

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN ĐÁNH GIÁ ỒN RUNG XE SUV

APPLICATION OF FINITE ELEMENT METHOD TO ASSESS NOISE AND
VIBRATION OF SUV

Vũ Hải Quân*, Đinh Hoài Đức, Nguyễn Đức Hải

Trường Cơ khí – Ô tô, Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: quanvh@hau.edu.vn

TÓM TẮT

Một trong những yếu tố ảnh hưởng đáng kể đến trải nghiệm và sự thoải mái của người ngồi trên xe là tiếng ồn và độ rung động (NVH). Nghiên cứu này tập trung phân tích tiếng ồn với đối tượng SUV Mercedes G63 bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để mô phỏng mức áp suất âm thanh được tạo ra trong khoang ca bin với hai dạng kích thích đầu vào đặc trưng của địa hình giao thông tại Việt Nam. Kết quả cho thấy sự cộng hưởng giữa kết cấu thân vỏ và khối không khí trong xe đóng vai trò quan trọng trong việc gia tăng cường độ rung động, ảnh hưởng tiêu cực đến sự thoải mái của người lái.

Từ khóa: NVH; Rung ồn ô tô; Rung ồn thân vỏ; PTTH.

ABSTRACT

One of the factors that significantly affects the experience and comfort of vehicle occupants is noise and vibration (NVH). This study focuses on noise analysis with the SUV Mercedes G63 using the finite element method (FEM) to simulate the sound pressure level generated in the cabin with two types of input excitations typical of traffic terrain in Vietnam. The results show that the resonance between the body structure and the air mass in the vehicle plays an important role in increasing the intensity of vibration, negatively affecting the comfort of the driver.

Keywords: NVH; Car noise and vibration; Body noise and vibration; PTTH.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sự bùng nổ dân số và đô thị hóa dẫn đến nhu cầu gia tăng các phương tiện hiện đại như ô tô, đặc biệt là SUV với động cơ mạnh và khung gầm cao. An toàn và sự thoải mái của người lái là ưu tiên hàng đầu, với cải thiện sức khỏe và hiệu quả điều khiển xe SUV là yếu tố quan trọng trong giải quyết các vấn đề kinh tế, môi trường và giao thông. Độ ồn và rung từ kết cấu thân vỏ ảnh hưởng đến sức khỏe, khả năng tập trung của tài xế, tăng nguy cơ tai nạn, gây mệt mỏi, căng thẳng, và có thể làm hại đến cột sống, hệ thần kinh, hệ tiêu hóa và tim mạch [10], [11]. Nhiều quốc gia như EU, Nhật Bản, Mỹ, và Đức đã ban hành quy định nghiêm ngặt về mức độ ồn và rung cho phương tiện giao thông. Nghiên cứu về độ ồn rung giúp các nhà sản xuất tuân thủ quy định, tránh bị phạt và nâng cao thương hiệu, đồng thời thúc đẩy áp dụng công nghệ mới, cải thiện chất lượng xe.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên nhân ồn rung trên xe SUV

Rung động là sự dao động cơ học của thân xe do các yếu tố như động cơ, hệ thống treo và điều kiện đường. Tiếng ồn phát sinh từ động cơ, lốp xe, gió và các yếu tố bên ngoài [1]. Tiếp xúc lâu dài với rung và ồn có thể dẫn đến các vấn đề sức khỏe như đau đầu, mệt mỏi, căng thẳng và các vấn đề về thính giác [10], [11]. Rung động có thể ảnh hưởng đến hệ thần kinh và hệ tuần hoàn của người lái.

Rung và ồn có thể làm giảm khả năng tập trung và phản ứng của người lái, tăng nguy cơ tai nạn giao thông. Chất lượng lái xe có thể bị suy giảm do sự phân tâm và mệt mỏi do môi trường rung và ồn.

Các yếu tố ảnh hưởng đến rung và ồn trong ô tô [4] bao gồm động cơ và hệ thống truyền động, hệ thống treo và khung gầm, lốp xe, vật liệu và cấu trúc nội thất trong xe, hệ thống xả và hệ thống điều hòa không khí,...

Các yếu tố ảnh hưởng đến rung và ồn trong ô tô bao gồm kết cấu, hình dáng khí động học của xe và biên dạng mặt đường [3], [4].

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn và hàm truyền tiếng ồn

Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method - FEM) là một kỹ thuật số được sử dụng để xấp xỉ lời giải của các bài toán mô tả bằng phương trình vi phân đạo hàm riêng trên miền xác định có hình dạng phức tạp hoặc điều kiện biên đa dạng mà không thể giải chính xác bằng phương pháp giải tích.

