

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM LMS TEST.LAB ĐÁNH GIÁ RUNG ĐỘNG, TIẾNG ỒN XE BUÝT THACO CITY B60

APPLICATION OF LMS TEST.LAB SOFTWARE IN ORDER TO EVALUATE VIBRATION, NOISE IN B60 CITY BUS THACO

Trần Thanh Hải Tùng¹, Trần Thanh Thái²

¹Đại học Đà Nẵng; haitung@ac.udn.vn

²HVCH khóa 2018-2019, Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng; thanhthai0101@gmail.com

Tóm tắt - Ở nước ta hiện nay kinh tế, xã hội ngày càng phát triển, nhu cầu đi lại của con người dần tăng lên, cùng với đó ngành công nghiệp ô tô cũng không ngừng phát triển. Đặc biệt, xe buýt công cộng ngày càng được chú trọng đầu tư để nâng cao chất lượng vận tải hành khách, giảm ô nhiễm môi trường. Tại Công ty Bus Thaco công tác kiểm nghiệm chất lượng là yếu tố được quan tâm hàng đầu. Vì vậy, công tác đánh giá rung - ồn xe buýt Thaco City B60 là vấn đề cấp thiết. Trong bài báo này trình bày kết quả thực nghiệm đánh giá rung động, tiếng ồn xe buýt Thaco City B60. Dựa trên kết quả thực nghiệm để phân tích và đề ra các biện pháp cải tiến giảm rung động, tiếng ồn nhằm nâng cao chất lượng, rút ngắn thời gian nghiên cứu phát triển sản phẩm đồng thời nâng cao được khả năng cạnh tranh của doanh nghiệp.

Từ khóa - Phần mềm LMS; tiếng ồn; rung động; xe buýt Thaco City B60; Cải tiến

Abstract - In our country, the economy and society are growing rapidly, the demand for human transportation gradually increases. As a result, the automobile industry is also constantly developing. In particular, public buses are increasingly focused on investment in order to upgrade passenger transport quality as well as minimizing environmental pollution. At Bus Thaco, quality testing is a factor that is on the top priority. Therefore, the vibration and noise assessment – B60 City Bus Thaco is an urgent issue. This article reports the experimental results of vibration and noise of vehicle based on an introduction of theoretical, empirical basis, measurement analysis and improvement of vibration and noise issues of vehicle, to minimize product development time as well as improve the competitiveness of businesses as well.

Key words - LMS Software; noise; vibration; B60 City Bus Thaco; improve

1. Giới thiệu

Nâng cao chất lượng xe buýt theo hướng tiện nghi, an toàn là một nội dung quan trọng, cấp thiết để phát triển giao thông công cộng, góp phần giải quyết tình trạng ùn tắc giao thông tại các thành phố lớn. Trong đó, vấn đề rung động, tiếng ồn là một nhân tố ảnh hưởng rất lớn đến mức độ tiện nghi và an toàn của xe.

Hiện nay, trên thế giới đa số các nghiên cứu, tính toán, thực nghiệm về rung động, tiếng ồn trên xe chủ yếu thực hiện tại các hãng ô tô lớn được đầu tư mạnh cho phần mềm, thiết bị. Ở nước ta hầu như chưa có nghiên cứu thực nghiệm rung động, tiếng ồn trên ô tô nào được thực hiện. Đối với các doanh nghiệp ô tô trong nước cũng chưa tập trung vào vấn đề này do chi phí nghiên cứu lớn và thời gian phát triển sản phẩm dài.

Việc phân tích, đánh giá rung động, tiếng ồn xe buýt Thaco City B60 có ý nghĩa khoa học và thực tiễn nhằm tạo ra phương pháp thực nghiệm, phân tích và cải tiến để giảm rung động, tiếng ồn các xe buýt thiết kế và chế tạo trong nước.

Bài báo giới thiệu về các nguồn rung động và tiếng ồn trên ô tô, sử dụng thiết bị và phần mềm LMS Test.Lab để đánh giá mức độ rung động, tiếng ồn. Trên cơ sở kết quả đo được bằng thực nghiệm, nhóm tác giả tiến hành phân tích xác định nguyên nhân gây rung, ồn. Từ đó, tiến hành cải tiến thay đổi kết cấu, độ cứng khung xương xe nhằm giảm thiểu rung, ồn trên khoang hành khách, đáp ứng mức cao nhất về sự thoải mái theo tiêu chuẩn của THACO. Kết quả trước và sau khi cải tiến được kiểm chứng bằng cách đo đạc thực nghiệm về rung động, tiếng ồn tại các vị trí khác nhau trên khoang khách.

