

# TỐI ƯU HÓA KHUNG XE BUÝT B45 NHẪM GIẢM RUNG ĐỘNG GHẾ HÀNH KHÁCH

## OPTIMIZING B45 BUS FRAME STRUCTURE TO REDUCE PASSENGER SEAT VIBRATION

Nguyễn Minh Thiện<sup>1</sup>, Lê Cung<sup>2</sup>

<sup>1</sup>HVCH 2017-2018, Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng; minhthien10@gmail.com

<sup>2</sup>Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng; lcung@dut.udn.vn

**Tóm tắt** - Vấn đề rung động và tiếng ồn trên xe buýt là tiêu chí quan trọng cần cải thiện nhằm đảm bảo sự thoải mái và an toàn cho hành khách. Trong kết cấu xe buýt, khung xương xe là bộ phận truyền rung động từ nguồn kích thích như động cơ, mặt đường... đến vị trí ghế hành khách. Tối ưu hóa độ cứng khung xương xe là giải pháp hiệu quả nhằm giảm rung động trên xe tạo sự thoải mái cho hành khách. Bài báo đề xuất mô hình mô phỏng rung động kết cấu khung xe buýt B45, sử dụng phần mềm Hyperworks. Trên cơ sở phân tích kết quả tính toán rung động, tác giả lựa chọn kết cấu khung xe tối ưu, thay đổi độ cứng khung xương xe, giảm thiểu rung động ghế hành khách, đáp ứng mức cao nhất về sự thoải mái theo tiêu chuẩn ISO Human Body Vibration (ISO 2631-1). Kết quả rung động trước và sau khi tối ưu kết cấu khung xe được kiểm chứng bằng đo đạc thực nghiệm về rung động tại các vị trí khác nhau trên ghế hành khách.

**Từ khóa** - phương pháp phần tử hữu hạn; phần mềm Hyperworks; tiêu chuẩn ISO 2631-1; rung động khung xe; thiết bị đo LMS.

### 1. Giới thiệu

Trong kết cấu khung xe buýt, khung xương xe bộ phận chính truyền rung động từ các nguồn kích thích như động cơ, mặt đường, giàn điều hòa... đến vị trí ghế hành khách và lái xe. Tối ưu hóa độ cứng khung xương xe là một giải pháp hiệu quả nhằm giải quyết các vấn đề rung động trên xe, tăng độ êm dịu thoải mái cho hành khách.

Nghiên cứu về dao động trên khung xe đã được nhiều nhà khoa học trong nước và trên thế giới quan tâm. Nhiều mô hình tính toán dao động khung xe được đề xuất [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7]. Nguồn kích thích dao động thường là nguồn kích thích từ mặt đường tác dụng lên khung xương qua độ cứng và hệ số dập tắt dao động của hệ thống treo và bánh xe [5]. Phương trình vi phân dao động được giải nhờ công cụ toán học Matlab [2], nghiên cứu rung động từ động cơ sử dụng phần mềm ANSYS [7]. Việc phân tích rung động từ nguồn kích thích động cơ thường chỉ được thực hiện ở các hãng ô tô lớn, do được đầu tư phần mềm mô phỏng có khả năng tính toán mạnh và thiết bị thử nghiệm đắt tiền. Nghiên cứu cụ thể về rung động trên khung xe buýt B45 vẫn chưa được thực hiện đầy đủ.

Trong phạm vi bài báo chỉ đề xuất mô hình mô phỏng rung động kết cấu khung xe buýt B45, sử dụng phần mềm Hyperworks và kiểm chứng kết quả bằng cách đo đạc thực nghiệm về rung động tại các vị trí khác nhau trên ghế hành khách.

