

ĐÁNH GIÁ TIẾNG ỒN KHÍ ĐỘNG TRÊN THÂN XE Ô TÔ DU LỊCH BẰNG PHƯƠNG PHÁP SỐ

EVALUATION OF AERODYNAMIC NOISES FOR PASSENGER CARS USING NUMERICAL METHOD

Phan Thành Long¹, Lê Đắc Hòa²

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng; ptlong@dut.udn.vn

²Trung tâm Đăng kiểm xe cơ giới 74-03D, Quảng Trị; ledachoa.bkdn@gmail.com

Tóm tắt - Tiếng ồn khí động do tương tác của dòng không khí với bề mặt xe là một trong những vấn đề của ngành công nghiệp ô tô, vì nó ảnh hưởng đến sự tiện nghi và an toàn của người sử dụng xe. Trong nghiên cứu này, tiếng ồn khí động sinh ra trên bề mặt xe ô tô du lịch được xem xét và đánh giá bằng phương pháp số, trong đó đặc tính khí động của xe được mô phỏng bằng phần mềm thương mại ANSYS Fluent, kết hợp với việc phân tích tiếng ồn bằng mô hình FW – H. Kết quả cho thấy, tiếng ồn khí động sinh ra tại một số điểm trên bề mặt xe có cường độ âm nằm trong khoảng từ 80 ÷ 90 dB, ảnh hưởng xấu đến sức khỏe lái xe và hành khách nếu sử dụng trong thời gian dài. Điều này đòi hỏi phải có một số cải tiến về hình dáng xe để giảm tiếng ồn khí động này.

Từ khóa - Tiếng ồn khí động; CFD; mô hình FW – H; xe du lịch cỡ nhỏ

Abstract - Aerodynamic noise due to the interaction of air flow with the vehicle surface is one of the problems of the automotive industry, as it affects the comfort and safety of vehicle drivers. In this study, aerodynamic noise generated on the surface of passenger cars is evaluated by using numerical method, in which the aerodynamic characteristics of the vehicles are simulated by commercial software ANSYS Fluent, combined with noise analysis using FW – H models. The results show that, aerodynamic noise generated at some points on the vehicle surface has a sound pressure level in the range of 80 ÷ 90 dB, adversely affecting the health of the driver and passengers if they suffer it for a long time. This requires some vehicle shape improvements to reduce this aerodynamic noise.

Key words - aerodynamic noise; CFD; FW – H model; passenger car

1. Đặt vấn đề

Ngày nay, cùng với sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô, các mẫu xe được chế tạo trong những năm gần đây, đặc biệt là xe ô tô du lịch luôn đề cao đến tính thẩm mỹ và sự tiện nghi của người sử dụng. Trong các yếu tố ảnh hưởng đến sự tiện nghi và thoải mái của người dùng, tiếng ồn trong xe là một trong những yếu tố quan trọng nhất. Tiếng ồn trong xe được sinh ra từ nhiều nguồn khác nhau, gồm tiếng ồn từ động cơ đốt trong, hệ thống truyền động, tương tác giữa lốp xe và mặt đường và đặc biệt là tiếng ồn khí động do dòng không khí chuyển động qua xe. Đối với các ô tô hiện đại ngày nay, các tiếng ồn cơ học ngày càng ít, nhờ sử dụng các vật liệu cách âm tiên tiến. Trong khi đó, tiếng ồn khí động do gió sinh ra ngày càng chiếm chủ yếu, đặc biệt là khi xe di chuyển với tốc độ cao. Chính vì vậy, việc nghiên cứu thiết kế để giảm tiếng ồn khí động của xe là một trong những yếu tố quan trọng, ảnh hưởng đến sự thoải mái và tính an toàn của xe khi hoạt động trong thời gian dài.

Để phân tích và đánh giá tiếng ồn khí động trên xe ô tô, một số phương pháp đã được sử dụng, bao gồm việc phân tích lý thuyết, thực nghiệm hoặc mô phỏng số. Hold [1] và Siegert [2] đã thực hiện các thí nghiệm và mô phỏng số để nghiên cứu về sự dao động áp suất âm do dòng chảy sinh ra khi chuyển động bao quanh mặt mô hình kính xe đơn giản. Các nghiên cứu tiếp theo dựa trên mô hình này cũng đã được thực hiện [3-6]. Một số nghiên cứu khác lại tập trung vào xem xét tiếng ồn sinh ra do gương chiếu hậu của xe [7-8]. Trong các nghiên cứu này, mô hình gương chiếu hậu được nghiên cứu một cách độc lập với thân xe, bằng cách gắn trên một tấm phẳng. Bên cạnh đó, một số nghiên cứu khác lại tập trung vào việc đánh giá tiếng ồn khí động sinh ra trên thân xe. Aljure [9], Krajnovic [10] và Murad [11] đã mô phỏng tiếng ồn sinh ra trên một mô hình xe đơn