2. Nghiên cứu đánh giá rung động, tiếng ồn của xe bằng phần mềm LMS Test.Lab

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 và TCVN 6964 [1]. Tiêu chuẩn này xác định rõ mức độ thoải mái và sự cảm nhận của con người ngồi trên ghế hành khách 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:

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

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

Để đáp ứng được theo tiêu chuẩn ISO 2631-1: 1997, mỗi doanh nghiệp sẽ có các yêu cầu riêng về mức độ rung động trên sàn xe. Theo tiêu chuẩn của công ty Thaco về rung động trên sàn xe City Bus được như bảng 1.

Bảng 1. Tiêu chuẩn của Thaco về rung động trên sàn xe City Bus

Chế độ vận hành	Rung trên sàn xe	Đơn vị
Xe đứng yên động cơ không tăng tốc	≤ 2	mm/s
Xe đứng yên động cơ tăng tốc	≤ 3	mm/s

2.2. Tiêu chuẩn đánh giá ảnh hưởng của tiếng ồn

Dựa vào các mức đánh giá cường độ ồn và kết quả tính toán, mô phỏng trên từng dòng xe. Các công ty lớn trên thế

giới đã xây dựng riêng cho mình các tiêu chuẩn đánh giá về tiếng ồn trên ô tô. Tương tự, công ty Thaco đã đưa ra tiêu chuẩn đánh giá về độ ồn trên xe City Bus động cơ đặt sau được trình bày như Bảng 2.

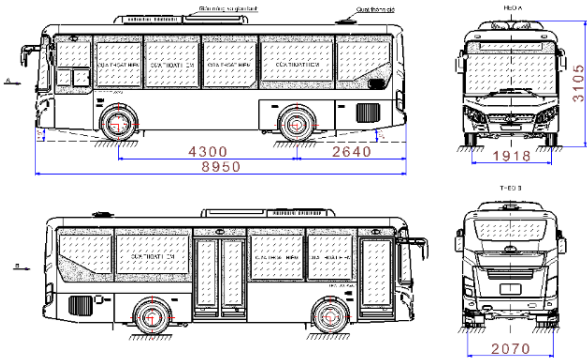
Bảng 2. Tiêu chuẩn Thaco về độ ồn trong khoang khách

Vị trí	Chế độ vận hành	Yêu cầu kỹ thuật	Đơn vị
Đầu xe	Xe đứng yên, động cơ nổ không tải, không có điều hòa	≤ 68	dBA
Cuối xe			
Đầu xe	Xe đứng yên, động cơ nổ không tải, có điều hòa	≤ 70	dBA
Cuối xe			

2.3. Thực nghiệm đo và xử lý kết quả đo

2.3.1. Giới thiệu về xe thực nghiệm

Tổng thể xe thực nghiệm Thaco City B60, được mô tả như trên Hình 1 [2], [3], [4].



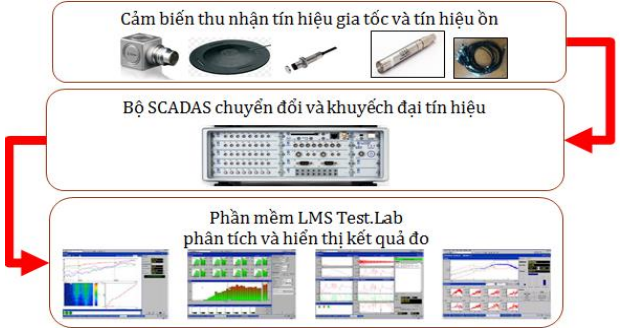
Hình 1. Tổng thể buýt Thaco City B60

Bảng 3. Thông số kỹ thuật của xe thực nghiệm [5], [6], [7]