### 2. Nghiên cứu rung động của khung xe bằng phần mềm Hyperworks

#### 2.1. Tiêu chuẩn đánh giá ảnh hưởng của rung động

Việc đánh giá ảnh hưởng của rung động trên xe đối với sức khỏe con người được quy định trong tiêu chuẩn ISO 2631-1 và TCVN 6964. Tiêu chuẩn này xác định rõ mức

**Abstract** - Vibration and noise on buses are important criteria that need improving in order to ensure comfort and safety for passengers. In a bus structure, the vehicle frame plays a major role in transmitting vibrations from stimulating sources such as engines, road surface... to passenger seats. Optimizing bus frame stiffness is an effective solution to reduce vehicle vibration, creating comfort for passengers. This article deals with a simulation model of a B45 bus structural frame via the use of Hyperworks software. Based on the analysis of vibration results, the authors chose the optimum bus frame structure, changed the stiffness of the vehicle frame, thereby minimizing passenger seat vibration and meeting maximum comfort according to ISO Human Body Vibration standards (ISO 2631-1). Vibration results of the bus structural frame before and after optimization have been verified by experimental measurements of vibration at various positions of passenger seats.

**Key words** - finite element method; Hyperworks software; ISO 2631-1 Standards; vehicle frame vibration; LMS measuring device.

độ thoải mái và sự cảm nhận của con người thông qua 3 giá trị RMS (giá trị gia tốc rung động hiệu dụng), MTVV (giá trị gia tốc rung động tức thời lớn nhất trong khoảng thời gian nghiên cứu  $t_0$ ) và VDV (giá trị gia tốc rung động trung bình bình phương tích lũy theo thời gian). Giá trị RMS được xác định qua gia tốc rung động [ $m/s^2$ ] theo thời gian bằng biểu thức:

$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

Trong đó:  $a_w(t)$ : Gia tốc rung động của chuyển động theo thời gian [ $m/s^2$ ], T: Khoảng thời gian đo [s].

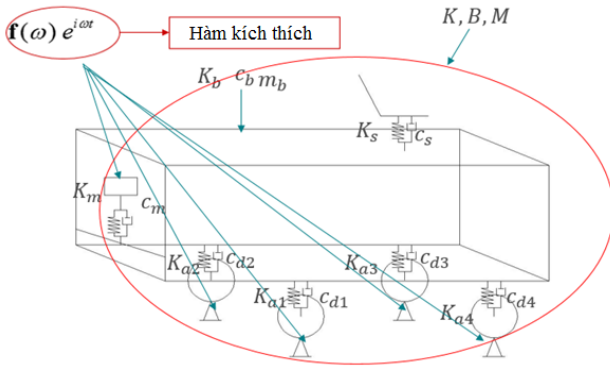
Bảng 1, trình bày các giá trị gia tốc rung động tương ứng với mức độ của thoải mái của con người theo Tiêu chuẩn ISO 2631-1: 1997.

**Bảng 1.** Mức độ thoải mái theo gia tốc rung động (Tiêu chuẩn ISO 2631-1)

| Giá trị gia tốc [ $m/s^2$ ] | Mức độ thoải mái                |
|-----------------------------|---------------------------------|
| < 0,315                     | Rất thoải mái                   |
| 0,315 ÷ 0,63                | Cảm giác một ít không thoải mái |
| 0,5 ÷ 1,0                   | Cảm giác rõ rệt không thoải mái |
| 0,8 ÷ 1,6                   | Không thoải mái                 |
| 1,25 ÷ 2,5                  | Rất không thoải mái             |
| > 2,0                       | Cực kỳ không thoải mái          |

#### 2.2. Mô hình dao động của khung xe

Mô hình dao động cưỡng bức của hệ khung xe (và ghế hành khách) có thể được mô tả như trên Hình 2.



**Hình 2.** Mô hình dao động hệ khung xe

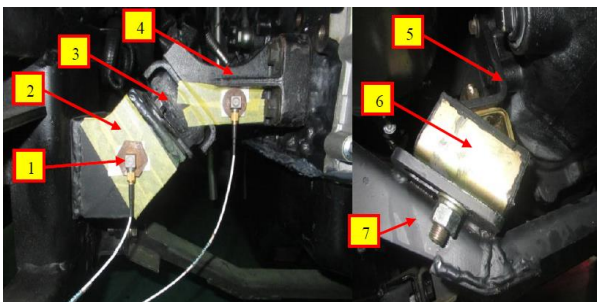
Phương trình dao động của hệ:

