

PHÂN TÍCH RUNG ĐỘNG CỦA KẾT CẤU KHUNG VỎ Ô TÔ KHÁCH 30 CHỖ NGỒI, SẢN XUẤT LẮP RÁP TẠI VIỆT NAM

VIBRATION ANALYSIS OF 30 SEATS VEHICLE FRAME STRUCTURE, PRODUCED AND ASSEMBLED IN VIETNAM

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập
Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Các tham số của mô hình trạng thái kết cấu khung vỏ ô tô phản ánh đặc tính rung động riêng và đặc tính cục bộ của khung vỏ ô tô. Các tham số này có ảnh hưởng lớn đối với tiếng ồn trong xe. Bài báo trình bày nội dung nghiên cứu đặc tính rung động khung vỏ ô tô khách 30 chỗ ngồi, sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam. Bằng việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn kết cấu khung vỏ, tính toán mô phỏng rung động riêng và rung động của khung vỏ ô tô khách dưới ảnh hưởng rung động của động cơ; từ đó, sơ bộ đánh giá được đặc điểm kết cấu của khung vỏ ô tô khách 30 chỗ ngồi sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam.

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

ABSTRACT

The parameters of the structural model of the vehicle frame structure reflect the vibration characteristics of the vehicle body as well as the local characteristics of the vehicle frame. These parameters do have important implications for vehicle noises. The article presents the study of the vibration characteristics of the 30 seats passenger vehicle frame, produced and assembled in Vietnam, by the finite element model, taking into account of the vibration effect of the engine. Therefore by using the simulation calculation, we can evaluate the structural features of the 30 seats passenger vehicle frame produced and assembled in Vietnam.

Keywords: Structural model analysis, FEM, passenger vehicle frame vibration, vehicle noises, structural features valuation.

ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong quá trình ô tô chuyển động, rơi kích thích của các nguồn bên trong và bên ngoài làm cho thân vỏ xe rung động. Các nguồn kích thích rung động gồm có: Động cơ, đặt đường không bằng phẳng, lốp xe, ma sát giữa lốp xe không khí với thân vỏ xe ở tốc độ cao. Tần số kích thích của các nguồn này gần với tần số rung động riêng của khung vỏ, sẽ xuất hiện hiện tượng cộng hưởng, sinh ra rung động mạnh và tiếng ồn lớn, thậm chí có thể phá hỏng kết cấu khung vỏ xe. Để nâng cao độ an toàn, tính tiện nghi và độ tin cậy của ô tô, cần phải tiến hành phân tích rung động của khung vỏ xe, thông qua đó có thể thay đổi kết cấu để tránh các 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 phân tích mô hình trạng thái bằng phần tử hữu hạn, phương pháp phân tích mô hình trạng thái bằng thực nghiệm và phương pháp phân tích ứng lực. Trong đó, phương pháp phân tích mô hình trạng thái sử dụng phần tử hữu hạn được ứng dụng nhiều nhất. Thông qua phân tích các tham số của mô hình trạng thái, có thể tiến hành đánh giá độ cứng và giảm chấn của kết cấu khung vỏ xe, có thể làm căn cứ tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ ô tô.

1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CỦA KẾT CẤU

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

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \sin(\omega t) \quad (1.1)$$

Thực hiện biến đổi ta có:

$$[MN]\{A\} + [CN]\{A\} + [KN]\{XA\} = \{QN\} \sin(\omega t) \quad (1.2)$$

Trong đó:

- [MN] = [A]T [M] [A]: Ma trận riêng khối lượng.

- [CN] = [A]T [C] [A]: Ma trận riêng giảm chấn.

- [KN] = [A]T [K] [A]: Ma trận riêng độ cứng.

$$-[QN] = [A]T [F].$$

[MN], [CN], [KN] là các ma trận đường chéo, hệ phương trình có n bậc tự do, có nghiệm duy nhất {XA} dạng:

$$\{X\} = [AN](1)XN1 + \dots + [AN](n)XNn \quad (1.3)$$

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

Đối với phương trình (1.1), bỏ qua giảm chấn và lực kích thích thì ta có phương trình:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (1.4)$$

Giả sử hệ giao động điều hòa dạng hình sin:

$$\{x\} = \{X\} \sin(\omega t + \varphi) \quad (1.5)$$

Thay (1.5) vào (1.4) ta được:

$$[K] - \omega^2 [M]\{X\} = \{0\} \quad (1.6)$$

Phương trình thỏa mãn điều kiện biên:

$$([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (1.7)$$

Giải phương trình trên, ta được tần số rung

động riêng: $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$

Thay vào phương trình (1.7), ta được hình dạng đặc tính rung động riêng.

3. MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ KHÁCH

3.1. Giới thiệu ô tô khách JA30

Ô tô khách JA30 được sản xuất tại Công ty Ô tô Hòa Bình có tuyến hình (Hình 1) và các thông số kỹ thuật cơ bản (Bảng 1), như sau:



Hình 1. Hình ảnh ô tô khách JA30

Bảng 1. Thông số kỹ thuật cơ bản của xe khách JA30:

Thông số	Giá trị	
Kích thước bao ngoài DxRxC (mm)	7.650 x 2.080 x 2.910	
Tổng trọng lượng (kg)	7.940	
Cầu trước (kg)	3.050	
Cầu sau (kg)	4.400	
Số chỗ ngồi	30	
Động cơ	Ký hiệu	CA4113Z
	Công suất max/ số vòng quay	103kW/2400v/ph
Cỡ lốp	7.5-20	
Chiều dài cơ sở (mm)	3.800	
Tốc độ lớn nhất (km/h)	140	

3.2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn thân ô tô khách JA30

Khung xương ô tô khách JA30 được chế tạo từ thép hộp định hình và sàn được chế tạo bằng thép dập định hình, vật liệu là CT3, khung

xương được liên kết với nhau bằng phương pháp hàn. Kích thước lưới phần tử là 20mm.

Vỏ xe gồm có vỏ bọc, sàn và kính chắn gió. Do vỏ có nhiều loại vật liệu tạo thành, khi xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cần phân biệt các loại vật liệu đó. Kích thước lưới phần tử vỏ ô tô JA30 không chế trong khoảng 80mm.

Khung sắt si có ảnh hưởng rất lớn đến độ cứng khung vỏ ô tô, do đó trong quá trình tính toán cần khảo sát đến khung sắt si. Kích thước lưới phần tử không chế khoảng 20mm.

Bảng 2. Thông số vật liệu khung vỏ ô tô JA30:

Vật liệu	Mô đun đàn hồi (GPa)	Hệ số poisson	Trọng lượng riêng (kg/m ³)
CT3	207	0.3	7850
1C6 M1	207	0.3	7850
Compesite	18	0.3	1100
Kính	6800	0.3	2470

Khi xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cần căn cứ vào kết cấu khung vỏ ô tô khách thực tế. Mô hình 3D của khung vỏ ô tô khách được xây dựng bằng phần mềm Pro/E. Mô hình phần tử hữu hạn được xây dựng trên phần mềm Hypermesh.

Sau khi chia lưới các bộ phận khung vỏ, tiến hành tạo các liên kết và bổ sung khối lượng của các bộ phận phụ. Cuối cùng ta xây dựng được mô hình phần tử hữu hạn như Hình 2, gồm có 146.576 phần tử và 143.846 nút.



Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn của kết cấu khung vỏ ô tô khách JA30

MÔ PHÒNG RUNG ĐỘNG RIÊNG KHUNG VỎ Ô TÔ JA30

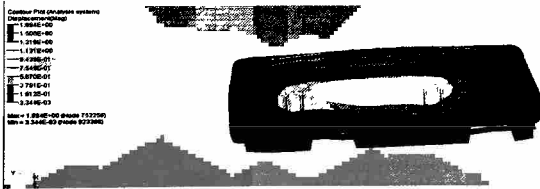
1. Rung động riêng khung vỏ

Mô phỏng mô hình trạng thái của kết cấu khung vỏ ô tô, nhằm dự đoán và hạn chế tiếng ồn trong ô tô. Các tham số mô hình trạng thái của kết cấu thân vỏ ô tô, bao gồm tần số rung động riêng và hình dạng rung động ở các tần số khác nhau. Ngoài đặc tính rung động riêng của toàn bộ thân vỏ ô tô khách, đặc tính rung động riêng cục bộ của đại bộ phận kết cấu thân vỏ ô tô có ý nghĩa đặc thù trong phân tích tiếng ồn. Thân vỏ ô tô khách có thể tích tương đối lớn, kết cấu phức tạp, cho nên phương pháp thực nghiệm phân tích mô hình trạng thái của kết cấu sẽ gặp nhiều khó khăn và tốn kém. Vì vậy, phương pháp phân tích mô hình trạng thái của thân vỏ ô tô khách bằng lý thuyết được ứng dụng nhiều.

