (Hz), giá trị SEAT luôn lớn hơn 1 và đạt cực đại tại tần số cộng hưởng hệ thống treo ghế f_{di} (Hz), bảng 4, với độ lớn SEAT lần lượt xấp xỉ 5,1, 2, 1,5. Theo đó, cùng tần số tự nhiên, hệ thống treo ghế với tỉ lệ giảm chấn càng lớn sẽ có giá trị SEAT cực đại càng nhỏ. Giá trị SEAT cực đại với $\xi_1 = 0,1$ tương ứng gấp 2,5 và 3,5 lần giá trị SEAT cực đại với $\xi_2 = 0,3$, $\xi_3 = 0,5$.

KẾT LUẬN

Tính toán mô phỏng giải bài toán dao động xe buýt sử dụng mô hình $\frac{1}{4}$ xe 3DOF dưới kích thích điều hòa đã được thực hiện theo 3 phương pháp sử dụng các mô hình gồm: tính toán số (Numerical model); động lực học đa vật thể (MBD model); phần tử hữu hạn (FEM model). Kết quả tính toán được phân tích gồm đáp ứng gia tốc ghế người lái, chuyển vị tương đối hệ thống treo ghế, khả năng cách li rung động của hệ thống treo ghế trên miền tần số kích thích với hai trường hợp khảo sát của tần số tự nhiên f_n và tỉ lệ giảm chấn hệ thống treo ξ . Các thông số dao động ghế ngồi người lái xe buýt thu được bằng ở 3 phương pháp tính toán mô phỏng không có sự khác biệt.

Trong quá trình xây dựng mô hình và phân tích kết quả, nghiên cứu cho thấy được đặc điểm của mỗi phương pháp tính toán mô phỏng cho bài toán phân tích dao động ghế ngồi người lái. Với phương pháp sử dụng mô hình tính toán số - Numerical model, cần phải xác định được mô hình toán học phức tạp, và khả năng sử dụng ngôn ngữ lập trình để giải hệ phương trình vi phân. Tuy nhiên, quá trình truy xuất, tổng hợp kết quả tính toán khi khảo sát đáp ứng trên miền tần số được thực hiện nhanh chóng hơn so với MBD model và FEM model. Hơn nữa, với các tính toán chuyên sâu và phức tạp hơn của bài toán dao động ô tô cụ thể là các bài toán trong đó các bộ phận đàn hồi, giảm chấn là phi tuyến thì tính ưu việt của phương pháp Numerical model lại càng thể hiện rõ hơn, và thậm chí với 2 phương pháp MBD model và FEM model thì việc giải các bài toán phi tuyến vẫn còn nhiều hạn chế không chỉ ở thời gian tính toán mà còn tùy thuộc vào chức năng có sẵn của các công cụ trong phần mềm sử dụng.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số (C2021-20-08)

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Bài báo này là sản phẩm chung của nhóm tác giả, kết quả thu được, và kết luận trong bài báo thể hiện quan điểm chung của nhóm tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu.

ĐÓNG GÓP CỦA CÁC TÁC GIẢ

Các công việc cụ thể của từng tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu:

Trần Hữu Nhân: cơ sở lý thuyết và phương pháp tính toán, phân tích phân tích kết quả tính toán mô phỏng, hiệu chỉnh nội dung và hoàn thiện bài báo.