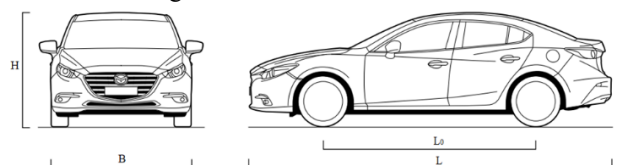
giản và không có gương chiếu hậu. Trong khi đó, Lepley [12] đã thực hiện các thí nghiệm và mô phỏng về tiếng ồn dành cho mô hình xe thực tế, trong đó có cả gương chiếu hậu. Các nghiên cứu này giúp chỉ ra các nguyên nhân gây ra tiếng ồn khí động, cũng như các vị trí trên xe tại đó tiếng ồn lớn nhất, từ đó giúp cải thiện hình dáng xe để giảm tiếng ồn khí động trên xe.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả sẽ phân tích và đánh giá tiếng ồn khí động sinh ra trên mô hình xe du lịch Mazda 3 bằng phương pháp mô phỏng số CFD (Computational Fluid Dynamics), sử dụng phần mềm thương mại ANSYS Fluent R16 [13]. Mô hình xe không được trang bị gương chiếu hậu để giảm thời gian và tài nguyên tính toán. Xe được giả thiết chuyển động với tốc độ 30 m/s, các đặc tính khí động được đánh giá nhờ sử dụng mô hình rối $k - \omega$ SST, trong khi đó tiếng ồn được phân tích nhờ mô hình FW – H. Kết quả mô phỏng cho thấy, một số điểm trên xe có thể sinh ra tiếng ồn có cường độ âm vượt qua ngưỡng an toàn cho sức khỏe con người, từ đó làm cơ sở để đề xuất các bước cải tiến hình dạng xe, giúp giảm tiếng ồn khí động, đảm bảo sự tiện nghi và an toàn cho người sử dụng xe.

2. Phương án mô phỏng số

2.1. Xây dựng mô hình 3D

Mô hình mô phỏng trong bài toán này là xe ô tô du lịch cỡ nhỏ Mazda 3 của THACO Trường Hải với các thông số cơ bản trên Bảng 1 và Hình 1.

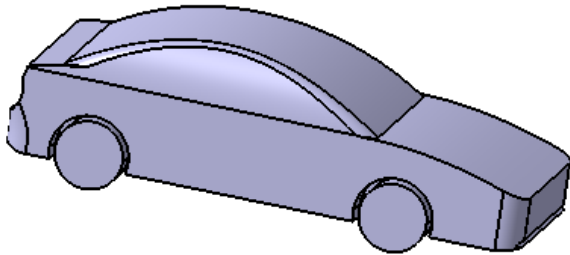


Hình 1. Ô tô Mazda 3

Bảng 1. Thông số kích thước của xe ô tô Mazda 3

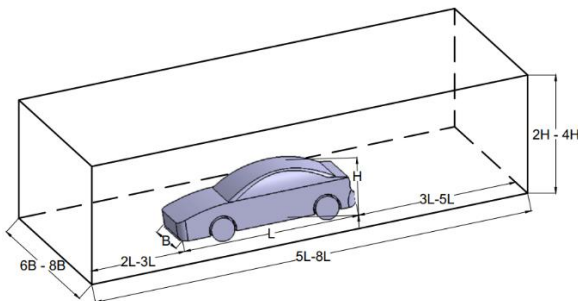
STT	Thông số kỹ thuật	Giá trị	Đơn vị
1	Chiều dài toàn bộ [L]	4580	[mm]
2	Chiều rộng toàn bộ [B]	1795	[mm]
3	Chiều cao toàn bộ [H]	1450	[mm]
4	Chiều dài cơ sở [L ₀]	2700	[mm]

Mô hình 3D của xe ô tô được xây dựng dựa trên các thông số kích thước cơ bản ở trên bằng phần mềm Catia P3 V5R21 [14] như trên Hình 2. Tuy nhiên, để đơn giản hóa quá trình tính toán, mô hình 3D sử dụng trong nghiên cứu này đã lược bỏ một số chi tiết nhỏ trên thân xe, ví dụ cản trước, lưới tản nhiệt, gạt nước, gương chiếu hậu...