Danh mục		Xe thực nghiệm
Động cơ		
Tên động cơ		WP4.6NQ220E40
Loại động cơ		Diesel 4 kỳ, 4 xilanh thẳng hàng, có turbo tăng áp
Dung tích xilanh (cc)		4588
Đường kính và hành trình piston (mm)		105x118
Tỷ số nén		18÷1
Công suất cực đại (Ps(Kw)/rpm)		220(162)/2600
Momen xoắn cực đại (N.m/rpm)		800/1200-1800
Truyền động		
Ly hợp	Kiểu loại	Đĩa đơn, ma sát khô, dẫn động thủy lực, trợ lực khí nén
	Đường kính ngoài (mm)	395
Hộp số	Tên	5DS80TA
	Loại	Số sàn, 5 số tiến, 1 số lùi
	Tỷ số truyền	ih1 = 6,72; ih2= 4,03; ih3= 2,42; ih4= 1,54; ih5= 1; iR= 5,48
Cầu sau Chủ động	Khối lượng cho phép(kg)	6000
	Tỷ số truyền	4,11

2.3.2. Giới thiệu về thiết bị thực nghiệm

Sơ đồ của hệ thống thiết bị và phần mềm thử nghiệm thể hiện trên Hình 2.



Hình 2. Sơ đồ khối bộ thiết bị LMS [8]

Thiết bị bao gồm các cảm biến thu nhận tín hiệu rung động và tiếng ồn, thông qua các dây nối truyền tín hiệu đến bộ thu nhận Scadas. Bộ thu nhận khuếch đại tín hiệu và truyền về máy tính được cài đặt phần mềm LMS Test.Lab. Từ các dữ liệu thu được ta tiến hành phân tích, đánh giá kết quả thử nghiệm thông qua vận tốc dao động và áp suất âm thanh nhận được.

+ Cảm biến gia tốc ba phương



Hình 3. Cảm biến gia tốc 3 phương [8]

Cảm biến gia tốc 3 phương cũng dùng để đo gia tốc, rung động máy và có thể đo đồng thời rung động theo ba phương. Vì vậy, ta có thể dễ dàng so sánh mức độ rung động giữa các phương với nhau.

Bảng 4. Thông số kỹ thuật cảm biến gia tốc ba phương

Tên	Cảm biến gia tốc 3 phương	
STT	Các thông số cơ bản	Giá trị
1	Tín hiệu thu nhận	ICP
2	Độ nhạy	100mV/pa
3	Nhiệt độ đo	-55°C ÷ (+125°C)

+ Cảm biến âm thanh (Microphone)



Hình 4. Cảm biến âm thanh

Cảm biến âm thanh được sử dụng trong việc đo, phân tích và đánh giá mức độ ảnh hưởng của tiếng ồn đến hành khách ngồi trên xe, từ đó tìm ra nguồn gây ồn và đề

xuất phương án khắc phục.

Bảng 5. Các thông số kỹ thuật của cảm biến âm

Tên	Cảm biến âm thanh	
STT	Các thông số cơ bản	Giá trị
1	Độ nhạy	0.001mV/pa
2	Tín hiệu thu nhận	ICP
3	Sai số	±0,06 dB
4	Nhiệt độ đo	-30°C ÷ (+70°C)

Rung động và âm thanh được đánh giá qua giá trị vận tốc dao động và áp suất âm thanh:

+ Rung động tại từng vị trí trên sàn xe được đánh giá thông qua vận tốc rung trung bình từng phương tại vị trí đó theo công thức [9], [10].

$$V_{tb} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2} \quad (\text{mm/s}) \quad (2)$$

Với: V_{tb} : vận tốc trung bình bình phương.

v_1 : vận tốc trung bình theo phương x.

v_2 : vận tốc trung bình theo phương y.

v_3 : vận tốc trung bình theo phương z.

+ Tiếng ồn tại từng vị trí trên khoang khách được đánh giá thông qua mức áp suất âm trung bình tại vị trí đó theo công thức [9], [10].

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot (P_1^2 + P_2^2 + \dots + P_N^2)} (\text{dBA}) \quad (3)$$

Với: $P_1, P_2, \dots, P_N$ là các áp suất âm thành phần.