$$M\ddot{u} + B\dot{u} + Ku = f(\omega) \cdot e^{i\omega t}$$

Trong đó:  $K_b, c_b, m_b$ : Độ cứng, hệ số dập tắt dao động và khối lượng tổng của khung xe;  $K_s, c_s, m_s$ : Độ cứng, hệ số dập tắt dao động và khối lượng của ghế hành khách;  $K_m, c_m$ : Độ cứng, hệ số dập tắt dao động của cao su giảm chấn động cơ;  $K_a, c_d$ : Độ cứng bầu hơi, hệ số dập tắt dao động của giảm chấn hệ thống treo;  $K, B, M$ : Ma trận độ cứng tổng, ma trận hệ số dập tắt dao động tổng và ma trận khối lượng tổng của cả hệ;  $\omega$ : Tần số góc dao động của nguồn kích thích;  $u$ : Ma trận chuyển vị;  $f(\omega) \cdot e^{i\omega t}$ : Hàm kích thích của nguồn rung, đặc trưng bởi lực kích thích tác dụng hoặc giá trị vận tốc rung động tác dụng lên hệ khung xe [9].

Lực kích thích do dao động của động cơ gây ra, được truyền đến khung xe thông qua các tấm cao su chân đế động cơ và truyền đến ghế hành khách. Bài báo này chỉ xét đến kích thích từ động cơ và bỏ qua kích thích từ mặt đường lên khung xe.

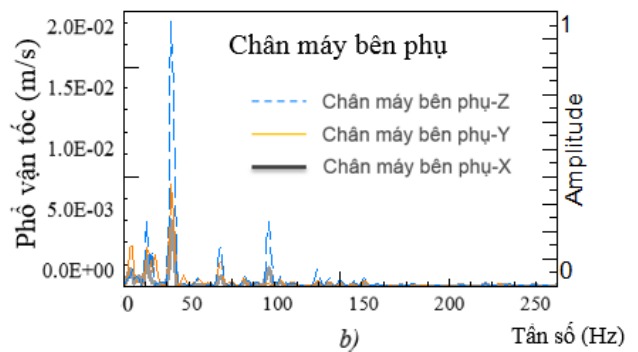
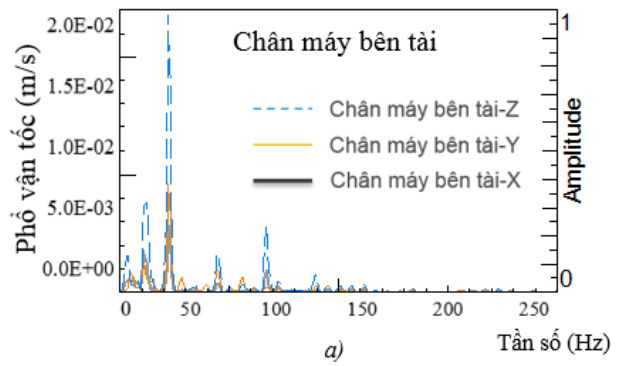
**2.3. Thử nghiệm xác định kích thích từ động cơ**



**Hình 3.** Vị trí lắp đặt gia tốc kế theo 3 phương lên các cao su chân máy

1. Gia tốc kế, 2. Chân máy trên chassis, 3. Cao su chân máy,
4. Chân máy trên động cơ, 5. Chân hộp số, 6. Cao su chân hộp số, 7. Chân hộp số trên chassis.

Thông số đầu vào của bài toán chính là kích thích từ động cơ, thể hiện qua vận tốc rung động tại các vị trí lắp động cơ và hộp số (Hình 3). Nguồn rung động từ một máy được thể hiện qua biên độ vận tốc rung động. Vận tốc rung động được đo bằng thiết bị đo rung động, tiếng ồn và va chạm LMS Test Lab của Hãng LMS, Siemens Group, Bỉ, thông qua 4 gia tốc kế đặt tại vị trí chân máy động cơ. Hình 4 thể hiện đồ thị biên độ vận tốc theo tần số rung động từ 0-250 Hz tại vị trí hộp số phía bên tài xế và phía bên phụ xe. Trong khoảng tần số từ 55-250 Hz, biên độ vận tốc có giá trị rất nhỏ nên không xét đến.