**Hình 2.** Mô hình 3D của xe ô tô

2.2. Xây dựng miền tính toán

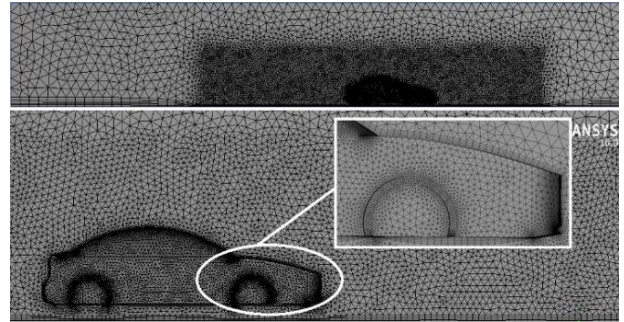
Việc xác định kích thước vùng không gian mô phỏng là một bước quan trọng trong việc xây dựng bài toán mô phỏng, vì nó liên quan đến độ chính xác của kết quả và tải nguyên tính toán. Theo đề xuất của Lanfrit [15], vùng không gian mô phỏng bao quanh xe là hình hộp chữ nhật có các kích thước trong khoảng xác định như trên Hình 3. Trong đó, chiều rộng có độ lớn từ 6 đến 8 lần chiều rộng toàn bộ của xe, chiều cao có độ lớn từ 2 đến 4 lần chiều cao toàn bộ của xe và chiều dài vùng không gian mô phỏng có độ lớn từ 3 đến 5 lần chiều dài toàn bộ của xe. Chiều dài phía trước miền tính toán phải đủ cho lượng không khí đi vào nhằm tạo áp suất cao, phía sau mô hình thì chiều dài phải đủ lớn để dòng không khí thoát ra và có thể tạo xoáy lốc hoặc tạo các vệt hút ở phía sau đuôi xe như khi xe di chuyển thực tế trên đường.

**Hình 3.** Miền tính toán của bài toán mô phỏng

2.3. Xây dựng mô hình lưới mô phỏng

Việc chia lưới cho bài toán mô phỏng CFD có ý nghĩa rất quan trọng, ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của kết quả và thời gian tính toán. Trong nghiên cứu này, lưới được sử dụng là loại lưới không cấu trúc, được chia tự động trong module Ansys Meshing, trong đó phần lưới tại gần mô hình xe được chia nhỏ hơn, còn mật độ lưới tại vùng phía xa thân xe sẽ thấp hơn, để giảm thời gian và tài nguyên tính toán của máy tính.

Ngoài ra, để tăng độ chính xác và tin cậy của kết quả mô phỏng, cấu trúc lưới gần vỏ xe phải có kích thước phù hợp để có thể mô phỏng chính xác lớp biên hình thành trên thân xe. Trong nghiên cứu này, phần lưới gần sát thân xe sử dụng dạng lưới lăng trụ, được chia thành 5 lớp, với giá trị chiều cao y^+ khoảng 0,9. Giá trị này là phù hợp để sử dụng mô hình rối $k-\omega$ SST. Hình 4 biểu diễn mô hình chia lưới cho bài toán mô phỏng khí động học trong nghiên cứu này, với hơn 2,3 triệu phần tử lưới không cấu trúc.

**Hình 4.** Mô hình chia lưới của bài toán mô phỏng

2.4. Thiết lập các thông số mô phỏng

2.4.1. Điều kiện biên

Trong bài toán đánh giá khí động học của xe ô tô bằng phương pháp CFD, miền tính toán được xem như một ống khí động ảo, trong đó mô hình xe được đặt đứng yên trên sàn. Bài toán mô phỏng được giả thiết là không ổn định. Theo [16], khi xe di chuyển với tốc độ lớn hơn 60 dặm/giờ (khoảng 96 km/h), tiếng ồn khí động sẽ lấn át các loại tiếng ồn khác từ động cơ, ma sát giữa lốp xe và mặt đường... Chính vì vậy, trong nghiên cứu này, để xem xét tiếng ồn khí động trên thân xe, xe được giả thiết chuyển động với vận tốc 30 m/s (108 km/h). Đây cũng có thể xem là vận tốc trung bình khi xe di chuyển trên các đường cao tốc của Việt Nam. Từ đây, một vận tốc không đổi, 30 m/s theo hướng di chuyển của xe, tương đương với số Reynolds $Re \approx 9 \times 10^5$, được gán cho điều kiện biên vận tốc tại cửa vào. Ngoài ra, do hình dạng xe đối xứng, do vậy có thể áp dụng điều kiện biên đối xứng để giúp giảm được một nửa không gian miền tính toán. Tại cửa ra, điều kiện biên là áp suất bằng áp suất khí trời 1 atm và cường độ rối là 5%. Toàn bộ thành rắn của mô hình được gán với điều kiện biên không trượt để giúp hình thành các lớp biên trên các bề mặt này.

2.4.2. Các phương trình chủ đạo

Trong phương pháp CFD, việc phân tích dòng chảy 3 chiều bao quanh các vật thể được thực hiện bằng cách giải gần đúng các phương trình chủ đạo của dòng chảy. Các phương trình chủ đạo này biểu diễn các định luật bảo toàn khối lượng và bảo toàn động lượng.

Định luật bảo toàn khối lượng trong một thể tích kiểm tra được biểu diễn dưới dạng phương trình liên tục như sau [17]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (1)$$

Trong đó, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng; t biểu diễn thời gian; u , v và w tương ứng là các thành phần vận tốc theo phương x , phương y và phương z của chất lỏng.

