

# PHÂN TÍCH RUNG ĐỘNG CỦA KẾT CẤU KHUNG VỎ Ô TÔ CON DƯỚI SỰ KÍCH THÍCH TỪ ĐỘNG CƠ

VIBRATION ANALYSIS OF THE CAR BODY STRUCTURE UNDER THE EFFECTS OF ITS ENGINE

Nguyễn Quang Cường\*,  
Nguyễn Văn Bang, Nguyễn Thiết Lập

## TÓM TẮT

Bài báo trình bày các mô hình phần tử hữu hạn để nghiên cứu đặc tính rung động riêng và rung động có kích thích của kết cấu khung vỏ ô tô con. Các đặc trưng rung động riêng được tính toán, mô phỏng trên phần mềm phần tử hữu hạn. Trên cơ sở phân tích rung động riêng, bài báo tiến hành tính toán, mô phỏng rung động của kết cấu khung vỏ dưới sự kích thích từ động cơ đặt trên xe. Thông qua các kết quả này có thể sơ bộ đánh giá được tính năng kết cấu của khung vỏ ô tô con, cũng như ảnh hưởng của kết cấu đến độ ồn bên trong xe.

**Từ khóa:** Kết cấu khung vỏ ô tô; Phân tích mô hình trạng thái; Phương pháp phần tử hữu hạn; Rung động khung vỏ ô tô; Tiếng ồn ô tô; Đánh giá kết cấu khung vỏ; Kích thích từ động cơ.

## ABSTRACT

The paper presents finite element models to study specific vibration and stimulated vibration characteristics of car body shell structure. Specific vibration characteristics are calculated and simulated on finite element software. Based on the analysis of specific vibration, the paper conducts calculations and simulations of vibration of the body structure under the stimulation of the engine placed on the vehicle. Through these results, it is possible to preliminarily assess the structural features of the car body, as well as the effect of the structure on the noise level inside the vehicle.

**Keywords:** Car body structure; Modal analysis; FEM; Car body vibration; Car noise; Car structure evaluation; Engine vibration effects.

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

Email: nqcuongoto@gmail.com

Ngày nhận bài: 05/05/2020

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 22/6/2020

Ngày chấp nhận đăng: 24/6/2020

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Độ ồn trong xe ô tô con phụ thuộc rất nhiều vào các đặc trưng kết cấu khung vỏ của xe. Mỗi kết cấu khung vỏ ô tô con có các đặc tính rung động riêng nhất định. Vì vậy, thông qua các tham số đặc trưng rung động riêng của kết cấu khung vỏ có thể đánh giá được tiếng ồn bên trong xe.

Trong quá trình ô tô chuyển động, kết cấu khung vỏ xe rung động do nhiều nguồn kích thích khác nhau. Các nguồn kích thích rung động gồm có: động cơ làm việc, hệ thống truyền lực, mặt đường không bằng phẳng, lốp xe,

ma sát giữa lực cản gió và vỏ xe khi ô tô chuyển động ở tốc độ cao,... Nếu tần số kích thích của các nguồn rung động này gần với tần số rung động riêng của khung vỏ xe, sẽ dẫn đến hiện tượng cộng hưởng, sinh ra rung động lớn và tiếng ồn tăng lên, thậm chí có thể phá hỏng kết cấu khung vỏ xe [1]. Để nâng cao tính an toàn, tính tiện nghi và độ tin cậy, cần phải tiến hành phân tích rung động của khung vỏ xe, từ đó tìm giải pháp giúp cho kết cấu có thể tránh được tần số kích thích cộng hưởng của các nguồn rung động.