Phương trình vi phân của chuyển động chịu tác dụng của các lực điều hòa được sử dụng cho các nhiệm vụ động học bao gồm việc xác định các đặc tính rung của xe: nói chung, phân tích NVH được xác định bởi tham số:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [B]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (1)$$

Trong đó:

$[M]$ là ma trận khối lượng; $[B]$ là ma trận giảm chấn; $[K]$ là ma trận độ cứng; $\{\ddot{u}(t)\}$ là vector cột của gia tốc nút dưới dạng hàm thời gian; $\{\dot{u}(t)\}$ là vector cột của tốc độ nút là hàm thời gian; $\{u(t)\}$ là vector cột của chuyển vị nút là hàm thời gian; $\{P(\omega)\}$ là lực điều hòa bên ngoài.

Phương trình động học kết cấu khung vỏ SUV dưới sự kích thích như sau:



$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t) \quad (2)$$

Trong đó: M – Ma trận khối lượng kết cấu; K – Ma trận độ cứng kết cấu; C – Ma trận độ cản; $\ddot{x}$ – Vector gia tốc nút; $\dot{x}$ – Vector vận tốc nút; $f(t)$ – Vector tải hàm biến thiên theo thời gian.

Phân tích dao động riêng giúp tính toán hình dạng dao động và tần số riêng của một hệ kết cấu. Tần số riêng của hệ phụ thuộc hoàn toàn vào độ cứng của kết cấu và khối lượng tham gia, bao gồm cả trọng lượng xe cùng với các điều kiện biên liên quan [1]. Khi loại bỏ tác động của ngoại lực và hệ số dập tắt dao động, phương trình dao động tự do được rút gọn thành:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

2.3. Phân tích rung động có lực kích thích trực tiếp

Trong phân tích phản ứng tần số trực tiếp, thông qua việc sử dụng đại số số phức để giải hệ phương trình ma trận tương tác, có thể tính toán được phản ứng kết cấu với tần số kích thích rời rạc. Bắt đầu bằng phương trình chuyển động rung động cưỡng bức có lực cản và kích thích sóng điều hòa.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = fe^{i\Omega t} \quad (4)$$

Trong đó: Ω – Tần số góc mà tại đó tải được áp dụng; f – Véc tơ tải; M – Ma trận khối lượng; C – Ma trận giảm chấn; K – ma trận độ cứng; $\ddot{u}, \dot{u}, u$ – Dịch chuyển phức, vận tốc, gia tốc.

Kích thích điều hòa được áp dụng có thể được giả định để tạo ra phản ứng điều hòa mà tại đó các đạo hàm của chúng được viết là:

$$u = ude^{i\Omega t} \quad (5)$$

Thay thế đáp ứng điều hòa giả định vào phương trình (4) và viết lại ma trận giảm chấn CC, ta được:

$$[K - \Omega^2 M + iGK + iC_{GE} + i\Omega C_l]de^{i\Omega t} = fe^{i\Omega t} \quad (6)$$

3. KẾT QUẢ

3.1. Mô hình PTHH thân vỏ xe SUV Mercedes G63

Chia lưới là bước nền tảng để thiết lập mô hình tính toán. Chất lượng của lưới trong mô hình ảnh hưởng đáng kể đến độ chính xác của kết quả mô phỏng, thậm chí có thể gây sai lệch trong quá trình phân tích và đánh giá. Do đó, việc chia lưới cho mô hình cần được thực hiện sao cho đảm bảo chất lượng lưới đạt mức tối ưu.



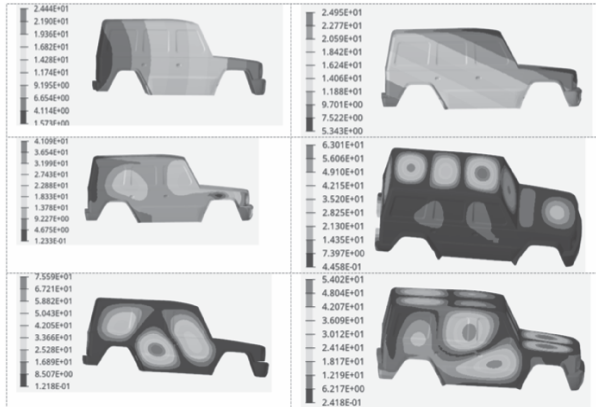
Hình 1. Mô hình phần xe SUV Mercedes G63 đã chia lưới thân vỏ