Định luật bảo toàn động lượng, thường được gọi là phương trình Navier-Stokes, trong dòng chảy 3 chiều có dạng như sau [17]:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (4)$$

Trong đó, p là áp suất của chất lỏng; f_x , f_y và f_z lần lượt là lực khối trên một đơn vị khối lượng theo phương x , phương y và phương z .

2.4.3. Mô hình rối

Để giải các phương trình chủ đạo áp dụng cho dòng chảy rối, phương pháp CFD thường sử dụng kết hợp với các mô hình rối để khép kín hệ phương trình Navier-Stokes. Việc lựa chọn mô hình rối để sử dụng phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó phải tính đến khả năng hội tụ của lời giải và tải nguyên tính toán. Trong các mô hình rối thường được sử dụng trong phương pháp CFD, mô hình hai phương trình $k - \omega$ SST được ưu tiên sử dụng rộng rãi vì nó có khả năng mô hình hóa cả dòng chảy gần bề mặt vật thể và dòng chảy phía xa vật thể. Ramchandran và các đồng nghiệp [18] đã mở rộng mô hình này để phân tích dòng chảy qua xe ô tô.

Mô hình rối $k - \omega$ SST được đề xuất bởi Menter [19] và các đồng nghiệp, kết hợp độ chính xác của mô hình rối $k - \omega$ tiêu chuẩn cho dòng chảy ở gần bề mặt vật thể và mô hình $k - \varepsilon$ cho dòng chảy tự do ở phía xa. Mô hình rối này sử dụng mô hình phương trình vận chuyển dựa trên động năng rối k và tốc độ tiêu tán riêng ω , tương tự mô hình $k - \omega$ tiêu chuẩn. Ngoài ra, trong mô hình này còn sử dụng một hàm trộn nhằm thúc đẩy mô hình rối cần thiết theo sự xấp xỉ gần bề mặt vật thể. Điều này làm cho mô hình rối $k - \omega$ SST thích hợp và có độ tin cậy cao với rất nhiều dạng dòng chảy, đặc biệt là các dòng chảy có gradient áp suất nghịch và các dòng chảy bị tách khỏi bề mặt.

Phương trình vận chuyển được sử dụng trong mô hình rối này có dạng như sau [20]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (6)$$

Trong đó, G_k là tốc độ tạo thành động năng rối; G_ω là tốc độ sinh ra của ω ; Y_k và Y_ω lần lượt là độ tiêu tán của k và ω do rối; S_k và S_ω lần lượt là các toán hạng nguồn do người dung định nghĩa.

$$\Gamma_i = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_i} \quad \text{Trong đó } i = k, \omega \quad (7)$$

Số hạng σ_i là số Prantl rối của k và ω , μ_t là hệ số nhớt rối, được xác định từ việc kết hợp phương trình k và ω :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (8)$$

$$\sigma_i = \frac{1}{F_1 / \sigma_{i,1} + (1 - F_1) / \sigma_{i,2}} \quad (9)$$

Trong đó, S là độ lớn của tốc độ biến dạng và F_1 , F_2 là các hàm trộn.

D_ω là số hạng khuếch tán ngang được định nghĩa như sau:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (10)$$

Trong phần mềm ANSYS Fluent, một số hằng số được lấy các giá trị như sau: $\sigma_{k,1} = 1,176$, $\sigma_{\omega,1} = 2,0$, $\sigma_{k,2} = 1,0$, $\sigma_{k,1} = 1,168$ và $a_1 = 0,31$.

2.4.4. Mô hình phân tích tiếng ồn Ffowcs Williams - Hawkings FW - H

Việc phân tích tiếng ồn khí động do sự tương tác của dòng chảy và bề mặt được thực hiện bằng cách sử dụng phương pháp phân tích tiếng ồn của Lighthill, sau đó được mở rộng cho dòng chảy có số Mach thấp bởi Layton và Novotny [21]. Lời giải của mô hình phân tích tiếng ồn FW-H có thể đạt được nhờ sử dụng hàm Green, trong đó có các tích phân khối biểu diễn cho sự đóng góp của các nguồn âm tứ cực, các tích phân mặt biểu diễn cho sự đóng góp của các nguồn âm đơn cực và lưỡng cực vào tiếng ồn khí động. Trong nghiên cứu này, dòng chảy có số Mach nhỏ, sự đóng góp của các nguồn tứ cực có thể bỏ qua, do vậy các tích phân khối sẽ bị loại bỏ trong khi tính toán bởi các phần mềm CFD.