Hiện nay, có ba phương pháp phân tích kết cấu khung vỏ xe: phương pháp phần tử hữu hạn [2]; phương pháp phân tích mô hình trạng thái thực nghiệm [3]; và phương pháp phân tích tổng hợp [4-6]. Trong đó phương pháp phân tích mô hình trạng thái sử dụng phần tử hữu hạn được ứng dụng phổ biến nhất. Thông qua phân tích các tham số của mô hình trạng thái, có thể tiến hành đánh giá khách quan đặc tính độ cứng và giảm chấn của kết cấu khung vỏ xe, cũng có thể sử dụng các kết quả đó để làm cơ sở tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ [7, 8].

Trong các nghiên cứu trước đây, các tác giả đã tiến hành mô phỏng rung động của khung vỏ ô tô khách [9], và phân tích rung động riêng của thân vỏ ô tô con [10].

Bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích, mô phỏng đặc tính rung động riêng và rung động khung vỏ ô tô con có kể đến kích thích động cơ, từ đó đánh giá sơ bộ kết cấu khung vỏ xe.

## 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG RIÊNG CỦA KẾT CẤU

Dưới sự kích thích hình sin, phương trình động học kết cấu khung vỏ ô tô khách:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \sin(\omega t) \tag{1}$$

Thực hiện biến đổi ta có:

$$[M_N]\{\ddot{x}_A\} + [C_N]\{\dot{x}_A\} + [K_N]\{x_A\} = \{Q_N\} \sin(\omega t) \tag{2}$$

Trong đó:

$[M_N] = [A]^T [M] [A]$  là ma trận riêng khối lượng.

$[C_N] = [A]^T [C] [A]$  là ma trận riêng giảm chấn.

$[K_N] = [A]^T [K] [A]$  là ma trận riêng độ cứng.

$[Q_N] = [A]^T [F]$  là véc tơ biên độ lực kích thích

$[M_N], [C_N], [K_N]$  đều là các ma trận đường chéo, hệ phương trình có n bậc tự do có nghiệm duy nhất  $\{X_A\}$ , có dạng:

$$\{X_A\} = [A_N]^{(1)}X_{N1} + \dots + [A_N]^{(i)}X_{Ni} + \dots + [A_N]^{(n)}X_{Nn} \quad (3)$$

Từ đó ta có thể tính được trạng thái ổn định tại các nút của kết cấu khung vỏ ô tô con.

Đối với phương trình (1) không khảo sát giảm chấn và lực kích thích thì ta có phương trình:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (4)$$

Giả sử hệ dao động điều hòa:

$$\{x\} = \{X\} \sin(\omega t + \phi) \quad (5)$$

Thay (5) vào (4) ta được:

$$[K] - \omega^2 [M]\{x\} = \{0\} \quad (6)$$

Phương trình thỏa mãn:

$$([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (7)$$

Giải phương trình trên ta được tần số rung động riêng

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

Thay vào phương trình (7) ta được hình dạng đặc tính rung động riêng.

### 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ CON

#### 3.1. Nguyên tắc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ xe

Bảng 1. Bảng tham khảo kiểm soát chất lượng lưới mô hình thân vỏ xe (giá trị kinh nghiệm)

Kích thước lớn nhất	Kích thước nhỏ nhất	Tỉ lệ dài rộng lớn nhất	Góc nghiêng lớn nhất	Góc vênh lớn nhất	Tỉ số jacobian	Góc trong lớn (nhỏ) nhất của tứ giác	Góc trong lớn (nhỏ) nhất của tam giác	Tỉ lệ phần tử tam giác chiếm chỗ
20mm	5mm	3:1	45°	10°	>0.6	130°(45°)	100°(30°)	<10%