Thông thường thân vỏ ô tô khách, chúng ta chỉ quan tâm đến tần số thấp. Sau khi xử lý và chia lưới bằng phần mềm Hypermesh, mô hình phần tử hữu hạn của ô tô khách JA30 được tính toán bằng phần mềm NASTRAN. Kết quả tính toán được thể hiện như trong Bảng 3 và hình dạng rung động riêng của khung vỏ được thể hiện trên Hình 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán tần số rung động riêng:

TT	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
f(Hz)	14.16	15.49	17.38	18.30	20.34	22.29	24.40	26.72	28.12	30.58



Hình 3. Hình dạng rung động riêng của khung vỏ ở tần số thứ 6

2. Phân tích kết quả rung động riêng kết cấu khung vỏ ô tô khách JA30

Khi ô tô khách nổ máy tại chỗ và di chuyển trên đường, động cơ là nguồn kích thích gây rung động chính. Nghiên cứu đã chỉ ra rằng, động cơ gây ra rung động được chia thành 3 loại: Thứ nhất là các chi tiết quay không cân bằng như bánh đà, trục khuỷu... Gây ra các lực quán tính ly tâm; thứ hai là các chi tiết chuyển động qua lại như piston - thanh truyền gây ra các lực quán tính xung ch; thứ ba là áp suất khí nén sinh ra xung lực và mômen xoắn.

Trong thực tế vận hành, động cơ ô tô khách có hai chế độ hoạt động phổ biến nhất: Thứ nhất là khi xe dừng ở bãi đậu, lúc đó động cơ chạy không tải; thứ hai là động cơ chạy ở tốc độ định mức. Cả hai điều kiện làm việc này đều được sử dụng thường xuyên trong quá trình làm việc của ô tô khách. Do đó, việc phân tích ảnh hưởng của chúng đối với rung động của kết cấu thân vỏ ô tô khách có ý nghĩa rất thực tế. Theo thông số kỹ thuật của ô tô khách JA30: Động cơ chạy không tải có tốc độ là 700 v/ph và có tần số kích thích rung động khoảng 23 Hz; ở tốc độ định mức là 2400 v/ph và có tần số kích thích rung động khoảng 80 Hz.

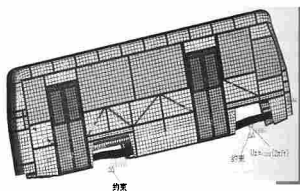
Căn cứ vào kết quả tính toán, có thể thấy tần số tính toán thứ sáu và tần số kích thích khi động cơ chạy không tải là gần bằng nhau. Vì vậy, chúng ta có thể suy đoán rằng, dưới sự kích thích của động cơ khi chạy không tải thì tại chế độ tính toán thứ sáu sẽ gây ra cộng hưởng.

5. KHẢO SÁT RUNG ĐỘNG CỦA KHUNG VỎ Ô TÔ KHÁCH DƯỚI ẢNH HƯỞNG ĐỘNG CƠ

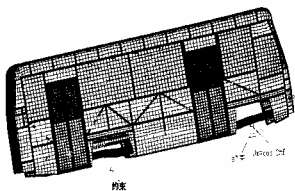
Khi phân tích rung động của kết cấu có ảnh hưởng của lực kích thích bên ngoài là dạng sóng hình sin, toàn bộ các nút và phần tử của khung vỏ xe sẽ dịch chuyển. Khi mô phỏng kích thích của động cơ, lực kích thích có dạng hình sin sẽ đặt trên một kết cấu khung (tại tâm động cơ), kết cấu khung này sẽ được liên kết đàn hồi với khung xe. Do thực tế kích thích của động cơ thì biên độ theo phương dọc trục rất nhỏ, nên chỉ khảo sát theo phương thẳng đứng và phương ngang.

5.1. Kích thích của động cơ theo phương thẳng đứng

Điều kiện biên và kích thích của động cơ như trên Hình 4. Đặt một lực kích thích hình sin theo phương thẳng đứng $U_z = \cos(2\pi ft)$, đưa vào gia tốc trọng trường $g=9,8m/s^2$, tiến hành đặt ràng buộc tại tất cả vị trí tâm các bánh xe.