Các phương trình trong mô hình FW - H có thể được viết như sau [22]:

$$\begin{aligned} \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p'}{\partial t^2} - \Delta^2 p' &= \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{ T_{ij} H(f) \} \\ &- \frac{\partial}{\partial x_i} \{ [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \} \\ &+ \frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f) \} \end{aligned} \quad (11)$$

Trong đó, u_i là thành phần vận tốc của chất lỏng theo phương x_i ; u_n là thành phần vận tốc vuông góc với bề mặt, v_i , v_n là thành phần vận tốc bề mặt theo phương tiếp tuyến và vuông góc với bề mặt; $\delta(f)$ là hàm delta Dirac; $H(f)$ là hàm Heaviside; a_0 là vận tốc âm thanh tại phía xa bề mặt; p' là áp suất âm ở trường dòng chảy phía xa. T_{ij} là tensor ứng suất Lighthill, được viết như sau:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (12)$$

Trong đó, δ_{ij} là toán tử Kroenecker delta, P_{ij} là tensor ứng suất nén của chất lỏng Newton, được cho như sau:

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (13)$$

Để giải bài toán tiếng ồn khí động sử dụng mô hình FW - H, sự dao động áp suất trên bề mặt của xe ô tô cần

được tính toán bằng cách phân tích dòng chảy không ổn định. Trong bài báo này, việc phân tích đó được tiến hành bằng cách sử dụng mô hình rời rạc - ω SST. Các tín hiệu áp suất sau đó được xử lý bằng phép biến đổi Fourier nhanh FFT để tính mức cường độ âm (Sound Pressure Level - SPL) theo tần số. Trong đó, mức cường độ âm SPL đại lượng đo bằng logarit của áp suất âm hiệu dụng so với giá trị tham chiếu, đơn vị đo là dB.

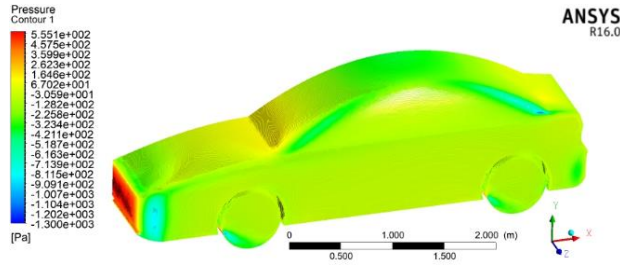
$$L_p = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (14)$$

3. Kết quả và bàn luận

3.1. Kết quả mô phỏng khí động học

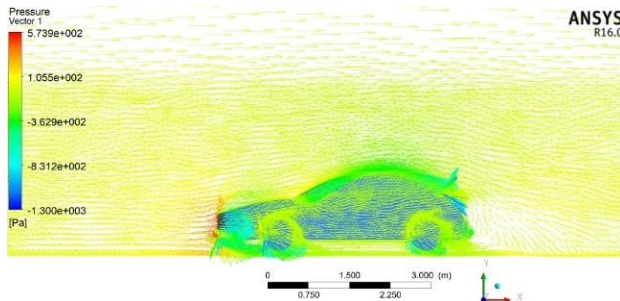
Việc mô phỏng khí động học trên xe ô tô Mazda 3 được thực hiện trong phần mềm ANSYS Fluent, sử dụng phương pháp giải không ổn định, với bước thời gian là 0,002 s và số bước là 1000.

Kết quả mô phỏng cho thấy, trường phân bố áp suất và trường phân bố vận tốc trên xe. Hình 5 biểu diễn phân bố áp suất trên bề mặt xe, trong đó áp suất lớn nhất xảy ra tại đầu mũi xe, tiếp đó là vùng tiếp giáp giữa nắp ca pô xe và kính chắn gió phía trước.



Hình 5. Trường phân bố áp suất trên bề mặt ô tô

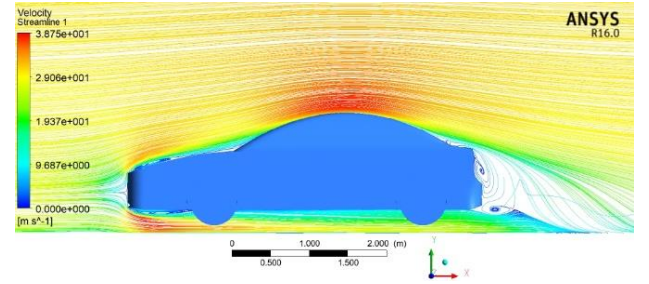
Phân bố vận tốc dòng khí bao quanh xe được thể hiện ở Hình 6, trong đó dòng không khí bị chuyển hướng nhiều nhất ở vùng đuôi xe, tại đó biên dạng của xe bị kết thúc đột ngột. Ở khu vực này, dòng khí có xu hướng chuyển động ngược lại và bị chặn ở đuôi xe và chuyển hướng tạo ra dòng xoáy. Các dòng xoáy phía sau đuôi xe này cũng là nguyên nhân gây nên lực cản khí động trên xe.