Việc xây dựng mô hình khung vỏ xe cần căn cứ vào yêu cầu cân đối giữa độ phức tạp của mô hình và độ chính xác mô phỏng. Trước khi xây dựng mô hình, cần tiến hành phân tích và quan sát tỉ mỉ tổng thể khung vỏ xe. Đối với khung vỏ xe thì các kết cấu ảnh hưởng đến tính năng động lực học khung vỏ xe có vai trò quan trọng, như: các xà trước, giữa, sau của thân xe, kết cấu trụ và kết cấu gia cường, kết cấu các tấm diện tích lớn,... Nắm rõ kết cấu sản sinh ra ảnh hưởng thứ cấp đối với tính năng động lực thân xe, như: lỗ công nghệ nhỏ, các tấm phụ thuộc thứ cấp,... Đối với các kết cấu chính yếu, cần đảm bảo đầy đủ kích thước và đặc trưng hình học; đối với bộ phận thứ yếu, cần xử lý đơn giản hóa, phù hợp với điều kiện làm việc, tránh lượng công việc tính toán tăng lên và không đạt được tính chính xác của mô hình [5-7]. Các nguyên tắc chính để xây dựng mô hình bao gồm: đơn giản hóa mô hình, kiểm soát chất lượng lưới phần tử và phương pháp liên kết. Thông

qua kinh nghiệm của những nghiên cứu trước, chỉ tiêu kiểm soát chất lượng lưới của mô hình thân vỏ xe tham khảo trên bảng 1.

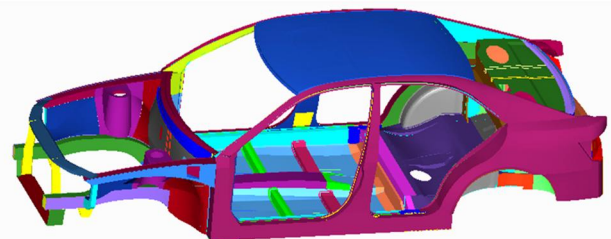
Sau khi điều chỉnh ổn thỏa chất lượng lưới của mô hình, mới có thể tiến hành xử lý điểm hàn, vì sau khi xử lý điểm hàn thì không thể tiến hành điều chỉnh chất lượng phần tử lân cận của kết cấu liên kết tương hỗ.

#### 3.2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô con

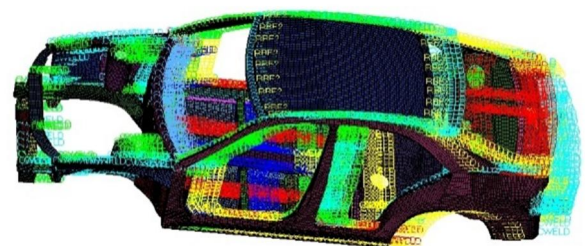
Toàn bộ khung vỏ ô tô được làm bằng thép, chúng được lắp ráp từ hơn một trăm chi tiết và thực hiện bằng phương pháp hàn. Căn cứ vào nguyên tắc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn trên, sau khi chuyển mô hình CAD từ phần mềm Catia sang phần mềm Hypermesh [11], ta tiến hành thiết lập mô hình tấm và xử lý bề mặt các tấm, ta có mô hình CAD như trên hình 1.

Sau đó tiến hành chia lưới cho từng chi tiết riêng biệt và xử lý lưới của từng chi tiết, đảm bảo các phần tử tứ giác là chủ yếu, đồng thời hạn chế phần tử tam giác. Sau khi chia lưới và xử lý lưới ta được mô hình phần tử hữu hạn cơ bản của khung vỏ ô tô con

Sau khi hoàn thiện chia lưới ta tiến hành tạo các mối liên kết hàn. Căn cứ vào số lượng mối hàn xe thực tế, ta áp dụng phần tử CWELD để tiến hành mô phỏng đối với điểm hàn, đường kính vết hàn (mối hàn) hai lớp (phần tử vỏ 2 lớp) là 6mm, đường kính vết hàn (mối hàn) ba lớp (phần tử vỏ 3 lớp) là 5mm. và sử dụng thêm một số ít phần tử hàn RBE2. Ta có mô hình phần tử hữu hạn như hình 2.



Hình 1. Mô hình CAD khung vỏ ô tô con



Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô sau khi tạo liên kết

Thông tin cơ bản của mô hình PTHH khung vỏ ô tô con như bảng 2.