2.3.3. Kết quả thực nghiệm

Lắp đặt cảm biến đo rung trên sàn xe và các cảm biến đo ồn trên ghế khách tại các vị trí ghế tài, ghế giữa và ghế cuối xe. Thời gian để thu thập số liệu đánh giá là 30 giây. Sau khi kết thúc quá trình đo, ta thu được các kết quả rung động và tiếng ồn như sau:

a. Kết quả rung động

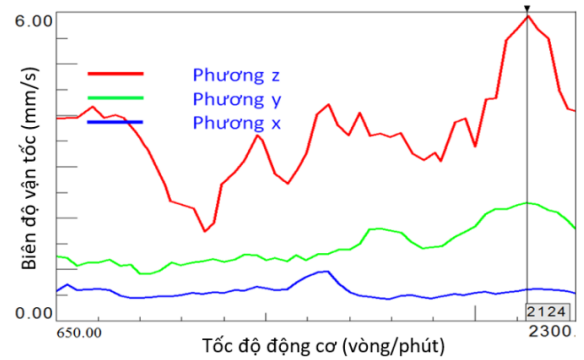
+ Ở chế độ động cơ nổ không tải có bật điều hòa và không bật điều hòa, kết quả đo rung bằng cảm biến gia tốc như Bảng 6.

Bảng 6. Kết quả đo rung động khi động cơ nổ không tải

Vị trí	Phương đo	Không bật điều hòa		Có bật điều hòa	
		Trung bình (mm/s)	Tổng 3 phương ($\leq 2\text{mm/s}$)	Trung bình (mm/s)	Tổng 3 phương ($\leq 2\text{mm/s}$)
Sàn ghế tài	X	0,37	1,25	0,6	1,57
	Y	0,97		0,83	
	Z	0,7		1,2	
Sàn ghế giữa	X	0,38	1,87	0,58	<u>2,59</u>
	Y	0,45		0,9	
	Z	1,78		2,36	
Sàn ghế cuối	X	0,35	1,21	0,63	<u>2,3</u>
	Y	0,85		1,52	
	Z	0,79		1,6	

Dựa vào bảng kết quả ta thấy, các vị trí sàn giữa và cuối xe khi bật điều hòa đều không đạt so với tiêu chuẩn Thaco (2mm/s).

+ Ở chế độ động cơ tăng tốc có bật điều hòa:



Hình 5. Đồ thị giá trị rung động ở chế độ tăng tốc có điều hòa- cuối xe

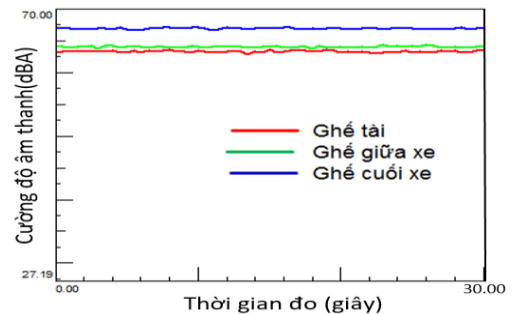
Cuối xe rung động mạnh theo phương Z, đặc biệt ở số vòng quay động cơ 2124vòng/phút vận tốc rung đạt giá trị 5,88mm/s lớn hơn rất nhiều so với yêu cầu ($\leq 3\text{mm/s}$).

b. Kết quả tiếng ồn

+ Chế độ động cơ nổ không tải có bật và không bật điều hòa:

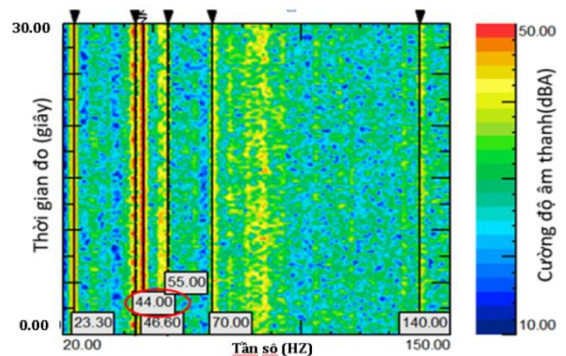
Bảng 7. Kết quả đo tiếng ồn

TT	Vị trí	Độ ồn (dBA)			
		Có bật điều hòa		Không bật điều hòa	
		Không tải	Tăng tốc	Không tải	Tăng tốc
1	Ghế tài xế	65,97	67,55	61,52	65,89
2	Ghế giữa xe	68,45	68,68	62,11	65,95
3	Ghế cuối xe	66,47	69,82	63,00	66,03

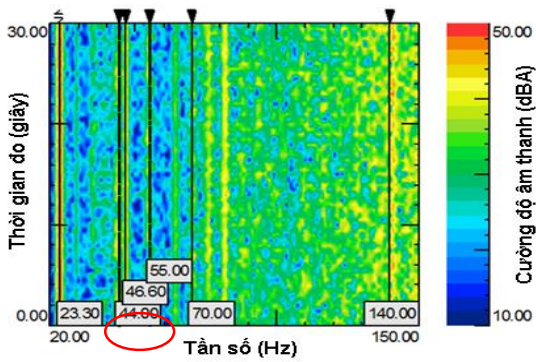


Hình 6. Độ ồn trong khoang hành khách khi động cơ nổ không tải có bật điều hòa

Dựa vào Hình 6 ta thấy, độ ồn trong xe nhỏ hơn 70dBA và đạt yêu cầu so với tiêu chuẩn Thaco.