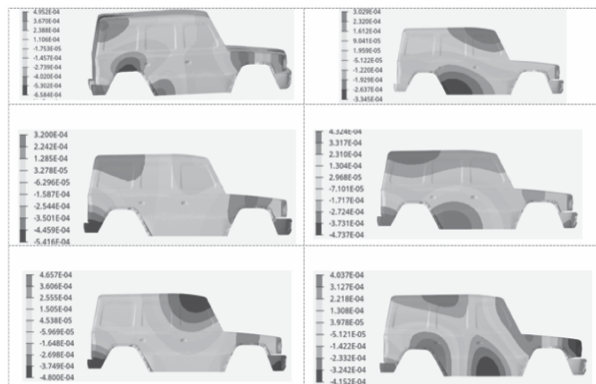
Hình 2. Chất lượng lưới của mô hình xe SUV Mercedes G63

3.2. Phân tích kết quả dao động riêng

Một số kết quả phân tích dao động riêng thân vỏ và khối không khí xe SUV Mercedes G63:



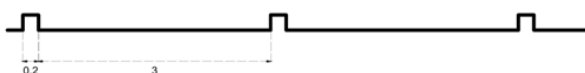
Hình 3. Kết quả phân tích dao động riêng thân vỏ SUV Mercedes G63



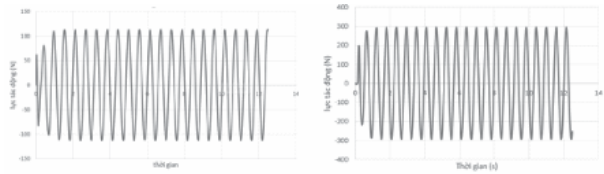
Hình 4. Kết quả phân tích dao động riêng khối không khí trong SUV Mercedes G63

3.3. Phân tích độ ồn tại vị trí người lái sau khi chịu kích thích của mặt đường với tần số điều hòa (Frequency response analysis)

$v = 4.17 \text{ m/s}$
 $s = 3.2 \text{ m}$
 $T = 0.77 \text{ s}$



Hình 5. Gờ giảm tốc lựa chọn khảo sát



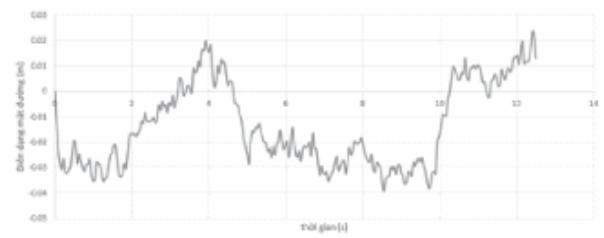
Cầu trước

Cầu sau

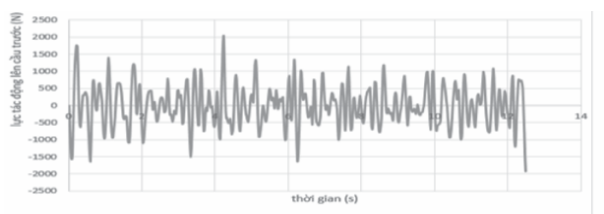
Hình 6. Lực tác động lên cầu trước và cầu sau của xe khi đi trên gờ giảm tốc

Từ kết quả lực kích thích tác động lên hai cầu trước và sau thu được trong thời gian 12.5s, có thể thấy lực tác động lên cầu trước và cầu sau của xe khi đi qua gờ giảm tốc có dạng dao động điều hòa. Biên độ dao động của cầu sau lớn hơn cầu trước, do đặc điểm hệ thống treo và phân bố trọng lượng xe. Cầu trước chịu tác động trước, sau đó mới đến cầu sau, có thể gây ra một độ trễ pha nhỏ. Biên độ dao động ban đầu lớn hơn và giảm dần theo thời gian, cho thấy hệ thống treo hấp thụ và giảm chấn hiệu quả.

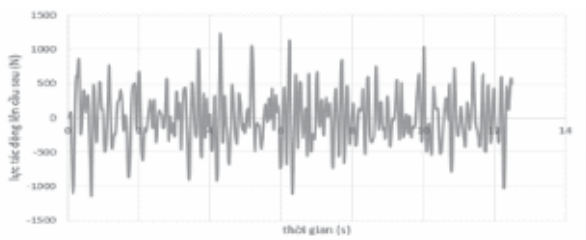
3.4. Phân tích độ ồn tại vị trí người lái sau khi xe đi trên mặt đường không bằng phẳng (Transient response analysis)