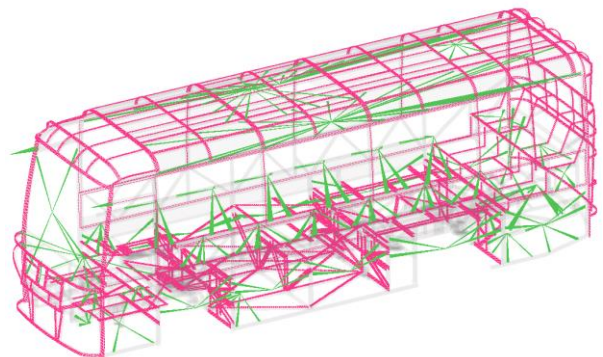
**Hình 4.** Biên độ vận tốc tại các vị trí chân máy phía bên tài xế (4a) và phía bên phụ xe (4b)

**2.4. Mô phỏng rung động khung xe buýt bằng phần mềm Hyperworks**

**2.4.1. Kết cấu và mô hình hóa khung thân xe và khung chassis**

Các bộ phận trong khung thân xe và khung chassis được chia lưới sử dụng các phần tử 2d cho thép hộp, tôn mũ, tấm gia cố, các liên kết hàn; phần tử 3d (tetra) cho phát thanh giăng hệ thống treo; phần tử rbe (cứng hoàn toàn) cho các mối ghép bulông (Hình 5).

**2.4.2. Dữ liệu đầu vào cho bài toán rung động FRF trong phần mềm Hyperworks**



**Hình 5.** Mô hình hóa khung thân xe và khung chassis

Để giải bài toán rung động sử dụng phần tử hữu hạn trong phần mềm Hyperworks, cần xác định các dữ liệu đầu vào như [4]: nguồn kích thích (DLOAD) có thể là lực hoặc chuyển vị, vận tốc hay gia tốc... theo dãy tần số kích thích (FREQ), ràng buộc (SPC).

**Hàm kích thích DLOAD:** Vị trí tạo ra nguồn kích thích là tại các chân máy động cơ. Động cơ được lắp vào khung chassis qua bốn chân máy, do vậy sẽ có bốn nguồn kích

thích rung động được đưa vào bài toán. Tại các vị trí chân máy động cơ được đặt giá trị biên độ vận tốc bằng các SPCD\_Velo theo 3 phương X, Y, Z, gồm vị trí chân máy bên phụ phía trước (SPCD\_Velo\_2788823), chân máy bên phụ phía sau (SPCD\_Velo\_2788818), chân máy bên tài phía trước (SPCD\_Velo\_2788824), chân máy bên tài phía sau (SPCD\_Velo\_2788820).

**Ràng buộc SPC:** Các đế đỡ liên kết sẽ ràng buộc 3 bậc tự do. Các vị trí bầu hơi sẽ cố định 6 bậc tự do.

**Dãy tần số kích thích FREQ:** dãy tần số kích thích được xây dựng theo hàm tuyến tính. Do biên độ vận tốc rung ở tần số lớn hơn 55Hz có giá trị rất nhỏ, nên giá trị tần số kích thích rung động chỉ xét từ 5 ÷ 55Hz với bước 0,1Hz.

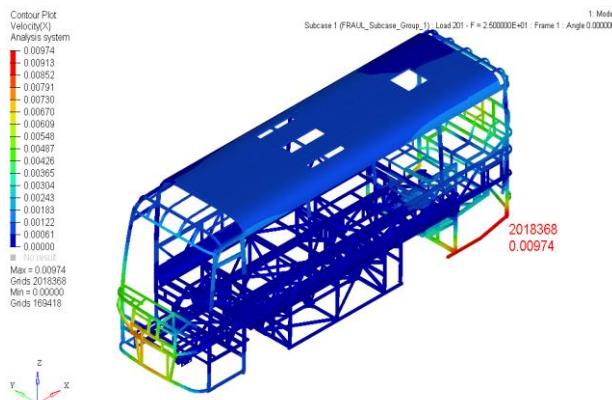
**3. Kết quả mô phỏng rung động và nhận xét**

Kết quả tính toán rung động khung xe buýt được hiện trên Hình 6, Bảng 2 và Bảng 3. Kết quả tính toán được kiểm chứng thông qua đo đạc thực nghiệm tại các điểm tương ứng theo ba phương X, Y, Z bằng thiết bị đo rung động, tiếng ồn và va chạm LMS Test Lab của Hãng LMS, Siemens Group, Bỉ.