Hình 7. Phổ độ ồn trong khoang hành khách ở chế độ động cơ nổ không tải khi bật điều hòa- giữa xe



Hình 8. Phổ độ ồn trong khoang hành khách ở chế độ động cơ nổ không tải khi không bật điều hòa- giữa xe

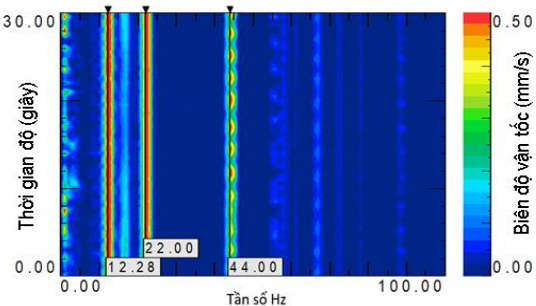
Tuy nhiên, xuất hiện hiện tượng cộng hưởng âm gây khó chịu cho hành khách ở tần số 44Hz khi bật điều hòa (âm thanh không liên tục và kéo dài trong thời gian đo 30 giây) như Hình 7. Trường hợp không bật điều hòa (Hình 8) không xuất hiện hiện tượng cộng hưởng âm tại tần số 44Hz.

3. Phân tích, cải tiến giảm rung động, tiếng ồn

3.1. Phân tích xác định nguồn gây ra rung động

Từ kết quả thu được rung động trên sàn xe lớn hơn giá trị cho phép (tiêu chuẩn Thaco) ta đi vào phân tích để tìm ra nguyên nhân.

Trong giao diện phần mềm LMS Test.Lab ta tiến hành giải giá trị rung động tại vị trí sàn cuối xe theo miền thời gian và được đồ thị màu như Hình 9.



Hình 9. Đồ thị phân tích rung động ở chế độ không tăng tốc có bật điều hòa- cuối xe

Bằng cách xác định các đường cộng hưởng theo phương pháp đường biến thiên tần số theo số vòng quay như công thức $F_x = n/60$, [8].

Trong đó, F_x là tần số xuất phát ứng với tần số cơ bản của chi tiết quay; n : là số vòng quay không tải của chi tiết quay.

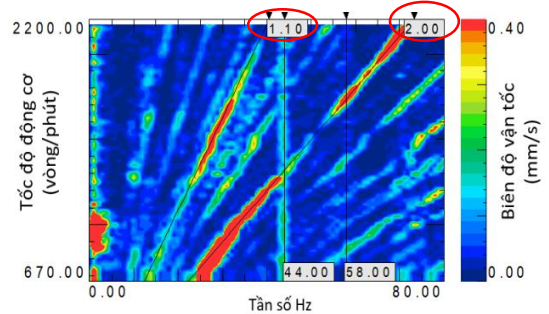
Trong động cơ 4 kỳ-4 xi lanh các đường ứng với tần số cơ bản của chi tiết quay lần lượt là: 1, 2... (bội số của 2) do trong một chu kỳ ứng với 2 vòng quay trục khuỷu.

Với số vòng quay không tải của động cơ (660 vòng/phút) ứng với tần số 22Hz. Do đó, đường màu đỏ đậm ứng với vị trí 22Hz là đường thể hiện rung động của động cơ. Từ đồ thị ta thấy, ngoài động cơ còn có các tác nhân khác gây rung động, cụ thể như ở vị trí 12,28Hz và 44Hz.

Bằng cách tính tỷ số truyền giữa động cơ và các tác nhân gây ra rung động ta xác định được nguồn gây ra rung động.

Tại vị trí tần số 12,28Hz là tần số rung động do quạt gió của két nước gây ra (tỷ số truyền là 1:1,1).

Tại vị trí 44Hz ta chưa thể xác định được đó là do tác nhân nào gây ra. Tiến hành phân tích đồ thị phổ ở trường hợp tăng tốc để xác định.