Phạm Ngọc Đại: xác định các thông số cần thiết trong quá trình tính toán, thực hiện xây dựng các mô hình và tính toán mô phỏng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Maciejewski I, Kiczowski T, Krzyzynski T. Application of the Pareto-optimal approach for selecting dynamic characteristics of seat suspension systems. *Veh Syst Dyn Int J Veh Mech Mob.* 2011;49(12):1929-50; Available from: <https://doi.org/10.1080/00423114.2011.560270>.
2. International Organization for Standardization (ISO). Mechanical vibration and shock - evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements. Standard no. ISO 2631-1: Vol. 1997. Geneva, Switzerland: ISO; 1997;.
3. Maciejewski I, Meyer L, Krzyzynski T. Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties. *J Sound Vib.* 2009;324(3-5):520-38; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.02.021>.
4. Jazar RN. *Vehicle dynamics: theory and applications.* Springer; 2008. p. 842-50; Available from: <https://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1>.
5. Gillespie TD. *Fundamentals of vehicle dynamics* Society of Automotive Engineer. Inc. 1992:237-74; Available from: <https://doi.org/10.4271/R-114>.
6. Nhan TH. Động lực học ứng dụng trong ô tô, mô hình hóa và tính toán mô phỏng. *VNUHCM.* 2022:97-170;.
7. Khot SM, Yelve N. Modeling and response analysis of dynamic systems by using ANSYS and MATLAB. *J Vib Control.* 2010;17(6):953-8; Available from: <https://doi.org/10.1177/1077546310377913>.
8. Agostinacchio M, Ciampa D, Olita S. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements - a MATLAB approach. *Eur Transp Res Rev.* 2014;6(3):267-75; Available from: <https://doi.org/10.1007/s12544-013-0127-8>.
9. Türkay S, Akçay H. A study of random vibration characteristics of the quarter-car model. *J Sound Vib.* 2005;282(1-2):111-24; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2004.02.049>.
10. Dai J, Gao W, Zhang N. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty. *J Mech Sci Technol.* 2011;25(5):1221-9; Available from: <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0308-0>.
11. Reza zadeh A, Moradi H. Design of optimum vibration absorbers for a bus vehicle to suppress unwanted vibrations against harmonic and random road excitations. *Sci Iran.* 2021;28(1):241-54;.
12. Nhan TH. Suspension optimization analysis of a quarter car dynamic system model The 2nd International Conference on Automotive Technology, Engine and Alternative Fuels HCMUT, VNUHCM; 2012;.
13. Segla S, Tršović N. Modeling and optimization of passive seat suspension. *A J Mech Eng.* 2013;1(7):407-11;.
14. Khot SM, Yelve N, Iyer R. Extraction of system model from finite Element model and simulation study of active vibration control. *Adv Vib Eng.* 2012;11(3):259-80;.
15. Nhan TH, Dai PN, Kiet TT. 'Vehicle Vertical Dynamics Analysis by The 7DOF 3D Model Using Matlab Simmechanics,' The 16th Seatuc Proceedings; 2022. p. 106-11;.
16. Nhan TH, Lam TQ, Duc T, Van Nguyen N. Vertical dynamic analysis of tractor semitrailer by MATLAB/Simmechanics. *J Transp Sci Technol.* 2019;31;.
17. Sekulić D, Dedović V. The effect of stiffness and damping of the suspension system elements on the optimisation of the vibrational behaviour of a bus. *Int J Traffic Transp Eng.* 2011;1(4):231-44;.
18. Ning D, Sun S, Zhang J, Du H, Li W, Wang X. An active seat suspension design for vibration control of heavy-duty vehicles. *J Low Freq Noise Vib Act Control.* 2016;35(4):264-78; Available from: <https://doi.org/10.1177/0263092316676389>.
19. Sun SS, Ning DH, Yang J, Du H, Zhang SW, Li WH. A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles. *Smart Mater Struct.* 2016;25(10); Available from: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/25/10/105032>.
20. Paddan GS, Griffin MJ. Evaluation of Whole-body vibration in vehicles. *J Sound Vib.* 2002;253(1):195-213; Available from: <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4256>.
21. Heidarian A, Wang X. Review on seat suspension system technology development. *Appl Sci.* 2019;9(14); Available from: <https://doi.org/10.3390/app9142834>.

Application of simulation methods on vibration analysis of a bus driver seat using the quarter car 3DOF model subjected under harmonic excitation

Huu Nhan Tran*, Ngoc Dai Pham



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

Department of Automotive Engineering,
Faculty of Transportation Engineering,
Ho Chi Minh City University of
Technology (HCMUT) – Vietnam
National University Ho Chi Minh City,
268 Ly Thuong Kiet, District 10, Ho Chi
Minh City, Vietnam

Correspondence

Huu Nhan Tran, Department of
Automotive Engineering, Faculty of
Transportation Engineering, Ho Chi Minh
City University of Technology (HCMUT) –
Vietnam National University Ho Chi Minh
City, 268 Ly Thuong Kiet, District 10, Ho
Chi Minh City, Vietnam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

History

- Received: 06-01-2023
- Accepted: 03-8-2023
- Published Online: 108-9-2023

DOI : <https://doi.org/10.32508/stdjet.v6i2.1074>



Copyright

© VNUHCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



ABSTRACT

Vibration of bus driver's seat subjected under harmonic excitation, 3DOF (3 degrees of freedom) dynamic model is employed to carry out the calculation by 3 simulation methods. Mathematical model - numerical using Matlab programming language (Numerical model), Multi Body Dynamics (MBD) using Matlab Simmechanics tool (MBD model) and finite element model using Ansys APDL (FEM model) are employed. The strengths and limitations of each method are analyzed through the process of building models and retrieving the resulting data. The evaluation indexes include the response of driver's seat acceleration, response of the seat suspension's relative displacement and the seat suspension's vibration isolation ability according to two investigated cases of natural frequency and damping ratio. The obtained results from all 3 methods have no difference and the evaluation indexes are suitable according to the studies on vehicle vibration response. The Numerical model method requires the user to perform complex mathematical modeling. The MBD model method using Matlab Simmechanics is simpler, using built-in function blocks, requiring declarations to establish the exact initial equilibrium position of the mass elements. The FEM model method using Ansys APDL with keypoints and lines describing the model elements requires precise setting of the displacement of each keypoint. However, both the MBD and FEM model methods are only effective when investigating the response in the time domain for a particular instance of the excitation frequency. When analyzing the response in the frequency domain, which requires accessing and synthesizing data of many cases in the investigated frequency range, these two methods have many limitations in the calculation process, specifically, in performing complex computations with many loops and variables. Solving problems also takes longer than numerical method using mathematical model. The obtained results are analyzed in the time domain, frequency domain, and the value domain of the driver's seat suspension parameters. This result serves as a basis for developing the design of the driver's seat suspension system with nonlinear spring and shock absorber, and the selection of a calculation method suitable for each problem in the field of vehicle vibration.

Key words: Bus driver seat vibration, Harmonic excitation, Numerical model, MBD model, FEM model

Cite this article : Tran H N, Pham N D. **Application of simulation methods on vibration analysis of a bus driver seat using the quarter car 3DOF model subjected under harmonic excitation** . *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology* 2023, 6(2):1906-1916.