Hình 6. Trường phân bố vec tơ vận tốc bao quanh ô tô

Để phân tích kỹ hơn dòng chảy bao quanh xe, cần xem xét đường dòng của dòng chảy bao quanh xe (Hình 7). Dòng không khí khi ra khỏi đuôi xe sẽ có hiện tượng tách dòng, do phần đuôi bị kết thúc đột ngột và một phần do sự tách thành lớp biên xảy ra trước đó, áp suất tại điểm tách rời sẽ giảm xuống, làm cho một số dòng khí không đi ra

phía sau mà ngược lại lại có hướng xoáy vào đuôi xe, làm tăng lực cản khí động trên xe. Kết quả mô phỏng khí động học cũng cho thấy, hệ số cản của xe xấp xỉ 0,29.



Hình 7. Đường dòng bao quanh xe ô tô

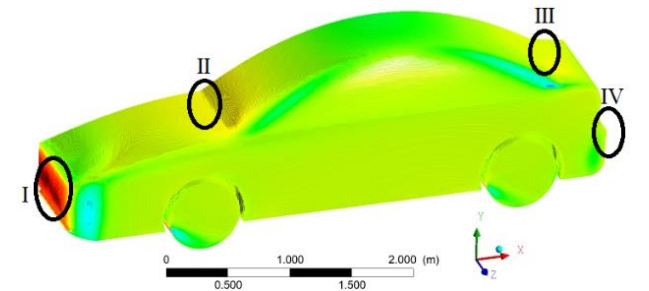
3.2. Kết quả mô phỏng tiếng ồn khí động trên xe

Để đánh giá mức độ tiếng ồn khí động, kết quả mô phỏng trong phần mềm ANSYS Fluent thường đưa ra dạng đồ thị biểu diễn sự thay đổi của SPL theo số Strouhal St.

$$St = \frac{fH}{U} \quad (15)$$

Trong đó, f là tần số dao động của xoáy tại vị trí tách dòng (Hz); H là chiều cao của ô tô (m) và U là vận tốc vào của dòng khí (m/s). Việc chuyển bài toán từ miền thời gian sang miền tần số được thực hiện nhờ phép biến đổi FFT.

Các kết quả mô phỏng khí động học như trình bày trong phần trước đã chỉ ra rằng, các đặc tính khí động học của xe ô tô như lực cản, tiếng ồn... phụ thuộc chính vào sự tách thành lớp biên cũng như sự hình thành các xoáy phía sau đuôi xe. Các điểm hình thành xoáy là nguyên nhân gây ra tiếng ồn khí động trên bề mặt xe, do vậy trong nghiên cứu này sẽ khảo sát tiếng ồn khí động tại các điểm xuất hiện xoáy trên bề mặt xe. Các điểm khảo sát lần lượt được đặt trước đầu xe, vùng tiếp giáp giữa nắp capo và kính chắn gió, vùng tiếp giáp giữa trần xe và vòm đuôi xe, vùng phía sau đuôi xe. Các điểm này được ký hiệu như trên Hình 8 và có tọa độ được cho trong Bảng 2.

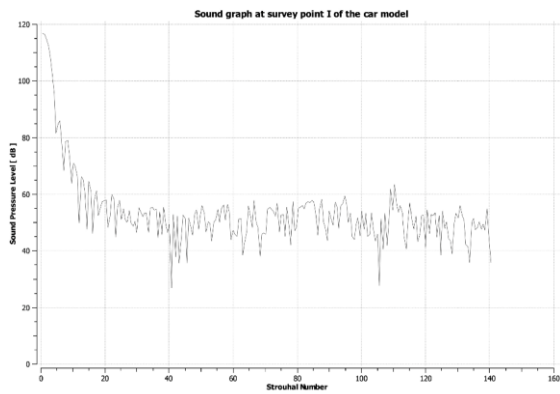


Hình 8. Các điểm khảo sát tiếng ồn khí động trên xe

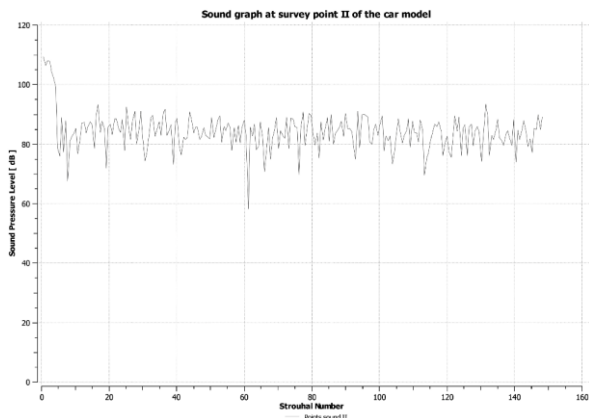
Bảng 2. Tọa độ các điểm khảo sát tiếng ồn trên thân xe

Điểm khảo sát	X (m)	Y (m)	Z (m)
I	-2,29	0,4	0,45
II	-0,92	0,98	0,45
III	1,88	1,03	0,45
IV	2,29	0,4	0,45