Hình 10. Đồ thị phân tích rung động ở chế độ tăng tốc có bật điều hòa vị trí sàn cuối xe

Đường số 2.0 (Hình 10) tương ứng với tần số 22Hz (Hình 9) là đường biểu diễn rung động của động cơ khi tăng tốc và khi đứng yên theo số vòng quay. Do động cơ là nguồn gây ra rung động chính trên xe nên đường số 2.0 của động cơ thể hiện trên đồ thị là đường đậm nhất.

Đường 1.1 (Hình 10) tương ứng với tần số 12,28Hz (Hình 9) là đường rung động của quạt gió.

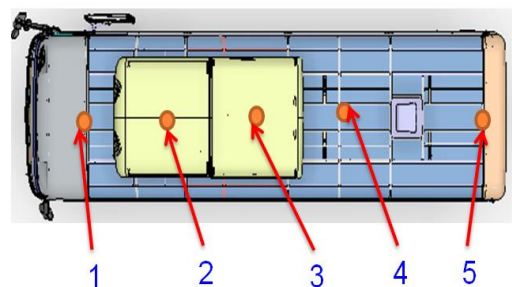
Khi quan sát trên cả hai Hình 9 và Hình 10 đồ thị phổ, ta nhận thấy ở chế độ động cơ tăng tốc hay nổ không tải thì tại tần số 44Hz vẫn xảy ra rung động. Đồng thời, đường biểu diễn sự rung động đó là một đường thẳng vuông góc với trục tần số và không thay đổi theo số vòng quay của động cơ. Do đó, ta nhận định nguồn gây ra rung động trên không phụ thuộc vào động cơ và lấy năng lượng từ một nguồn năng lượng khác. Từ các lập luận trên và bằng cách thử nghiệm ta xác định được rung động gây ra tại vị trí tần số 44Hz chỉ xuất hiện trên đồ thị khi bật giàn nóng điều hòa hoạt động, nên ta kết luận rung động tại vị trí tần số 44Hz là do giàn nóng điều hòa gây ra.

3.2. Phân tích xác định nguồn gây ra tiếng ồn

Độ ồn trong khoang khách xuất hiện hiện tượng cộng hưởng tiếng ồn ở tần số 44 Hz (Hình 7), tiếng ồn này có tần số trùng với tần số rung động (Hình 9) khi bật điều hòa ở chế độ động cơ không tăng tốc, cần phân tích để tìm ra nguyên nhân.

Dựa vào Hình 7 và Hình 8 ta thấy, tần số gây ồn ở 44 Hz không bị thay đổi theo số vòng quay động cơ, luôn cố định ở 44Hz và xuất hiện khi bật điều hòa. Nên tiếng ồn có thể là do kết cấu giàn nóng điều hòa cộng hưởng với mui xe gây ra.

Ta tiến hành đo rung động trên mui xe để xác định chính xác nguyên nhân gây nên tiếng ồn.



Hình 11. Vị trí gắn cảm biến đo rung trên mui xe

Bảng 8. Kết quả đo rung động trên mũi xe khi bật điều hòa, động cơ nổ không tải

Vị trí cảm biến rung		Phương đo	Trung bình (mm/s)	Tổng 3 phương (mm/s)
01	Trên mũi vị trí đầu xe	X	0,40	3,80
		Y	1,42	
		Z	3,50	
02	Trên giàn lạnh điều hòa	X	1,05	7,04
		Y	2,32	
		Z	6,56	
03	Trên giàn nóng điều hòa	X	0,70	10,41
		Y	1,19	
		Z	10,32	
04	Trên mũi vị trí giữa xe	X	0,49	3,13
		Y	1,33	
		Z	2,79	
05	Trên mũi vị trí cuối xe	X	0,48	3,11
		Y	2,49	
		Z	1,79	

Từ bảng số liệu ta thấy, rung động trên mũi tại vị trí giàn điều hòa lớn, kết cấu khung mũi yếu gây nên hiện tượng cộng hưởng.

3.3. Phương án cải tiến để giảm rung động, tiếng ồn

3.3.1. Đối với rung động do quạt gió kết nước gây ra

Xét đường truyền rung động, ta thấy thanh chống căng đai quạt gió kết nước được bắt vào khung xe. Các cao su thanh chống căng đai là một kết cấu cứng không đàn hồi do đó rung động từ kết nước thông qua cây chống căng đai truyền thẳng lên sàn xe thông qua khung xe.