Kết quả tính toán rung động cho thấy, biên độ vận tốc của các phần tử trên mô hình lớn hơn so với tại vị trí nguồn kích thích. Các vị trí có mức độ rung động lớn tập trung tại khung xương mảng hông trái, hông phải, mảng đuôi, sàn băng ghế 5 và tôn hàng mui. Khung xương mảng hông trái, phải và mảng đuôi bố trí gần nguồn rung động và chịu ảnh hưởng của khối lượng các chi tiết đặt vào, mặt khác vị trí sàn băng ghế 5 và tôn mảng mui có mức độ rung động lớn là do kết cấu liên kết chưa phù hợp, độ cứng thấp gây ra rung động cao.

Kết quả tính toán cho thấy rung động có ảnh hưởng trực tiếp đến người ngồi (sàn băng ghế 5), nên để đánh giá mức độ tác động của rung động xe buýt đến người ngồi như đã đề cập ở Bảng 1, ta phải so sánh kết quả tính toán giá trị gia tốc theo tần số rung động với tiêu chuẩn về mức độ thoải mái. Giá trị gia tốc rung động theo các phương X, Y và Z nằm trong khoảng 0,5÷1,0 m/s<sup>2</sup>, mức độ cảm giác rõ rệt không thoải mái tại các vị trí sàn hành khách. Các vị trí

này được liên kết với khung mảng hông trái, phải và chassis đuôi, nơi bắt các pát chân máy động cơ, nguồn rung động. Do vậy, cần hiệu chỉnh kết cấu khung xương, tối ưu hóa các mảng chịu rung động để tăng độ cứng cho khung xe buýt, đưa giá trị vận tốc, gia tốc rung động về ngưỡng “rất thoải mái” đối với hành khách.



**Hình 6.** Kết quả vận tốc rung động [m/s] tại tần số rung động  $f = 25$  [Hz] theo phương X

**4. Kết quả tối ưu hóa kết cấu nhằm giảm rung động ghế hành khách**

Tối ưu hóa kết cấu khung xe, nhằm đảm bảo mức độ rung động, tăng độ thoải ở vị trí người ngồi, được thực hiện bằng cách thay đổi kết cấu, đặc tính vật liệu, quy cách thép hộp của các mảng khung xương: Thay đổi kích thước, chiều dày các thép hộp tại vị trí gần nguồn rung động như khung xương mảng đuôi, mảng hông trái và mảng hông phải nơi có biên độ rung lớn nhất, nhằm tăng độ cứng khung xương; Thay đổi hình dạng kết cấu khung xương để tăng khả năng chống rung động tại các vị trí căng tôn mui, dây ghế hành khách... Kết quả tính toán tối ưu kết cấu khung xương được đánh giá qua biên độ vận tốc rung động tại các phần tử của mô hình khung xe và vị trí nguồn kích thích.

Kết quả tính toán rung động tại các vị trí khác nhau trên khung xe trước và sau khi tối ưu hóa kết cấu được thể hiện trên Bảng 4.

**Bảng 2.** Kết quả vận tốc rung động lớn nhất ban đầu trên khung xe theo ba phương X, Y, Z tại các tần số khác nhau

| Vị trí đo đạc               | Node id | f=25 Hz |          |         | f=50 Hz |         |         |
|-----------------------------|---------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
|                             |         | X       | Y        | Z       | X       | Y       | Z       |
| Chân máy bên phụ phía trước | 2788823 | 2,35017 | 6,05450  | 4,23    | 0,29176 | 0,27907 | 0,356   |
| Chân máy bên phụ phía sau   | 2788818 | 2,73412 | 13,97112 | 9,81    | 0,24889 | 0,67635 | 0,823   |
| Chân máy bên tài phía trước | 2788824 | 2,82426 | 6,46898  | 6,01    | 0,46238 | 0,98804 | 1,97    |
| Chân máy bên tài phía sau   | 2788818 | 2,31353 | 14,34701 | 10,10   | 0,40979 | 1,53095 | 1,70    |
| Xương mảng hông bên trái    | 2018368 | 9,73844 | 24,67003 | 16,5738 | 12,7715 | 4,63245 | 2,79077 |
| Xương mảng đuôi             | 22169   | 4,38271 | 14,9067  | 9,58005 | 16,9162 | 20,2715 | 15,5547 |