Hình 7. Biên độ mặt đường CD trong thời gian tối đa 12.5 giây

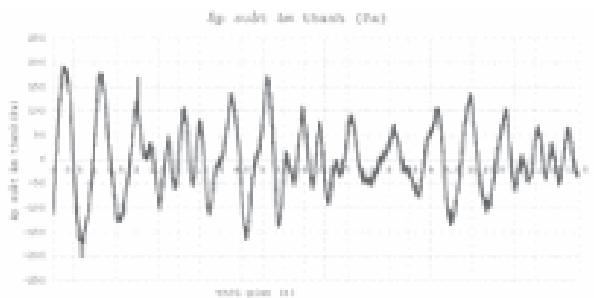


Hình 8. Lực kích thích từ mặt đường CD tác dụng lên cầu trước

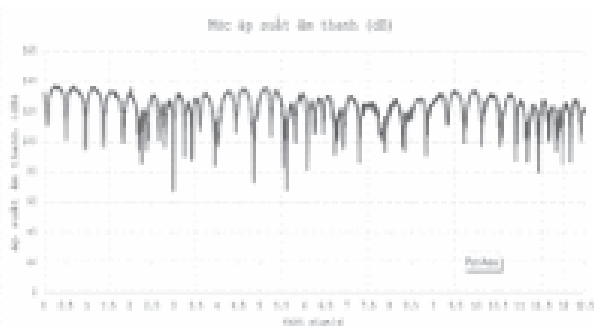


Hình 9. Lực kích thích từ mặt đường CD tác dụng lên cầu sau

Như vậy, ở khác với lực kích thích điều hòa từ gờ giảm tốc, lực kích thích do mặt đường CD tác động lên hai cầu có tính chất phức tạp và không điều hòa như khi xe đi qua gờ giảm tốc. Cụ thể, biên độ dao động của mặt đường CD thay đổi ngẫu nhiên theo thời gian, dẫn đến lực tác động lên cầu trước và cầu sau cũng có dạng nhiễu động không tuần hoàn, với biên độ dao động biến thiên mạnh. Điều này phản ánh tính chất ngẫu nhiên của mặt đường thực tế, khác với tác động có chu kỳ từ gờ giảm tốc.



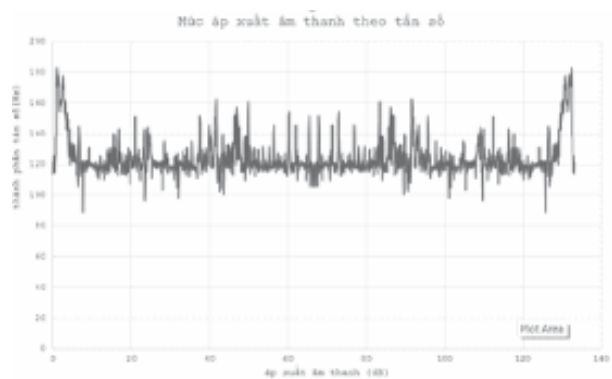
Áp suất âm thanh (Pa)



Áp suất âm thanh (dB)

Hình 10. Áp suất âm thanh thu được tại vị trí người lái trong tối đa 12.5 giây

Từ kết quả áp suất âm thanh thu được tại vị trí người lái (hình 10) có thể nhận thấy mức áp suất âm thanh khá cao dao động mạnh theo thời gian, với biên độ thay đổi không đều. Biểu đồ áp suất âm thanh (Pa) cho thấy tín hiệu có tính chất không điều hòa, phản ánh sự ảnh hưởng từ dao động trong khoang người lái. Trong khi đó, mức áp suất âm thanh (dB) duy trì ở mức cao với nhiều đỉnh và đáy, cho thấy sự biến đổi liên tục về cường độ âm thanh do kích thích mặt đường. Điều này có thể ảnh hưởng đến sự thoải mái của người lái, đặc biệt nếu mức độ dao động quá lớn hoặc kéo dài.



Hình 11. Mức áp suất âm thanh theo thành phần tần số

Có thể nhận thấy đối với dải tần số 0-200 Hz từ kích thích mặt đường, áp suất âm thanh có sự dao động đáng kể, với nhiều đỉnh và mức biến thiên không đồng đều. Đặc biệt, biên độ áp suất âm thanh có xu hướng tăng lên ở hai đầu dải tần số, cho thấy sự ảnh hưởng mạnh của rung động tần số thấp từ mặt đường đến môi trường âm thanh trong xe. Điều này có thể gây ra tiếng ồn khó chịu cho người lái, đặc biệt ở các tần số cộng hưởng với cấu trúc xe hoặc khoang lái.

4. NHẬN XÉT VÀ KẾT LUẬN

Kết quả mô phỏng cho thấy ảnh hưởng đáng kể của ồn và rung thân xe đối với người

lái, đặc biệt dưới tác động của mặt đường không bằng phẳng và gờ giảm tốc.