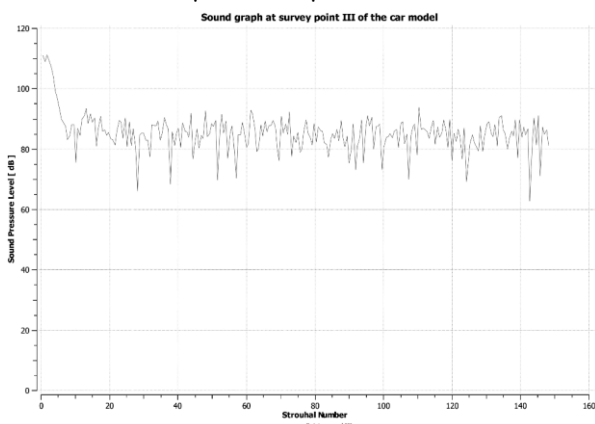
Kết quả mô phỏng tính ồn khí động tại các điểm khảo sát lần lượt được thể hiện lần lượt trên Hình 9, 10, 11 và 12.



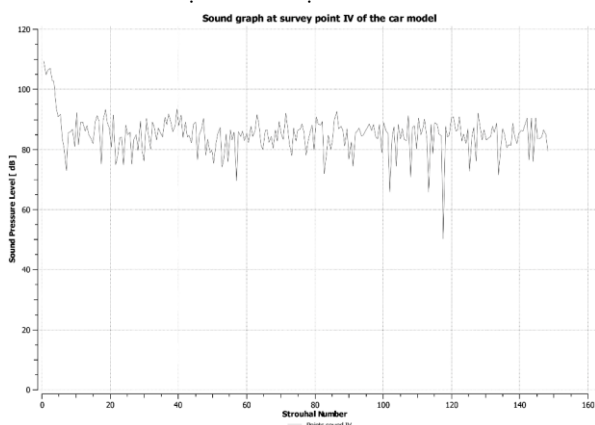
Hình 9. Đồ thị âm thanh tại điểm khảo sát I trên xe



Hình 10. Đồ thị âm thanh tại điểm khảo sát II trên xe



Hình 11. Đồ thị âm thanh tại điểm khảo sát III trên xe



Hình 12. Đồ thị âm thanh tại điểm khảo sát IV trên xe

Kết quả mô phỏng cho thấy, tại vị trí vùng đầu xe (điểm I), dải mức cường độ âm nằm trong khoảng từ $28 \div 63$ dB. Đây là mức cường độ âm có thể chấp nhận được với người lái xe cũng như hành khách trên xe khi hoạt động trong thời gian dài. Trong khi đó, tại điểm II, cường độ âm lớn nhất có thể đạt được là 93 dB. Theo Quy chuẩn Kỹ thuật Quốc gia về tiếng ồn [23], nếu người lái xe và hành khách tiếp xúc với mức cường độ âm này quá 2 tiếng đồng hồ sẽ gây ảnh hưởng không tốt đến thính giác.

Hình 11 và Hình 12 cho thấy, mức cường độ âm ở các điểm phía sau xe (điểm III và điểm IV) cao hơn so với các điểm phía trước xe. Tại vùng tiếp giáp giữa trần xe và đuôi xe (điểm III), dải mức cường độ âm nằm trong khoảng $65 \div 95$ dB. Trong khi đó, tại điểm IV phía đuôi xe, dải mức cường độ âm nằm trong ngưỡng từ $57 \div 94$ dB. Các ngưỡng cường độ âm cao nhất tại các điểm này cũng sẽ ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe của lái xe và hành khách nếu tiếp xúc quá 2 tiếng đồng hồ [23].

Từ các kết quả mô phỏng tiếng ồn khí động trên xe, có thể thấy rằng, trên mô hình xe Mazda 3 có một số điểm trên thân xe mà tại đó tiếng ồn khí động sinh ra tại một số tần số âm thanh nằm trong ngưỡng có hại đối với con người, đòi hỏi phải xem xét cẩn thận hơn hình dạng xe tại các điểm này.

4. Kết luận

Tiếng ồn khí động trên xe ô tô Mazda 3 được mô phỏng và phân tích bằng phần mềm ANSYS Fluent. Các đặc tính khí động học của xe được phân tích nhờ sử dụng mô hình rối $k - \omega$ SST, trong khi đó việc phân tích tiếng ồn khí động sử dụng mô hình FW – H. Các kết quả mô phỏng cho thấy, dòng chảy của không khí bị tách rời trên bề mặt xe và hình thành các dòng xoáy phía sau xe. Các hiện tượng này làm cho tiếng ồn phía sau xe lớn hơn so với phía trước xe. Kết quả phân tích tiếng ồn khí động cho thấy trên thân xe có những điểm có mức cường độ âm cao (khoảng 95 dB), gây ảnh hưởng đến sức khỏe của người lái xe và hành khách nếu xe hoạt động trong thời gian dài. Kết quả của nghiên cứu này cho thấy, hình dạng của thân xe tại một số điểm có thể xem xét cải tiến để giúp giảm tiếng ồn khí động sinh ra tại đó.