Kết quả tính toán (Bảng 4) cho thấy mức độ rung động ở tần số 25Hz và 50Hz sau khi tối ưu hóa kết cấu đều giảm từ 12÷56% so với giá trị ban đầu. Vị trí tập trung mức độ rung thay đổi. Phương X: Giá trị biên độ vận tốc lớn nhất vẫn tập trung tại vị trí khung xương mảng hông trái và mảng đuôi. Phương Y: Giá trị biên độ vận tốc lớn nhất chỉ

tập trung tại mảng hông phải. Phương Z: Giá trị biên độ vận tốc lớn nhất vẫn tập trung tại mảng đuôi và mảng hông trái. Tại vị trí tôn mảng mui, giá trị này giảm xuống do được gia cố bằng các V50x50x2.0mm liên kết.

Giá trị gia tốc trên mảng sàn có thay đổi sau khi tối ưu hóa kết cấu, giá trị của gia tốc 0,41339 [m/s<sup>2</sup>] ứng với tần

số 25Hz và 0,39142 [m/s<sup>2</sup>] ứng với tần số 50Hz nằm trong khoảng 0,315÷0,63 m/s<sup>2</sup>, nhỏ hơn so với giá trị ban đầu (từ 0,5÷1,0m/s<sup>2</sup>), so với tiêu chuẩn đánh giá tạo cảm giác thoải mái hơn cho hành khách. Cụ thể, theo các phương X: Giá trị gia tốc giảm từ 71,68÷91,66% so với giá trị ban đầu, vị trí có giá trị lớn thay đổi từ xương lấp ghế ngồi hành khách đến xương nắp thăm khoang động cơ (tần số 25Hz), từ

xương nắp thăm động cơ đến các xương liên kết mông hông và mông đuôi (tần số 50Hz). Phương Y: Giá trị gia tốc giảm từ 43,88÷91,51% so với giá trị ban đầu. Ở tần số 25Hz, vị trí có giá trị lớn không thay đổi, nhưng ở tần số 50Hz, giá trị lớn nhất tại nơi liên kết khung xương mông hông trái. Phương Z: Giá trị gia tốc giảm từ 27,86÷33,54% so với giá trị ban đầu, nhưng vị trí có giá trị lớn vẫn không thay đổi.

**Bảng 3.** Kết quả gia tốc rung động lớn nhất trên khung xe theo ba phương X, Y, Z tại các tần số khác nhau

| Vị trí đo đạc         | Node id | f=25 Hz |         |         | f=50 Hz |         |         |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                       |         | X       | Y       | Z       | X       | Y       | Z       |
| Xương mông hông trái  | 2018368 | 1,52971 | *       | *       | 5,31438 | *       | *       |
| Xương mông hông trái  | 1722768 | *       | 3,87516 | *       | *       | 1,45533 | *       |
| Xương mông hông phải  | 2025109 | *       | 2,34154 | *       | *       | 6,36847 | *       |
| Xương mông đuôi       | 22169   | 0,68844 | *       | *       | 4,01227 | *       | *       |
|                       | 276290  | *       | *       | 1,50483 | *       | *       | 4,88666 |
| Sàn vị trí người lái  | 923652  | 0,07241 | *       | *       | 0,04239 | *       | *       |
|                       | 9044    | 0,07159 | *       | *       | 0,05485 | *       | *       |
|                       | 2273899 | *       | 0,13235 | *       | *       | 0,09502 | *       |
|                       | 2270188 | *       | 0,11915 | *       | *       | 0,121   | *       |
|                       | 22840   | *       | *       | 0,26472 | *       | *       | 0,0951  |
|                       | 1496757 | *       | *       | 0,18073 | *       | *       | 0,18162 |
| Sàn vị trí hành khách | 230022  | 1,0146  | *       | *       | 0,31864 | *       | *       |
|                       | 797401  | 0,58345 | *       | *       | 1,53525 | *       | *       |
|                       | 345086  | *       | 0,83858 | *       | *       | 0,26207 | *       |
|                       | 229958  | *       | 0,26258 | *       | *       | 0,91561 | *       |
|                       | 2655283 | *       | *       | 2,13989 | *       | *       | 0,57356 |
|                       | 1728199 | *       | *       | 0,57356 | *       | *       | 0,94635 |
| Tôn mui xe            | 1216698 | *       | *       | 2,6034  | *       | *       | 0,87675 |
| Băng ghế 5 hành khách | **      | 0,37462 | 0,12107 | 0,54576 | 0,57540 | 0,32717 | 0,58298 |