Bảng 2. Thống kê thông tin mô hình

	Phần tử				Nút
	Tứ giác	Tam giác	CWELD	RBE2	
Số lượng	170860	650	5825	182	182762
Phần tử tam giác chiếm: 0,38%					

Sau khi hoàn thành công việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, tiến hành định nghĩa thuộc tính vật liệu trong kết cấu thân xe. Kết cấu thân vỏ xe chủ yếu dùng thép các bon thấp, do thuộc tính các loại vật liệu thép các bon thấp sai lệch nhau không nhiều, ảnh hưởng đến kết quả tính toán có thể bỏ qua. Áp dụng tham số vật liệu như bảng 3.

Bảng 3. Thuộc tính của vật liệu trong mô hình

Tham số	Mô đun đàn hồi	Hệ số poisson	Khối lượng riêng
Giá trị	2,06e5 (MPa)	0,3	7,89e3 (kg/m <sup>3</sup> )

Bước tiếp theo là loại trừ một số vấn đề trong mô hình, như: bỏ sót liên kết hàn, mất các tấm,... Sau khi hoàn thành quá trình xây dựng mô hình, thì có thể tiến hành tính toán mô hình.

#### 4. KHẢO SÁT ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CỦA KHUNG VỎ Ô TÔ CON

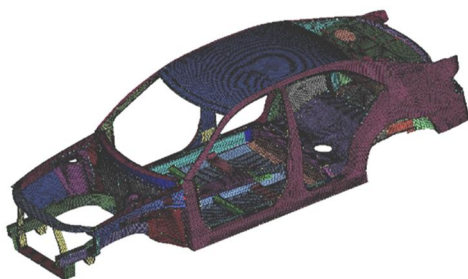
##### 4.1. Tính toán rung động riêng của khung vỏ ô tô con

Mô hình trạng thái là một loại đặc tính riêng của kết cấu, nó chỉ chịu ảnh hưởng của hình dạng, hình thức ràng buộc, đặc tính vật liệu của kết cấu, mà không chịu ảnh hưởng của các đầu vào khác (như tải trọng). Mục tiêu chủ yếu của phân tích mô hình trạng thái là để tìm hiểu căn cứ về vùng tần số cộng hưởng, để đưa ra được định hướng trong thiết kế kết cấu, từ đó làm cơ sở tính toán các rung động và tiếng ồn.

Mục đích của phân tích mô hình trạng thái của khung vỏ ô tô là nhận được tần số rung động riêng và hình dạng rung động của kết cấu khung vỏ, không kể đến hệ số cản giảm chấn của vật liệu [8].

##### 4.1.1. Mô hình tính toán

Tiến hành thiết lập mô hình tính toán, xác định các tình huống tính toán, thiết lập các tham số tính toán của mô hình, sử dụng Optistruc của Hypermesh để giải bài toán (hình 3).



Hình 3. Mô hình tính toán rung động riêng ở trạng thái tự do

##### 4.1.2. Kết quả tính toán

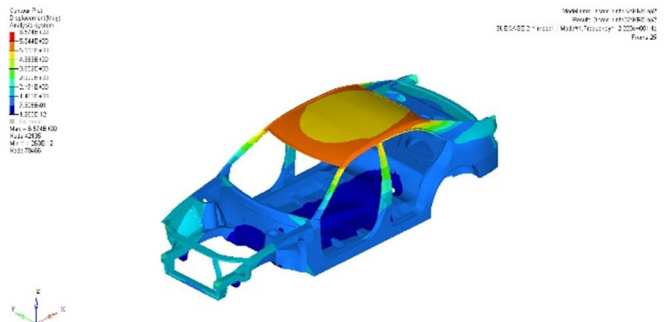
Sau khi chạy mô hình mô phỏng ta có kết quả tính toán như bảng 4.