Mức áp suất âm thanh mô phỏng cao bởi tác động từ mặt đường, cơ chế truyền động và đặc tính cộng hưởng của thân xe. Lực kích thích từ mặt đường CD có biên độ dao động mạnh và ngẫu nhiên hơn so với lực điều hòa từ gờ giảm tốc, làm tăng độ rung của hệ thống treo và khung xe. Khi tần số rung động trùng với tần số cộng hưởng của thân xe, hiện tượng khuếch đại dao động xảy ra, dẫn đến mức áp suất âm thanh cao trong khoang lái. Ngoài ra, khoang lái hoạt động như một buồng cộng hưởng kín, khiến âm thanh dội lại và gia tăng độ ồn tổng thể, đặc biệt ở dải tần số thấp (0-200 Hz).

Để cải thiện vấn đề này, cần tối ưu hóa hệ thống treo để giảm thiểu rung động truyền lên thân xe, đồng thời gia cố khung xe để hạn chế cộng hưởng. Việc nâng cấp vật liệu cách âm, đặc biệt ở sàn xe, cửa và kính chắn gió, sẽ giúp giảm mức áp suất âm thanh trong khoang lái. Ngoài ra, điều chỉnh thiết kế nội thất nhằm hạn chế hiện tượng dội âm cũng là một giải pháp hiệu quả. Những cải tiến này không chỉ giúp giảm ồn và rung mà còn nâng cao sự thoải mái và giảm mệt mỏi cho người lái khi vận hành xe trong thời gian dài. ♦

Ngày nhận bài: 06/3/2025

Ngày phản biện: 27/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyen Quang Cuong, Nguyen Van Bang, Nguyen Thiet Lap, "Faculty of Mechanical Engineering". University of Transport and Communications.
- [2]. Lê Quỳnh Mai (2015), Luận án tiến sĩ "Nghiên cứu ồn khoang ô tô 29 chỗ sản xuất lắp ráp tại Việt Nam". Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [3]. Đinh Phước Thảo (2019), Luận văn thạc sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu mô phỏng dao động của ô tô khi xét đến mấp mô của mặt đường bằng phần mềm MATLAB". Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng.
- [4]. Nguyễn Đình Trường (2014), Luận văn thạc sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu và phân tích ảnh hưởng của rung động đối với mức tiếng ồn trong cabin ô tô 5 chỗ". Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [5]. Lại Huy Thiện (2020), Luận án tiến sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu giám sát rung động trên động cơ diesel tàu biển". Trường Đại học Hàng hải Việt Nam.
- [6]. Sidramappagoud Patil, G. U. Raju, Chetanakumar Chavan, "NVH Analysis of Car Cabin Compartment". July 2018 IJSDR | Volume 3, Issue 7, SSN: 2455-2631.
- [7]. A.Can, P.Aumond, "Estimation of road traffic noise emissions: The influence of speed and acceleration". Transportation Research Part D: Transport and Environment, Vols.58, pp.155-171, (2018). <https://doi.org/10.1016/j.trd.2017.12.002>.
- [8]. Y. De Kluizenaar, S. A. Janssen, F. J. Van Lenthe, H. M. E. Miedema, J. P. Mackenbach, "Long-term road traffic noise exposure is associated with an increase in morning tiredness". J. Acoust. Soc. Am. Vols.126, pp.626-633, (2009). <https://doi.org/10.1121/1.3158834>.
- [9]. L. Fredianelli, S. Carpita, G. Licitra, "A procedure for deriving wind turbine noise limits by taking into account annoyance". Science of the Total Environment, Vols.648, pp.728-736 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.08.107>.
- [10]. Wolfgang Babisch, Bernd Beule, Marianne Schust, Norbert Kersten, and Hartmut Ising, "Traffic noise and risk of myocardial infarction". Epidemiology, Vols.16, pp.33-44 (2005). <https://doi.org/10.1097/01.ede.0000147104.84424.24>.
- [11]. W. Babisch, H. Ising, J. E. Gallacher, D. S. Sharp, I. A. Baker, "Traffic noise and cardiovascular risk: the speedwell study, first phase. Outdoor noise levels and risk factors". Arch Environ Health, Vols.48, pp.401-405 (1993). <https://doi.org/10.1080/00039896.1993.10545961>.
- [12]. Elise Van Kempen, Wolfgang Babisch, "The quantitative relationship between road traffic noise and hypertension: A meta-analysis". J. Hypertens, Vols.30, pp.1075-1086 (2012).