Hình 12. Hiện trạng ban đầu trước khi cải tiến cây chống căng đai kết nước

Phương án cải tiến: bắt trực tiếp thanh chống căng đai vào chân động cơ để ngắt đường truyền rung động từ quạt gió kết nước lên khung xe. Kết cấu sau khi cải tiến:

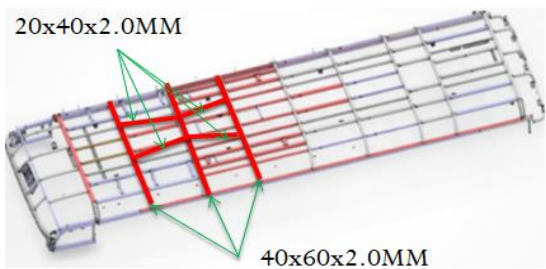


Hình 13. Kết cấu sau cải tiến cây chống căng đai kết nước

3.3.2. Đối với tiếng ồn do kết cấu giàn điều hòa, mũi xe

Kiểm tra trực tiếp giàn nóng điều hòa trên xe, nguồn năng lượng cung cấp để quay cánh quạt dàn nóng điều hòa là năng lượng điện, tốc độ quay của quạt là rất cao, do đó bản thân quạt khi hoạt động đã tạo ra rung động và tiếng ồn. Rung động, tiếng ồn do quạt điều hòa gây ra là không tránh khỏi.

Phương án cải tiến: thiết kế tăng cứng khung xương mũi để giảm rung động, tiếng ồn tại tần số 44 Hz.



Hình 14. Kết cấu xương mũi sau cải tiến

3.4. Đo đạc, kiểm tra rung động, tiếng ồn sau cải tiến

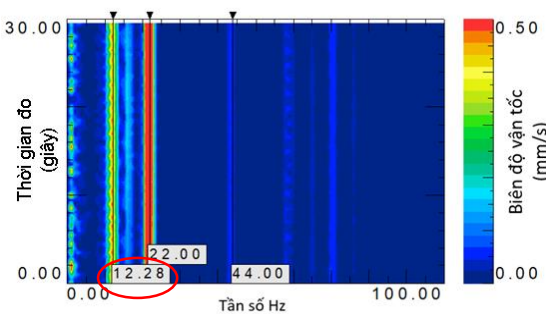
3.4.1. Phần rung động

Sau khi thực hiện phương án cải tiến ta tiến hành đo đạc lại giá trị rung động.

Trường hợp động cơ nổ không tải, có bật điều hòa và không bật điều hòa.

Bảng 9. Bảng giá trị rung động tác dụng lên sàn xe

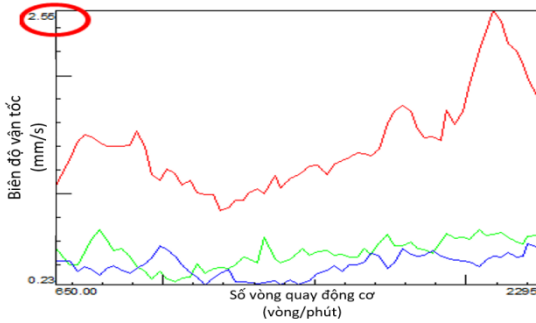
Vị trí	Phươ ng đo	Không bật điều hòa				Có bật điều hòa			
		Trung bình (mm/s)		Tổng 3 phương (≤2mm/s)		Trung bình (mm/s)		Tổng 3 phương (≤2mm/s)	
		Trước cải tiến	Sau cải tiến	Trước cải tiến	Sau cải tiến	Trước cải tiến	Sau cải tiến	Trước cải tiến	Sau cải tiến
Sàn ghế tài	x	0,37	0,34	1,25	1,10	0,6	0,42	1,57	1,30
	y	0,97	0,76			0,83	0,96		
	z	0,7	0,73			1,2	0,76		
Sàn ghế giữa	x	0,38	0,41	1,87	1,02	0,58	0,54	2,59	1,25
	y	0,45	0,5			0,9	0,61		
	z	1,78	0,79			2,36	0,95		
Sàn ghế cuối	x	0,35	0,40	1,21	1,12	0,63	0,48	2,3	1,25
	y	0,85	0,73			1,52	0,73		
	z	0,79	0,75			1,6	0,89		



Hình 15. Đồ thị rung động trên sàn cuối xe - sau cải tiến ở chế độ động cơ nổ không tải có điều hòa

Nhận xét: ở chế độ động cơ nổ không tải các giá trị rung động giảm (khoảng 51%) so với trước cải tiến. Các giá trị này đều nằm trong tiêu chuẩn của Thaco (≤2mm/s).