Bảng 4. Kết quả tính toán mô phỏng rung động riêng khung vỏ ô tô con

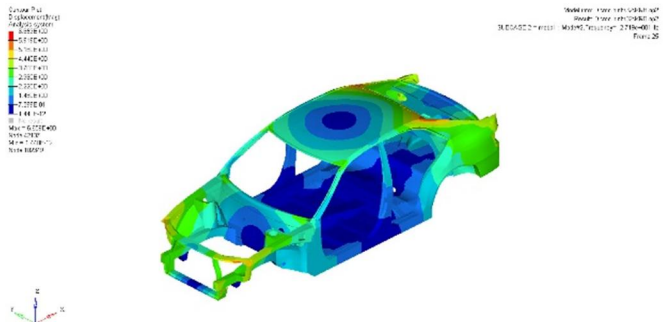
STT	Tần số [Hz]	Mô tả hình dạng rung động
1	22,23	Uốn cong phương ngang toàn xe
2	27,19	Xoắn toàn xe
3	38,46	Rung động cục bộ đuôi xe

4	44,22	Hợp thành xoắn đầu xe
5	48,99	Rung động cục bộ đuôi xe
6	50,18	Biến hình của gió nóc xe
7	51,36	Uốn cong theo hướng thẳng đứng
8	57,69	Rung động khoang hành lý
9	61,14	Biến dạng đầu xe, vách ngăn khoang động cơ và đuôi xe
10	61,8	Rung động cục bộ sau nóc và đuôi xe

Các hình dạng rung động của mô hình trạng thái khung vỏ xe, theo các tần số khác nhau, được thể hiện như trên hình 4, 5.



Hình 4. Hình dạng rung động ở tần số thứ 1



Hình 5. Hình dạng rung động ở tần số thứ 2

Tiến hành phân tích sơ bộ kết quả tính toán, tần số rung động riêng thứ nhất là 22,23Hz, có hình dạng rung động uốn cong theo phương ngang toàn xe. Hiện nay, các xe con đều là loại vỏ chịu lực nên tần số của mô hình trạng thái phổ biến là từ 20Hz trở lên. Dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp với quy luật thông thường.

Qua khảo sát cho thấy, dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp với quy luật thông thường. Để kiểm tra độ chính xác của mô hình và kết quả tính toán cần tiến hành thí nghiệm. Từ các kết quả này cũng sơ bộ cho thấy kết cấu khung vỏ ô tô con còn có một số vị trí chưa hợp lý cần cải tiến, đặc biệt là mảng nóc xe.

#### 4.2. Khảo sát rung động của khung vỏ ô tô con có kích thích của động cơ

##### 4.2.1. Xây dựng mô hình tính toán rung động có lực kích thích

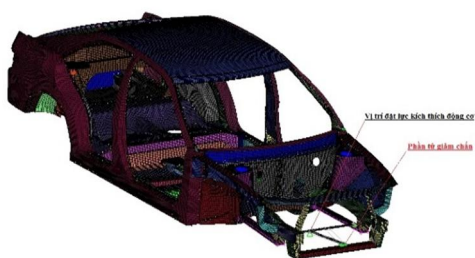
Trong quá trình ô tô làm việc, động cơ không cân bằng lực và mặt đường không bằng phẳng sản sinh ra rung

động, phân biệt thông qua gối đỡ động cơ hoặc bánh xe và hệ thống treo truyền đến khung xe, dẫn đến các tấm mỏng thân xe rung động, từ đó bức xạ ra tiếng ồn hướng vào không gian trong xe. Kích thích động cơ là nguồn kích thích chủ yếu, dải tần số kích thích này tương đối rộng, từ vài Hz đến hàng nghìn Hz.