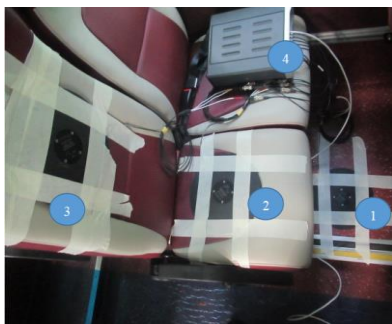
(\*): Giá trị gia tốc rung động nhỏ không xét đến.

(\*\*): Tập hợp các ID NODE trên băng ghế 5.

**Bảng 4.** So sánh kết quả vận tốc, gia tốc trước và sau khi tối ưu hóa kết cấu

| f [Hz] | Phương | Vận tốc lớn nhất [mm/s] |            | Chênh lệch (%) | Gia tốc lớn nhất tại sàn [m/s <sup>2</sup> ] |            | Chênh lệch (%) |
|--------|--------|-------------------------|------------|----------------|--|------------|----------------|
|        |        | Ban đầu                 | Sau tối ưu |                | Ban đầu                                      | Sau tối ưu |                |
| 25     | X      | 9,73844                 | 8,13832    | -16,43         | 0,37462                                      | 0,10608    | -71,68         |
|        | Y      | 24,67003                | 21,52958   | -12,73         | 0,12107                                      | 0,06795    | -43,88         |
|        | Z      | 16,57375                | 12,23132   | -26,2          | 0,54576                                      | 0,39373    | -27,86         |
|        | a      | *                       | *          | *              | 0,67294                                      | 0,41339    | -38,57         |
| 50     | X      | 16,91621                | 10,65345   | -37,02         | 0,57540                                      | 0,04801    | -91,66         |
|        | Y      | 20,27148                | 8,81897    | -56,50         | 0,32717                                      | 0,02777    | -91,51         |
|        | Z      | 15,55471                | 6,85630    | -55,92         | 0,58298                                      | 0,38747    | -33,54         |
|        | a      | *                       | *          | *              | 0,88204                                      | 0,39142    | -55,62         |

## 5. Kiểm chứng thực nghiệm rung động khung xe



**Hình 7.** Đo rung động tại vị trí ghế hành khách:  
1) Chân; 2) Mông; 3) Lưng; 4) Bộ scandas 16 kênh

Nhằm kiểm tra mức độ giảm thiểu rung động trên khung xe trước và sau khi tối ưu hóa kết cấu, nhóm tác giả tiến hành đo đạc thực nghiệm bằng thiết bị đo rung động, tiếng ồn và va chạm LMS Test Lab của Hãng LMS, Siemens Group, Bỉ. Sử dụng các cảm biến 3 phương (Seatpad) 1, 2, 3 tại 3 vị trí chân, mông, lưng hành khách, để đo lại giá trị gia tốc tác dụng lên cơ thể con người khi động cơ nổ ở chế độ không tải (chế độ có mức độ rung động từ động cơ lớn nhất). Bộ scandas 16 kênh sẽ nhận tín hiệu chuyên vào phần mềm sử dụng công cụ phân tích giá trị gia tốc rung động hiệu dụng RMS, thực hiện đo giá trị rung động trong khoảng thời gian 0÷30s.