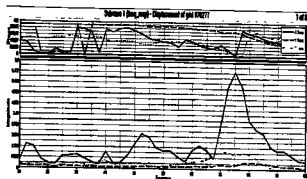
Hình 4. Mô hình kích thích động cơ theo phương thẳng đứng



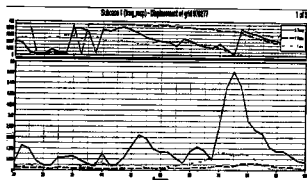
Hình 5. Mô hình kích thích động cơ theo phương ngang

Mô hình tính toán tiến hành trong khoảng $(20\div 100)Hz$, với mỗi bước tính là 2Hz.

kết quả tính toán như các hình dưới tại các nút 76277 (vị trí sàn đuôi xe); 976527 (vị trí sàn iữa xe).



Hình 6. Đồ thị rung động tại nút 976277

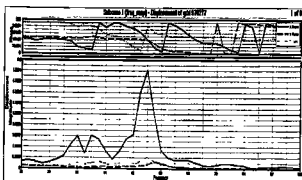


Hình 7. Đồ thị rung động tại nút 976527

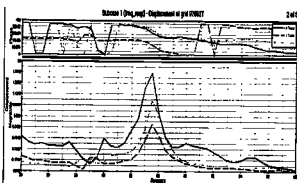
2. Kích thích của động cơ theo phương ngang

Tương tự trên, điều kiện biên và kích thích của động cơ như trên Hình 5. Đặt một kích thích hình sin theo phương ngang $= \cos(2\pi ft)$.

Tính toán tương tự, tại các nút 6277 (vị trí sàn đuôi xe); 976527 (vị trí giữa xe).



Hình 8. Đồ thị rung động tại nút 976277



Hình 9. Đồ thị rung động tại nút 976527

5.3. Đánh giá kết quả tính toán

- Khi động cơ kích thích theo phương thẳng đứng thì rung động theo phương thẳng đứng tương đối lớn, các phương còn lại tương đối nhỏ. Khi động cơ chạy không tải, có tần số 23Hz, biên độ rung động tăng lên rõ rệt. Khi động cơ làm việc ở tốc định mức (công suất cực đại), có tần số 80Hz, biên độ rung động tại nút đuôi xe 976277 đạt cực trị.

- Khi động cơ kích thích theo phương ngang thì rung động theo phương ngang là lớn nhất, các phương còn lại tương đối nhỏ. Khi động cơ kích thích ở tần số 58Hz (khoảng 1740v/ph) thì biên độ rung động đạt giá trị cực đại.

6. KẾT LUẬN

Kết quả tính toán và mô phỏng đối với khung vô tô khách JA30 cho thấy, tần số rung động riêng thứ 6 là 22,76HZ rất gần với tần số kích thích khi không tải của động cơ, dẫn đến biên độ rung động tăng cao, một số vị trí kết cấu khung vô không hợp lý, dẫn đến rung động cục bộ lớn. Thông qua tính toán phân tích mô hình trạng thái của khung vô ô tô khách ở trạng thái sát với thực tế, phát hiện dưới tác dụng của lực kích thích của động cơ khi không tải là một nguyên nhân quan trọng dẫn đến rung động cộng hưởng. Có thể thấy, kết cấu khung vô ô tô khách JA30 có một số vị trí chưa hợp lý, cần phải thay đổi. ♦

Ngày nhận bài: 02/5/2018

Ngày phản biện: 18/5/2018

Tài liệu tham khảo:

- [1]. T.Schiller,T.Qsawa, Incorporation of Analytical Simulations into the NVH Design and Development Process of the Nissan Quest,SAE Trans, No.922121.
- [2]. Xu Wang, Vehicle noise and vibration refinement, RMIT University, Australia.
- [3]. NEFSKE D. J.,WOLF J. R., StructureAcoustic Finite ElementAnalysis of the Automobile Passenger Compartment: a View of Current Practice, Journal of Sound and Vibration, 1982 (80) 2: 247-266.
- [4]. HyperMesh Quickstart Guide and User's Guide.
- [5]. MSC.Nastran 2005 Quickstart Guide and User's Guide.
- [6]. 傅志方. 振动模态分析与参数识别[M]. 北京:机械工业出版社, 1990.
- [7]. 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社, 2000.
- [8]. 于海霞,汤文成. CJ6121GCHK 型客车车身骨架有限元建模及结构分析方法研究[J]. 汽车工程, 2001 (23): 1-23.