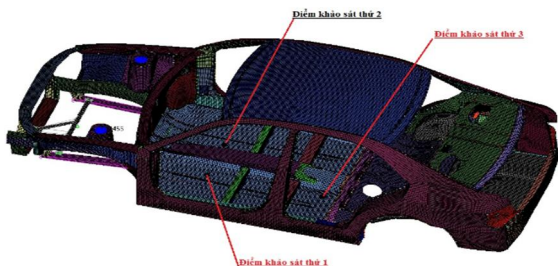
Động cơ liên kết với khung vỏ qua 03 chân máy, để đơn giản trong quá trình mô hình hóa ta đặt lực kích thích tại vị trí trọng tâm động cơ có dạng:  $P_z = P \cos \omega t = P \cos(2\pi f)t$

Trong đó: P là biên độ lực kích thích rung động ( $P = 4mR\lambda\omega^2 = 7482N$ )

Đồng thời tại 04 vị trí đặt giảm chấn của hệ thống treo ta đặt các ràng buộc (ràng buộc này được thực hiện bằng lò xo giảm chấn). Mô hình sau khi thiết lập như hình 6, các điểm tính toán rung động là vị trí lái, phụ và sau ghế lái trên hình 7.



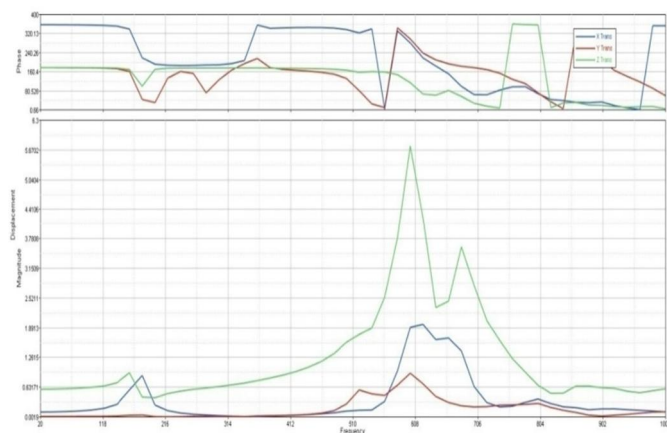
Hình 6. Mô hình tính toán rung động có lực kích thích của động cơ



Hình 7. Điểm khảo sát rung động

#### 4.2.2. Kết quả tính rung động có lực kích thích

Sau khi xây dựng mô hình và thiết lập thông số bài toán, sử dụng bộ giải Optistruct để chạy chương trình ta có kết quả như hình 8.



Hình 8. Đáp ứng tần số tại nút số 107452 (vị trí lắp ghế lái)

Kết quả đáp ứng theo phương thẳng đứng và phương dọc tại vị trí ghế lái được thể hiện như trong các bảng 5, 6.

Bảng 5. Kết quả đáp ứng tần số theo phương thẳng đứng tại nút 107452 (vị trí ghế lái)

STT	Tần số (Hz)	Chuyển vị (mm)	Pha (Độ)	Tần số (Hz)	Chuyển vị (mm)	Pha (Độ)
1	20	0,580558	176,558	520	1,7446	157,345
2	100	0,623771	176,234	<b>600</b>	<b>5,75145</b>	<b>113,836</b>
3	<b>160</b>	<b>0,933517</b>	<b>168,662</b>	680	3,6013	56,3831
4	280	0,608338	174,939	760	1,22893	359,644
5	360	0,765122	175,619	880	0,653467	20,201

Bảng 6. Kết quả đáp ứng tần số theo phương thẳng dọc tại nút 107452 (vị trí ghế lái)

STT	Tần số (Hz)	Chuyển vị (mm)	Pha (Độ)	Tần số (Hz)	Chuyển vị (mm)	Pha (Độ)
1	20	0,099308	356,524	520	0,138331	322,215
2	100	0,142698	354,966	<b>600</b>	<b>1,89525</b>	<b>280,024</b>
3	<b>160</b>	<b>0,568407</b>	<b>338,161</b>	680	1,39532	98,2919
4	280	0,0371912	187,649	760	0,223506	96,4797
5	360	0,00443009	355,288	880	0,14968	29,8658

#### 4.2.3. Đánh giá kết quả tính toán

Với nguồn kích thích từ động cơ thì khung xe rung động với biên độ cực trị tại tần số 600Hz, biên độ theo phương thẳng đứng và phương dọc là lớn nhất, rung động theo phương ngang là tương đối nhỏ so với hai phương còn lại.