Lời cảm ơn: Bài báo này được tài trợ bởi Bộ Giáo dục và Đào tạo, Việt Nam với đề tài có mã số: B2020-DNA-03.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] R. Hold, A. Brenneis, A. Eberle, R. Siegert, "Numerical simulation of aeroacoustic sound generated by generic bodies placed on a plate: part 1 – prediction of aeroacoustic sources" Flow and turbulent structures around simplified car model", *Kỷ yếu Hội nghị AIAA/CEAS lần thứ 5, Tập 30, NXB AIAA, 1999.*
- [2] R. Siegert, V. Schwart, "Numerical simulation of aeroacoustic sound generated by generic bodies placed on a plate: part II – prediction of radiated sound pressure", *Kỷ yếu Hội nghị AIAA/CEAS lần thứ 5, Tập 30, NXB AIAA, 1999.*
- [3] J. Ask, L. Davidson, "A numerical investigation of the flow past a generic side mirror and its impact on sound generation" *Fluid. Eng. D*, Tập 131, 2009, Trang 120-126.
- [4] S. Becker, C. Hahn, M. Kaltenbacher, "Flow-Induced Sound of Wall-Mounted Cylinders with Different Geometries", *AIAA*, Tập 46, 2008, Trang 2265-2281.
- [5] O. Murata, A. Kokubo, K. Ichinose, "Measurements of aero-acoustic noise and pressure fluctuation generated by a door-mirror model placed on a flat plate", *Jap. Soc. Mech. Eng. B*, Tập 71, 2005, Trang 2471 – 2479.

- [6] S. Muller, S. Becker, C. Gabriel, "Flow-induced input of sound to the interior of a simplified car model depending on various setup parameters" *Kỷ yếu Hội nghị AIAA/CEAS lần thứ 19*, NXB AIAA, 2013.
- [7] B. Khalighi, G. Iaccarino, "Automotive flow and acoustic predictions using Large Eddy Simulations", *Int. J. Fluid. Mech. Res.*, Tập 39, 2012, Trang 272-289.
- [8] B. Khalighi, K. H. Chen, J. Johnson, A. Shinder, "Computational and experimental investigation of the unsteady flow structures around automotive outside rear-view mirrors", *Int. J. Autom. Tech.*, Tập 14, 2013, Trang 143-150.
- [9] D. Aljure, I. Rodriguez, O. Lehmkuhl, "Flow and turbulent structures around simplified car model", *Computer & Fluids*, Tập 96, NXB Elsevier, 2014, Trang 122-135.
- [10] S. Krajnovic, L. Davidson, "Flow around a simplified car, part 1: Large eddy simulation", *J. Fluid. Eng.*, Tập 127, 2005, Trang 907-918.
- [11] N. Murad, J. Naser, F. Alam, S. Watkins, "Computational fluid dynamics study of vehicle A-pillar aero-acoustic", *Appl. Acoust.*, Tập 74, 2013, Trang 882-896.
- [12] D. Lepley, S. Senthoooran, D. Hendriana, T. Frazer, "Numerical Simulations and Measurements of Mirror-Induced Wind Noise", *SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst.*, Tập 2, 2009, Trang 1550-1562.
- [13] <https://www.ansys.com>, truy cập ngày 29/05/2020
- [14] <https://www.3ds.com/products-services/catia/>, truy cập ngày 29/05/2020
- [15] M. Lanfrit, "Best practice guidelines for handling automotive external aerodynamics with Fluent", *Fluent Inc*, 2005.
- [16] A. George, "Automotive aerodynamic noise", *SAE Technical Paper*, 1990, 900315.
- [17] J.D. Anderson, *Computational fluid dynamics: the basics with application*, NXB McGraw-Hill, 1995.
- [18] G. Ramchandran, A. Nepak, Y. Mukkamala, "Re-designing door handles to reduce aerodynamic drag in road vehicles", *Kỷ yếu Hội nghị khí động học ứng dụng lần 32*, Atlanta, Mỹ, 2014.
- [19] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications" *AIAA*, Tập 32, 1994, Trang 1598 – 1605.
- [20] ANSYS FLUENT 16.0 – theory guide, ANSYS Inc, 2015.
- [21] W. Layton, A. Novotny, "On Lighthill's acoustic analogy for low Mach number flows" *New. Dir. Math. Fluid. Mech*, 2010, Trang 1 – 31.
- [22] J. E. Ffowcs Williams và D. L. Hawkings, "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion", *Philos. Trans. R. Soc. London. Ser. A. Math. Phys. Sci.*, Tập 264, 1969, Trang 321 – 342.
- [23] Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về tiếng ồn, QCVN 24:2016/BYT.

(BBT nhận bài: 19/5/2020, hoàn tất thủ tục phản biện: 24/7/2020)