**Bảng 5.** So sánh kết quả giá trị gia tốc rung động hiệu dụng trước và sau tối ưu hóa kết cấu.

| Phương | Giá trị gia tốc rung động [ $m/s^2$ ] |            | Chênh lệch (%) |
|--------|---------------------------------------|------------|----------------|
|        | Ban đầu                               | Sau tối ưu |                |
| X      | 0,093                                 | 0,072      | -22,58         |
| Y      | 0,218                                 | 0,062      | -71,56         |
| Z      | 0,279                                 | 0,196      | -29,75         |
| a      | 0,354                                 | 0,211      | -40,39         |

Kết quả đo đạc thực tế trước khi tối ưu ta có giá trị gia tốc rung động hiệu dụng là  $0,354 [m/s^2]$  so sánh với tiêu chuẩn ISO 2631-1 (Bảng 1) gây cảm giác một ít không thoải mái cho hành khách và sau khi tối ưu kết cấu cho giá trị gia tốc rung động hiệu dụng là  $0,211 [m/s^2]$  cho cảm giác rất thoải mái, mức độ thoải mái cho hành khách được cải thiện đáng kể. Các thông số cụ thể theo các phương thể hiện trên

Bảng 5, rung động theo phương Y giảm nhiều nhất (71,56%) và phương Z giảm 29,75% tương ứng với việc thêm xương thép hộp  $40 \times 40 \times 3.0mm$  theo phương Y và tăng độ dày các xương máng đuôi lên  $40 \times 40 \times 2.0mm$  theo phương Z.

## 6. Kết luận

Trên cơ sở phân tích kết quả tính toán rung động, tác giả lựa chọn kết cấu khung xe tối ưu, nhờ đó thay đổi độ cứng khung xương xe, nhằm giảm thiểu rung động ghế hành khách, đáp ứng mức cao nhất về sự thoải mái theo tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997 với các kích thích chủ yếu là rung động do động cơ gây ra. Việc tối ưu hóa kết cấu khung xe làm giá trị biên độ vận tốc theo ba phương giảm xuống rất nhiều (khoảng 56%). Gia tốc rung động của khung xương theo phương Z sau khi tối ưu hóa kết cấu giảm xuống còn  $0,196m/s^2$ , giảm hơn 29,43% so với giá trị ban đầu, đảm bảo độ thoải mái theo tiêu chuẩn ISO 2631-1. Kết quả nghiên cứu dự kiến sẽ áp dụng nhằm giảm thiểu rung động trên ghế hành khách của xe buýt B45, Công ty THHH MTV Thaco Trường Hải.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini, *Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*. UK: Springer, 2014.
- [2] Jun Yang, Mingming Dong, *Research on Vibration of Automobile Suspension Design*, MATEC Web of Conferences (ICMME 2017).
- [3] Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang: *Vehicle Vibration Analysis in Changeable Speeds Solved by Pseudoexcitation Method*, Mathematical Problems in Engineering, 2010.
- [4] Reza N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application Switzerland*: Springer International Publishing, 2014.
- [5] Tiêu chuẩn quốc gia TCVN 6964-1: 2001 (ISO 2631-1:1997), Rung động và chấn động cơ học giá sự chịu đựng của con người với rung động toàn thân.
- [6] Trương Hoàng Tuấn, Trần Hữu Nhân, Trần Quang Lâm Phân tích dao động của thân xe tải nhẹ bằng mô hình động lực học dao động 3D, *Tạp chí Phát triển KH&CN*, Tập 18 số K7-2015.
- [7] Yogendra S.Rajput, Vikas Sharma, Shivam Sharma, "Gaurav Saxena: A Vibration Analysis of Vehicle Frame", *International Journal of Engineering Research and Application (IJERA)*, Vol. 3, Issue 2, 2013, pp. 348-350 348.
- [8] W.Gao, N.Zhang, H.P.Du, "A half-car model for dynamic analysis of vehicle with random parameters", *The 5th Australasian Congress on Applied Mechanics*, ACAM 2007.
- [9] Altair Engineering, *OptiStruct for Linear Dynamics: Modal, FRF, and Transient Analysis*. American, 1985.

(BBT nhận bài: 14/9/2018, hoàn tất thủ tục phân biên: 02/10/2018)