Trường hợp động cơ tăng tốc, có điều hòa và không có điều hòa, ta có giá trị rung động tác dụng lên sàn xe như Hình 16.

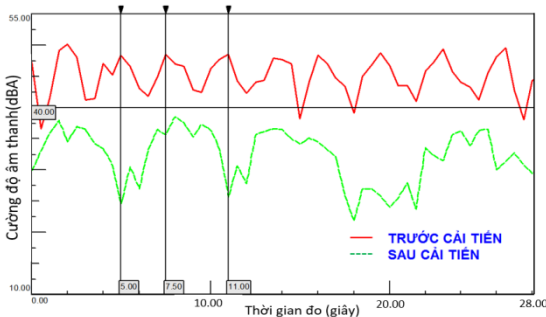


Hình 16. Đồ thị rung động trên sàn cuối xe - sau cải tiến ở chế độ động cơ tăng tốc có bật điều hòa

So sánh giá trị rung động trên Hình 5 và Hình 16 ta thấy, được rung động trên sàn cuối xe sau cải tiến đạt yêu cầu.

3.4.2. Phần tiếng ồn

Sau khi thực hiện phương án cải tiến mui xe ta tiến hành đo đạc lại giá trị tiếng ồn. Các bước đo đạc tiến hành như trước cải tiến. Kết quả độ ồn trong khoang hành khách tại vị trí giữa xe được thể hiện trong Hình 17.



Hình 17. Độ ồn vị trí giữa xe ở tần số 44Hz

Nhận xét: sau cải tiến, giá trị độ ồn trong khoang khách giảm 32,5% và hết hiện tượng cộng hưởng âm tại tần số 44 Hz.

4. Kết luận

Bài báo trình bày kết quả phân tích và cải tiến rung ồn trên xe buýt Thaco City B60, sử dụng phần mềm LMS Test.Lab. Trên cơ sở phân tích kết quả rung động, tiếng ồn tác giả đề xuất các kết cấu phù hợp, nhằm giảm thiểu rung động, tiếng ồn trên khoang hành khách, đáp ứng mức cao nhất về sự thoải mái theo tiêu chuẩn Thaco. Kết quả rung động, tiếng ồn trước và sau khi tối ưu kết cấu được kiểm chứng bằng đo đạc thực nghiệm lại và so sánh kết quả với trước cải tiến. Việc tối ưu hóa kết cấu làm giá trị biên độ vận tốc theo ba phương giảm xuống rất nhiều (khoảng 51%). Giá trị độ ồn tại tần số 44Hz sau khi tăng cứng kết cấu khung xương mui xe giảm xuống 32,5% so với giá trị ban đầu, đảm bảo độ thoải mái cho hành khách.

Kết quả nghiên cứu sẽ áp dụng nhằm giảm thiểu rung động, tiếng ồn trên khoang khách của xe buýt Thaco City B60, Công ty THHH MTV sản xuất xe Bus Thaco.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Second edition, 2004.
- [2] QCVN 09/BGTVT, Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe ô tô, 2015.
- [3] Philippine Natinal Standard/PNS 2126, Public Utility Vehicles Class 2 and Class 3 – Dimensions, 2017.
- [4] Trương Dũng, *Tài liệu thiết kế sơ bộ ô tô khách thành phố*, lưu hành nội bộ, 2018.
- [5] Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Lê Thị Vàng, *Lý thuyết ô tô - Máy kéo*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 1998.
- [6] Cruise Deal Time and AVL, Vehicle system simulation from concept to testing, China, 2008.
- [7] Weichai Power, Diesel parts catalogue.
- [8] Siemens, The LMS Test.Lab Modal Analysis manual (2012).
- [9] Anders Brandt, Noise and vibration Analysis: Singnal Analysis and Experimental Procedures (2011).
- [10] Cyril M. Harris, Allan G. Piersol, Harris shock and virbation handbook, New York, 2002.

(BBT nhận bài: 03/10/2019, hoàn tất thủ tục phản biện: 25/11/2019)