Tại tần số 160Hz khung xe rung động tăng lên rõ rệt, rung động theo phương thẳng đứng và phương dọc tăng đồng thời, rung động theo phương ngang không đáng kể. Rung động tại vị trí lắp ghế phụ lớn hơn rung động tại vị trí lắp ghế lái và vị trí lắp ghế sau.

Với tốc độ làm việc của động cơ xăng ô tô Toyota Camry nằm trong khoảng 700 đến 6000 (vòng/phút) tương ứng với 23,3 đến 120Hz thì rung động khung xe không xảy ra vùng tăng biên độ rung động đột ngột. Do đó khung vỏ ô tô thiết kế đã tránh được các vùng rung động cộng hưởng trong vùng tốc độ làm việc của động cơ

### 5. KẾT LUẬN

Với việc sử dụng phần mềm CAD hiện đại, chúng ta có thể xây dựng mô hình khung vỏ ô tô con sát với thực tế, sau đó ứng dụng phương pháp phân tích CAE để tiến hành phân tích mô hình trạng thái của khung vỏ ô tô con có kể đến điều kiện biên.

Thông qua tính toán, phân tích đối với mô hình trạng thái của thân vỏ ô tô con nhận thấy tần số rung động riêng thứ 1 rất gần với tần số kích thích của động cơ khi không tải, dễ dẫn đến cộng hưởng và biên độ rung động tăng cao. Như vậy lực kích thích của động cơ chạy không tải là một trong những nguyên nhân quan trọng dẫn đến cộng hưởng. Đồng thời phát hiện kết cấu có những vị trí không hợp lý cần cải tiến.

Hướng nghiên cứu này được các nước có ngành công nghiệp ô tô phát triển nghiên cứu từ rất sớm. Song đối với Việt Nam, nó còn là vấn đề mới mẻ chưa được quan tâm. Nội dung nghiên cứu này mới chỉ là bước mở đầu cho việc nghiên cứu rung ồn của ô tô, tăng tính tiện nghi cho phương tiện.

---

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Văn Khang, 2002. *Dao động kỹ thuật*. NXB Khoa học và kỹ thuật.
- [2]. Xu Wang, 2016. *Vehicle noise and vibration refinement*. RMIT University, Australia.
- [3]. Zhi-Fang Fu, 1990. *Modal analysis and parameter identification of vibration*. Mechanical Industry Press.
- [4]. Dihua Guan, 1996. *The Technology of Modal Analysis*. Tsinghua University Press Beijing.
- [5]. Wen Xi-sen, et al, 2004. *Modeling and Dynamic Analysis of Mechanical System*. Science Press, Beijing, China.
- [6]. Zhu Yaojie, Yin Mingd, 2006. *Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car* [C]. Proceedings of International Technology and Innovation Conference.
- [7]. Tan Ji Jin Bian, 2000. *Car finite element method (2nd Edition)*. Communications Press, Beijing.
- [8]. Huang Tianze, 1988. *Bus body [M]*. Hunan University Press, Changsha.
- [9]. Nguyễn Quang Cường, Nguyễn Thiết Lập, 2018. *Phân tích rung động của kết cấu khung vỏ ô tô khách 30 chỗ ngồi, sản xuất lắp ráp tại Việt Nam*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 5.
- [10]. Nguyễn Quang Cường, Nguyễn Văn Bang, Nguyễn Thiết Lập, 2018. *Phân tích rung động riêng của kết cấu khung vỏ ô tô con*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt, 10/2018.
- [11]. HyperMesh Quickstart Guide and User's Guide.

---

#### AUTHORS INFORMATION

**Nguyen Quang Cuong, Nguyen Van Bang, Nguyen Thiet Lap**

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications