

TỐI ƯU ĐỘ CỨNG CHỐNG XOẮN CỦA THANH ỔN ĐỊNH NGANG BẰNG GIẢI THUẬT DI TRUYỀN

OPTIMIZING THE TORSIONAL STIFFNESS OF THE ANTI ROLL BAR USING GENETIC ALGORITHM

Ngô Văn Dũng^{1,2}, Vũ Văn Tấn^{2,*},
Trương Mạnh Hùng³

DOI: <https://doi.org/10.57001/huiv5804.2025.334>

TÓM TẮT

Bài báo trình bày phương pháp tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang (anti-roll bar - ARB) trên ô tô tải bằng thuật toán di truyền (GA) nhằm nâng cao độ ổn định ngang khi xe thực hiện thao tác tránh chướng ngại vật ở vận tốc 55km/h và chịu tác động kích thích mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608 loại C. Độ cứng của thanh ổn định ngang được xác định bằng thuật toán di truyền (GA), và ba cấu hình được so sánh: không dùng ARB (0Nm/rad), dùng ARB chưa tối ưu (10.730 và 15.480Nm/rad), và ARB được tối ưu bằng GA (39.408,92 và 20.938,92Nm/rad). Kết quả mô phỏng cho thấy mô hình tối ưu giúp giảm biên độ dao động tải trọng động bánh xe đến 30%, giảm góc lắc ngang thân xe 26,67% và giảm hệ số chuyển tải khoảng 20 ÷ 30% so với các mô hình không tối ưu. Nghiên cứu khẳng định hiệu quả của việc tối ưu độ cứng chống xoắn ARB trong cải thiện độ ổn định ngang và tính an toàn chuyển động cho ô tô tải.

Từ khóa: Tính ổn định ngang, thanh ổn định ngang bị động, độ cứng chống xoắn, thuật giải di truyền, ô tô tải.

ABSTRACT

This paper presents an optimization method for the torsional stiffness of the anti-roll bar (ARB) in truck using a Genetic Algorithm (GA), aiming to enhance roll stability during obstacle avoidance maneuvers at a speed of 55km/h under road excitations conforming to ISO 8608 class C. The ARB stiffness is determined through GA optimization, and three configurations are compared: without ARB (0Nm/rad), with non-optimized ARB (10,730 and 15,480Nm/rad), and with GA-optimized ARB (39,408.92 and 20,938.92 Nm/rad). Simulation results show that the optimized model reduces wheel dynamic load fluctuation amplitudes by up to 30%, decreases the vehicle body roll angle by 26.67%, and lowers the Load Transfer Ratio by approximately 20 ÷ 30% compared to non-optimized configurations. The study confirms the effectiveness of optimizing ARB torsional stiffness in improving roll stability and enhancing the safety of heavy-duty vehicles.

Keywords: Roll stability, passive anti-roll bar, torsional stiffness, genetic algorithm, heavy-duty vehicle.

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thành Đô

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

³Cục Đăng kiểm Việt Nam

Email: vvtan@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 25/5/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 05/8/2025

Ngày chấp nhận đăng: 28/9/2025

1. MỞ ĐẦU

Thanh ổn định ngang, còn được biết đến với các tên gọi như thanh chống lắc hoặc thanh chống xoắn, là một bộ phận không thể thiếu trong hệ thống treo ô tô, đặc biệt đối với các loại xe tải có tải trọng lớn. Chức năng chính của thanh ổn định là giảm thiểu hiện tượng nghiêng thân xe khi vào cua hoặc khi xe chịu tác động không đối xứng từ mặt đường.

Thông qua liên kết cơ học giữa hai bánh xe cùng một cầu, thanh ổn định tạo ra mô men phản xoắn để chống lại sự chênh lệch chuyển vị giữa hai bên, từ đó nâng cao độ ổn định ngang và giảm nguy cơ lật xe - một trong những rủi ro thường gặp đối với các phương tiện có trọng tâm cao.

Về mặt kết cấu, thanh ổn định thường có dạng thanh xoắn hình chữ U, có thể là dạng đặc hoặc dạng rỗng, được

liên kết với khung xe thông qua các gối đỡ và với hệ thống treo bằng các tay đòn. Các vật liệu chế tạo phổ biến là các loại thép hợp kim có giới hạn chảy cao và độ bền mỏi tốt [1], nhằm đảm bảo khả năng làm việc lâu dài dưới điều kiện tải trọng biến đổi liên tục. Ngoài ra, một số nghiên cứu gần đây cũng đã đề xuất ứng dụng vật liệu composite như sợi carbon nhằm giảm trọng lượng thanh ổn định, tuy nhiên vẫn tồn tại nhiều thách thức về chi phí sản xuất và độ tin cậy trong quá trình sử dụng [2-4].

Độ cứng xoắn của thanh ổn định ngang là thông số kỹ thuật quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính dao động ngang của ô tô tải. Nếu độ cứng quá lớn, thân xe trở nên cứng nhắc, gây giảm tiện nghi vận hành và tăng cường độ truyền rung động từ mặt đường lên khoang hàng hóa và cabin người lái và hành khách. Ngược lại, độ cứng thấp sẽ làm suy giảm hiệu quả chống lắc ngang, làm tăng nguy cơ mất ổn định ngang khi xe thay đổi quỹ đạo chuyển động hoặc khi tải trọng phân bố không đều [5]. Vì vậy, việc xác định và tối ưu hóa độ cứng thanh ổn định là yêu cầu thiết yếu nhằm đạt được sự cân bằng tính ổn định ngang và độ an toàn của phương tiện.

Hiện nay, có ba phương pháp chính để xác định độ cứng thanh ổn định:

Phương pháp lý thuyết dựa trên các nguyên lý cơ học cổ điển, trong đó sử dụng các công thức toán học dựa trên đặc tính hình học, tính chất vật liệu, mô hình chịu lực và điều kiện biên của hệ thống để xác định độ cứng xoắn của thanh ổn định. Phương pháp này cho phép tính toán nhanh chóng các thông số cơ bản, tuy nhiên thường chỉ áp dụng được trong những trường hợp lý tưởng, giả định điều kiện làm việc đồng nhất và tuyến tính.

Phương pháp mô phỏng số sử dụng các công cụ phần mềm tiên tiến như phân tích phần tử hữu hạn (Finite Element Analysis - FEA) với các phần mềm như ANSYS, hoặc mô phỏng động học đa vật thể (Multibody Dynamics Simulation) với phần mềm ADAMS. Qua đó, mô hình số cho phép đánh giá chính xác phản ứng ứng suất, biến dạng và đặc tính động học của thanh ổn định trong điều kiện vận hành phức tạp và phi tuyến, bao gồm tác động của tải trọng biến đổi và tương tác với hệ thống treo.

Phương pháp thực nghiệm tiến hành đo đạc trực tiếp các đại lượng vật lý như mô men xoắn và chuyển vị thông qua các bài thử nghiệm vật lý được thiết kế trên thực tế hoặc mô hình quy mô. Phương pháp này cung cấp dữ liệu thực tế xác thực về đặc tính cơ học của thanh ổn định dưới các điều kiện tải trọng và môi trường làm việc thực tế, đồng thời là cơ sở để hiệu chuẩn và kiểm chứng các mô hình lý thuyết và mô phỏng số.

Tuy nhiên, các phương pháp nêu trên thường chỉ cho kết quả cố định hoặc đòi hỏi chi phí và thời gian tính toán lớn. Ngoài ra, chúng chưa thực sự hỗ trợ tốt quá trình lựa chọn thông số tối ưu trong các điều kiện vận hành khác nhau của xe tải. Trong bối cảnh đó, các thuật toán tối ưu hóa thông minh đang được quan tâm như một giải pháp hiệu quả để xác định thông số thiết kế tối ưu một cách tự động.

Bài báo này đề xuất một phương pháp tối ưu hóa dựa trên thuật toán di truyền (Genetic Algorithm - GA) nhằm tìm giá trị độ cứng chống xoắn tối ưu cho thanh ổn định ngang trên xe tải. Quá trình tối ưu hóa được thực hiện trên mô hình động học của xe tải, có xét đến ảnh hưởng của độ cứng thanh ổn định đến các chỉ tiêu đánh giá như độ nghiêng thân xe, tải trọng phân bố lên bánh xe và mức độ dao động ảnh hưởng đến tiện nghi. Phương pháp được thiết kế theo hướng đa mục tiêu, nhằm đạt được sự cân bằng hợp lý giữa ổn định chuyển động và độ êm dịu.

Đóng góp chính của nghiên cứu này là phát triển một khung giải pháp tích hợp giữa mô hình mô phỏng phi tuyến và thuật toán tối ưu GA, cho phép xác định độ cứng chống xoắn thanh ổn định phù hợp với đặc tính tải trọng và điều kiện làm việc của xe tải. Kết quả nghiên cứu nhằm hỗ trợ quá trình thiết kế thanh ổn định ngang cho các loại xe tải thương mại, đồng thời mở rộng khả năng ứng dụng các kỹ thuật tối ưu hóa vào bài toán thiết kế cơ khí trong lĩnh vực ô tô.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ TẢI SỬ DỤNG THANH ỔN ĐỊNH NGANG

2.1. Xây dựng mô hình ô tô tải

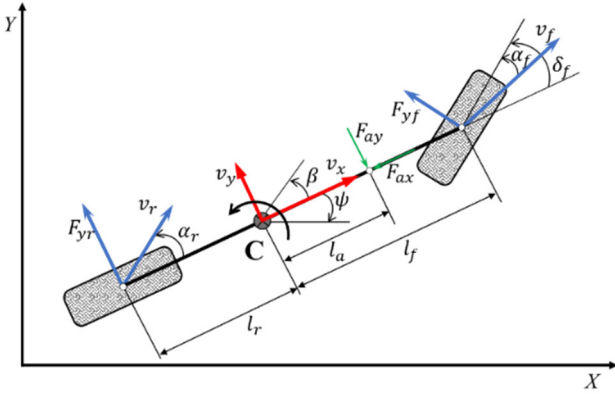
Trong nghiên cứu đặc tính ổn định ngang và dao động của ô tô tải, hai nguồn kích thích chính thường được xét đến là góc đánh lái từ người điều khiển và kích thích biên dạng mặt đường. Để tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trong các điều kiện khai thác, mô hình kết hợp giữa mô hình mặt phẳng ngang (1 vết bánh xe) và mô hình dao động không gian được xây dựng.

Mô hình một vết bánh xe giúp mô tả chuyển động quay vòng và đánh giá ảnh hưởng của độ cứng thanh ổn định đến mô men lật trong khi đổi hướng. Trong khi đó, mô hình dao động không gian ba chiều có xét đến người lái được xây dựng với 7 bậc tự do, bao gồm: dao động thẳng đứng, dao động lắc ngang, lắc dọc của thân xe, dao động của hai cầu xe.

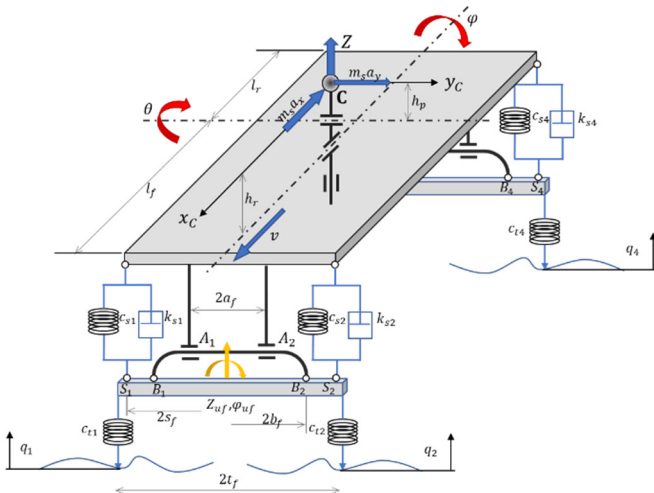
Thanh ổn định ngang trên cầu trước và cầu sau được đặc trưng bằng độ cứng chống xoắn c_{af} và c_{ar} . Các phần tử đàn hồi, giảm chấn trong hệ thống treo được mô hình

hóa bằng các thông số k_{si} , k_{si} . Lực tác động từ mặt đường được biểu diễn thông qua biên dạng mấp mô đầu vào q_i tại mỗi bánh xe.

Mô hình chuyển động một vết của ô tô được thể hiện trên hình 1. Áp dụng nguyên lý d'Alembert, hệ phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của ô tô khi đổi hướng chuyển động được xác định như sau:



Hình 1. Hệ chuyển động một vết của ô tô



Hình 2. Mô hình dao động của ô tô tải trong không gian

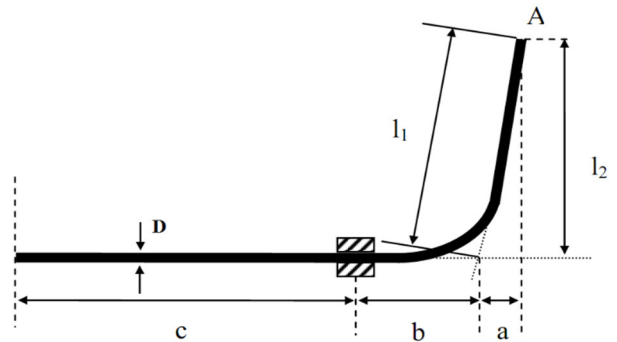
$$\begin{cases} \dot{\beta} = -\frac{c_r + c_f}{m_v v} \beta \mu + \left(\frac{\mu c_r l_r - \mu c_f l_f}{m_v v^2} - 1 \right) \dot{\psi} \\ \quad + \frac{c_f}{m_v v} \delta \mu - \frac{1}{m_v v} F_{ay} \\ \ddot{\psi} = \frac{c_r l_r - c_f l_f}{J_v} \beta \mu - \frac{c_r l_r^2 + c_f l_f^2}{J_v v} \dot{\psi} \mu \\ \quad + \frac{c_f l_f}{J_v} \delta \mu - \frac{l_a}{J_v} F_{ay} \end{cases} \quad (1)$$

Để thuận tiện cho việc phân tích và đánh giá dao động phương tiện, các phương trình dao động của ô tô tải trong không gian như hình 2 được viết gọn thành hệ phương trình sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -F_{k1} - F_{c1} - F_{k2} - F_{c2} - F_{k3} - F_{c3} - F_{k4} - F_{c4} \\ (J_x + m_s h^2) \ddot{\phi} = -(F_{k1} + F_{c1}) s_r - (F_{k3} + F_{c3}) s_r + (F_{k2} + F_{c2}) s_r \\ \quad + (F_{k4} + F_{c4}) s_r + m_s a_y h - M_{af1} - M_{af2} \\ (J_y + m_s h_p^2) \ddot{\theta} = -(F_{k1} + F_{c1}) l_f - (F_{k2} + F_{c2}) l_f + (F_{k3} + F_{c3}) l_f \\ \quad + (F_{k4} + F_{c4}) l_f + m_s a_x h_p \\ m_{ur} \ddot{z}_{ur} = -F_{ct1} - F_{ct2} + F_{k1} + F_{c1} + F_{k2} + F_{c2} \\ J_{ur} \ddot{\phi}_{ur} = M_{af1} + (F_{k1} + F_{c1}) s_r - (F_{k2} + F_{c2}) s_r \\ \quad - F_{ct1} t_f + F_{ct2} t_f \\ m_{ur} \ddot{z}_{ur} = -F_{ct3} - F_{ct4} + F_{k3} + F_{c3} + F_{k4} + F_{c4} \\ J_{ur} \ddot{\phi}_{ur} = M_{af2} + (F_{k3} + F_{c3}) s_r - (F_{k4} + F_{c4}) s_r \\ \quad - F_{ct3} t_r + F_{ct4} t_r \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: $F_{c1} = c_{s1}(Z_{s1} - Z_{uf1})$; $F_{c3} = c_{s3}(Z_{s3} - Z_{ur3})$;
 $F_{k1} = k_{s1}(\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{uf1})$; $F_{k3} = k_{s3}(\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{ur3})$;
 $F_{ct1} = c_{t1}(Z'_{uf1} - q_1)$; $F_{ct3} = c_{t3}(Z'_{ur3} - q_3)$;
 $F_{c2} = c_{s2}(Z_{s2} - Z_{uf2})$; $F_{c4} = c_{s4}(Z_{s4} - Z_{ur4})$;
 $F_{k2} = k_{s2}(\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{uf2})$; $F_{k4} = k_{s4}(\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{ur4})$;
 $F_{ct2} = c_{t2}(Z'_{uf2} - q_2)$; $F_{ct4} = c_{t4}(Z'_{ur4} - q_4)$;
 $M_{af1} = c_{af}(\varphi - \varphi_{ur})$; $M_{af2} = c_{ar}(\varphi - \varphi_{ur})$.

2.2. Độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trên ô tô tải



Hình 3. Sơ đồ nửa thanh ổn định ngang trên ô tô tải

Thanh ổn định ngang được bố trí trên ô tô tải được thể hiện trong hình 3. Trong đó hai đầu của thanh được liên kết với hai bên bánh ô tô và hai gối xao su ở giữa được liên kết với phần khối lượng được treo [6]. Mô men ổn định ngang sinh ra tại từng cầu được xác định như sau:

$$\begin{aligned} M_{af} &= 4c_{af} \frac{t_A t_B}{C^2} \varphi - 4c_{af} \frac{t_A^2}{C^2} \ddot{\phi}_{uf} \\ M_{ar} &= 4c_{ar} \frac{t_A t_B}{C^2} \varphi - 4c_{ar} \frac{t_A^2}{C^2} \ddot{\phi}_{ur} \end{aligned} \quad (3)$$

trong đó: t_A, t_B là nửa khoảng cánh đến hai bánh ô tô và hai gối cao su, c là chiều dài cánh tay đòn của thanh ổn định ngang. Trong khi đó giá trị của độ cứng chống xoắn được xác định theo phương pháp dưới đây.

Giả sử tác động lực F tại vị trí đầu A của thanh thì độ cứng chống xoắn của thanh được xác định như sau:

$$C_{af,r} = \frac{FL^2}{2f_A} \tag{4}$$

trong đó, f_A là độ dịch chuyển của điểm A theo phương của lực F và được xác định như sau:

$$f_A = \frac{F}{2EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \tag{5}$$

Ở đây $L = a + b + c$ là nửa chiều dài của thanh ổn định ngang, l là mô men quán tính của thanh được xác định theo công thức:

$$I = \pi \frac{D^4}{64} \tag{6}$$

2.3. Phương trình động lực học không gian trạng thái

Trong quá trình nghiên cứu tối ưu hóa độ cứng của thanh ổn định ngang ở cầu trước và cầu sau, việc xây dựng mô hình động học chính xác của ô tô tải là bước nền tảng quan trọng. Mô hình này không chỉ phản ánh rõ đặc điểm dao động của thân xe mà còn thể hiện được ảnh hưởng của thanh ổn định đến tính ổn định và độ êm dịu khi xe vận hành trên các điều kiện mặt đường khác nhau. Để phục vụ cho việc mô phỏng và tích hợp với thuật toán tối ưu di truyền, mô hình dao động của ô tô tải được biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái.

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \tag{7}$$

Lựa chọn vector trạng thái thể hiện các thông số trạng thái của hệ thống:

$$X = [z_s \ \varphi \ \theta \ z_f \ \varphi_f \ z_r \ \varphi_r \ \dot{z}_s \ \dot{\varphi} \ \dot{\theta} \ \dot{z}_f \ \dot{\varphi}_f \ \dot{z}_r \ \dot{\varphi}_r]^T$$

Đầu vào điều khiển quá trình chuyển động của hệ thống: $U = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ a_x \ a_y]^T$.

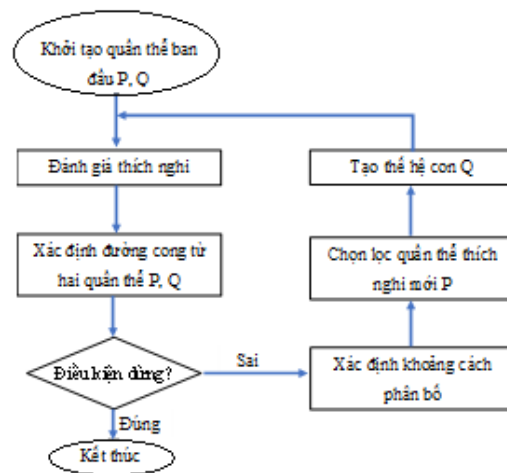
Vector đầu ra được lựa chọn $y = x$.

3. BÀI TOÁN TỐI ƯU ĐỘ CỨNG THANH ỔN ĐỊNH NGANG TRÊN Ô TÔ TẢI

3.1. Cơ sở lý thuyết thuật giải di truyền

Tối ưu hóa đa mục tiêu là một lĩnh vực quan trọng trong nghiên cứu tối ưu hóa, nơi mà các bài toán thường có từ hai hoặc nhiều hàm mục tiêu cần được tối ưu đồng thời. Thuật giải di truyền (GA) [7] là một phương pháp tối

ưu hóa dựa trên nguyên lý chọn lọc tự nhiên và tiến hóa sinh học, được ứng dụng rộng rãi trong các bài toán có không gian tìm kiếm phức tạp, phi tuyến và có nhiều ràng buộc, đặc biệt phù hợp với các hệ thống kỹ thuật như ô tô. Để giải các bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu, thuật giải di truyền đã được sử dụng hiệu quả nhờ khả năng mô phỏng quá trình tiến hóa tự nhiên, xử lý đồng thời nhiều điểm trong không gian nghiệm và xác định được nhiều nghiệm Pareto [8-11]. Một trong những phiên bản nổi bật của GA cho tối ưu hóa đa mục tiêu là thuật toán NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II), nhờ khả năng phân tầng và duy trì tính đa dạng của tập nghiệm Pareto. Quá trình làm việc của NSGA-II có thể được mô tả như hình 4.



Hình 4. Sơ đồ thuật toán NSGA II

Trong nghiên cứu này, thuật giải di truyền được sử dụng nhằm tối ưu hóa độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang tại cầu trước và cầu sau của ô tô tải. Mục tiêu là cải thiện khả năng ổn định chuyển động ngang, hạn chế hiện tượng lật xe khi ô tô tải thay đổi hướng chuyển động và nâng cao phân bố tải trọng đều giữa các bánh xe.

Quy trình cơ bản của thuật giải di truyền được mô tả trong hình 4 với các bước chính như sau:

1. Khởi tạo quần thể ban đầu P, Q: Một tập hợp các cá thể được sinh ngẫu nhiên, trong đó mỗi cá thể là một cặp giá trị độ cứng C_{af} và C_{ar} của thanh ổn định cầu trước và cầu sau.

2. Đánh giá độ thích nghi: Mỗi cá thể được đánh giá thông qua một hàm mục tiêu phản ánh hiệu quả giảm dao động lắc ngang thân xe và phân bố tải trọng lên mỗi bánh xe.

3. Xác định đường cong từ hai quần thể P và Q: Kết hợp thông tin di truyền nhằm xác định phương hướng tiến hóa cho quần thể mới.

4. Kiểm tra điều kiện dừng: Nếu thuật toán đã đạt đến số thế hệ tối đa hoặc cá thể tốt nhất đạt yêu cầu tối ưu, quá trình tìm kiếm sẽ dừng lại.

5. Xác định khoảng cách phân bố: Bước này nhằm đảm bảo duy trì đa dạng sinh học trong quần thể, hạn chế hiện tượng hội tụ sớm tại cực trị cục bộ.

6. Chọn lọc quần thể thích nghi mới từ P: Các cá thể có độ thích nghi cao hơn được chọn làm cha mẹ cho thế hệ kế tiếp.

7. Tạo thế hệ con từ Q: Thực hiện lai ghép (crossover) và đột biến (mutation) để tạo ra các cá thể mới mang đặc điểm kết hợp và biến đổi từ thế hệ trước.

8. Quay lại bước đánh giá và tiếp tục lặp: Quá trình lặp lại cho đến khi đạt được điều kiện hội tụ.

3.2. Bài toán tối ưu độ cứng chống xoắn bằng thuật giải di truyền

Để nâng cao tính ổn định ngang cho ô tô tải, nghiên cứu tiến hành tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang tại cầu trước và cầu sau thông qua thuật toán di truyền. Trước tiên, giá trị khởi tạo của độ cứng được thiết lập dựa trên phạm vi thực nghiệm (20000 ÷ 50000Nm/rad) và tích hợp vào mô hình Simulink qua đó xác định sự thay đổi của lực tác động lên bánh xe cầu trước F_{z1} và F_{z2} và cầu sau F_{z3} và F_{z4} .

Mục tiêu của bài toán tối ưu là xác định độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trên ô tô tải sao cho tính ổn định ngang của ô tô là cao nhất. Các kết quả nghiên cứu tại [12-16] đã chỉ ra rằng tính ổn định ngang liên quan mật thiết đến lực động của bánh xe tác dụng lên mặt đường. Khi lực động bằng tải trọng tĩnh và ngược chiều nhau nghĩa là bánh xe nhấc khỏi mặt đường, đồng thời với đó là mất ổn định ngang. Do vậy, hàm mục tiêu của thuật toán GA được xây dựng dựa trên sự thay đổi của lực tác động lên các bánh xe nhằm đảm bảo tính ổn định ngang cho ô tô tải. Cụ thể, hàm mục tiêu có hai thành phần chính:

Thành phần số 1 xem xét đến tổng giá trị tải trọng động lớn nhất của các bánh xe trên cầu trước tác dụng xuống mặt đường trong quá trình xe chuyển động, khi đó hàm f_1 được xác định theo công thức (8). Sự thay đổi thấp đồng nghĩa với việc lực tác động đều hơn, giảm thiểu các dao động không mong muốn và tăng độ bám đường của bánh xe cầu trước.

$$f_1 = \max|F_{z1}| + \max|F_{z2}| \tag{8}$$

Thành phần 2 xem xét đến tổng giá trị tải trọng động lớn nhất của các bánh xe trên cầu sau tác dụng xuống mặt đường trong quá trình ô tô tải chuyển động, với hàm f_2 xác định tại phương trình (9).

$$f_2 = \max|F_{z3}| + \max|F_{z4}| \tag{9}$$

Hàm mục tiêu tổng quát xem xét đến việc kết hợp giảm thiểu lực động của các bánh xe tác dụng lên mặt đường trên cả hai cầu trước và sau của ô tô tải khi xe trong các điều kiện khai thác khác nhau. Trong đó, hệ số α trong (10) cũng đóng vai trò là trọng số xem xét đến sự ưu tiên trong các yếu tố cần tối ưu trong hàm mục tiêu f . Giá trị α được xác định trong khoảng $0 \div 1$.

$$f = (1 - \alpha)f_1 + \alpha f_2 \tag{10}$$

Trong nghiên cứu này, giá trị $\alpha = 0,5$ được lựa chọn để cân bằng ưu tiên tối ưu hóa độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang cả hai cầu trước và sau. Lý do là vì khi ô tô hoạt động tải trọng sẽ được phân bố liên tục thay đổi tại hai cầu, giá trị của α phản ánh tầm quan trọng của sự ưu tiên trong quá trình tối ưu tổng thể của ô tô, từ đó cải thiện đáng kể độ ổn định khi di chuyển [17].

Các ràng buộc biên của biến tối ưu là [2000, 100000]Nm/rad nhằm giới hạn độ cứng trong phạm vi hợp lý. Ngoài ra, các ràng buộc về tải trọng động và góc lắc ngang được tích hợp để tránh hiện tượng nhấc bánh và đảm bảo ổn định thân xe.

Thuật toán GA được cấu hình với quần thể 60 cá thể, tỷ lệ lai ghép cao, tỷ lệ đột biến thấp và chiến lược elitism nhằm duy trì các nghiệm tốt nhất qua từng thế hệ. Quá trình tối ưu dừng lại khi giá trị hàm mục tiêu hội tụ hoặc đạt số thế hệ tối đa (100 ÷ 200). Nhờ khả năng tìm kiếm toàn cục và tránh kẹt cực trị địa phương, GA được chứng minh hiệu quả trong việc xác định các thông số tối ưu cho hệ thống treo, góp phần cải thiện đáng kể độ ổn định chuyển động ngang của ô tô tải.

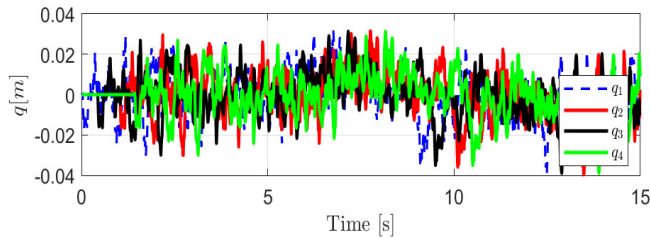
Sau khi khởi tạo các giá trị tham số cho thuật toán GA, thuật toán GA được khởi động để tìm kiếm các giá trị tối ưu cho c_{af} và c_{ar} nhằm đạt được sự cải thiện tối đa về tính ổn định ngang của ô tô. Hàm mục tiêu sẽ tính toán giá trị f cho từng cá thể trong quần thể dựa trên mô hình Simulink, sau đó các thông số của từng cá thể sẽ được cập nhật liên tục để tìm ra bộ tham số có giá trị f nhỏ nhất, từ đó tối ưu hóa độ cứng thanh ổn định ngang. Quá trình này sẽ tiếp diễn qua nhiều thế hệ cho đến khi đạt được các điều kiện hội tụ, bao gồm việc sai số của hàm mục tiêu giảm xuống dưới ngưỡng 10^{-3} , cùng với các điều kiện ràng buộc về giá trị của lực động bánh xe và góc lắc ngang được duy trì ở mức tối ưu để đáp ứng các yêu cầu hạn chế bánh xe nhấc khỏi mặt đường và góc lắc ngang của thân xe là nhỏ nhất. Do vậy, thuật toán GA sử dụng để tối ưu độ cứng chống xoắn thanh ổn định trên ô tô tải có các ràng buộc như sau:

$$\max|F_{z1}, F_{z2}| < 30000(N) \tag{11}$$

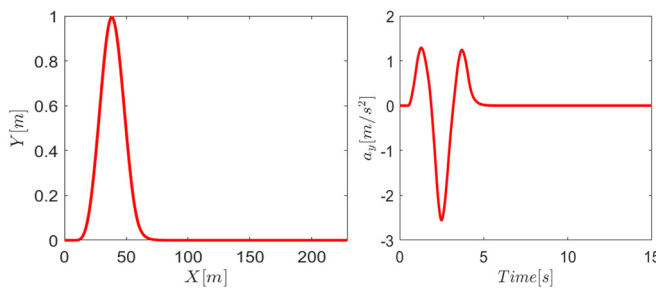
$$\max|F_{z3}, F_{z4}| < 45000(N) \tag{12}$$

$$\max|\varphi| < 0,065(\text{rad}) \tag{13}$$

4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ TỐI ƯU



Hình 5. Kích thích từ mặt đường tới các bánh xe theo tiêu chuẩn ISO8605-2016 loại C



Hình 6. Quỹ đạo chuyển động của ô tô

Hình 7. Gia tốc ngang tại trọng tâm của ô tô

Để so sánh hiệu quả của các mô hình tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trên xe tải, trong phần này, các tác giả đề xuất mô phỏng và đánh giá độ ổn định lật ngang của ô tô tải trong trường hợp tránh chướng ngại vật với vận tốc dọc $v = 55\text{km/h}$, đồng thời chịu tác động kích thích mặt đường theo tiêu chuẩn ISO:8608-2016 cấp C [18] tại cả bốn bánh xe. Ba trường hợp được xem xét gồm:

- (1) Xe tải không lắp thanh ổn định ngang (anti-roll bar - ARB);
- (2) Xe tải được lắp ARB nhưng độ cứng chống xoắn chưa được tối ưu;
- (3) Xe tải được lắp ARB và độ cứng chống xoắn được tối ưu bằng thuật giải di truyền.

Các giá trị độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trong ba trường hợp được trình bày trong bảng 1.

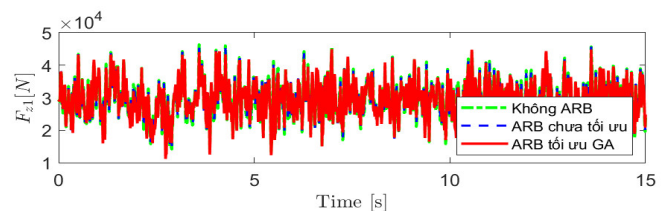
Bảng 1. Giá trị độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

Mô hình	C_{af}	C_{ar}
Không ARB	0Nm/rad	0Nm/rad
ARB chưa tối ưu [12-15, 19]	10730Nm/rad	15480Nm/rad
ARB tối ưu GA	39408,9163Nm/rad	20938,9156Nm/rad

Các kết quả mô phỏng được trình bày trên hình 8 ÷ 14, so sánh ba trường hợp của mô hình ô tô tải: đường nét đứt màu xanh lá cây đại diện cho mô hình ô tô tải không có thanh ổn định ngang trên cả hai cầu. Đường nét đứt màu xanh dương biểu thị mô hình có trang bị thanh ổn định ngang nhưng độ cứng chống xoắn chưa được tối ưu. Đường nét liền màu đỏ thể hiện mô hình có thanh ổn định ngang đã được tối ưu hóa độ cứng chống xoắn bằng thuật toán GA.

Hình 8 ÷ 11 so sánh tải trọng động tại bánh xe số 1, 2, 3, 4 giữa ô tô có thanh ổn định ngang chưa được tối ưu độ cứng chống xoắn và ô tô sử dụng thanh ổn định ngang đã được tối ưu thông số thanh ổn định ngang bằng thuật toán GA. Kết quả cho thấy rằng đường đồ thị của mô hình có thanh ổn định ngang được tối ưu độ cứng chống xoắn bằng GA (màu đỏ nét liền) có biên độ dao động thấp hơn so với mô hình có thanh ổn định ngang chưa được tối ưu độ cứng chống xoắn (nét đứt màu xanh nước biển), thể hiện sự cải thiện trong việc giảm dao động tải trọng động khi áp dụng độ cứng chống xoắn tối ưu.

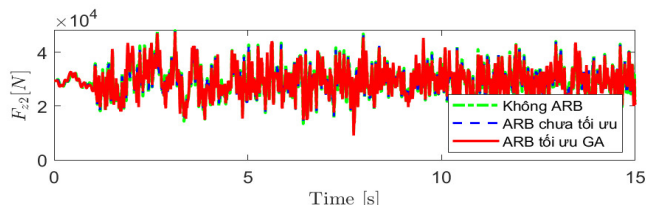
Khi so sánh lực động tại bánh xe số 1 ở hình 8, với ô tô tải không có ARB, biên độ dao động lực động bánh xe lớn, với giá trị dao động nằm trong khoảng từ 12000N đến 46000N. Với mô hình ô tô tải có ARB chưa được tối ưu, biên độ dao động lực giảm so với trường hợp không có ARB, dao động tập trung trong khoảng 13000N đến 43000N. Điều này cho thấy ARB đã giúp cải thiện khả năng kiểm soát tải trọng động, nhưng vẫn chưa đạt hiệu quả tối ưu. Trong trường hợp sử dụng ARB tối ưu độ cứng chống xoắn bằng thuật toán GA, biên độ dao động được kiểm soát tốt nhất, dao động chủ yếu trong khoảng 17000N đến 43000N, với biên độ dao động nhỏ và ổn định hơn. Điều này chứng minh rằng việc tối ưu độ cứng của ARB bằng thuật toán GA đã làm giảm đáng kể dao động lực động tại bánh xe, giúp cải thiện sự ổn định và phân bố tải trọng đều hơn.



Hình 8. So sánh tải trọng động tại bánh xe số 1 khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

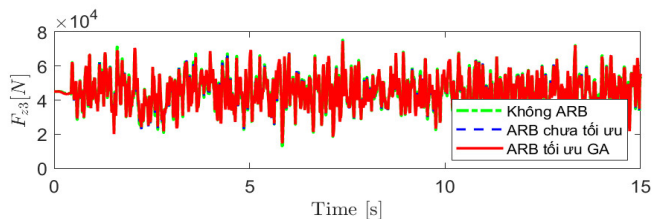
Đồ thị hình 9 cho thấy sự khác biệt về lực động tại bánh xe số 2, khi ô tô tải không sử dụng ARB, biên độ dao động rất lớn, dao động từ 15000N đến 45000N, thể hiện khả năng kiểm soát tải trọng kém. Với ARB chưa tối ưu,

biên độ dao động giảm xuống còn khoảng 20000N đến 43000N, giảm khoảng 20% so với mô hình ô tô tải không có ARB. Trong khi đó, với mô hình ARB tối ưu bằng thuật toán GA tiếp tục giảm biên độ dao động lực động xuống còn 25000N đến 40000N, giảm thêm 10% so với mô hình ô tô tải có ARB chưa tối ưu và tổng cộng 30% so với mô hình ô tô tải không có ARB.

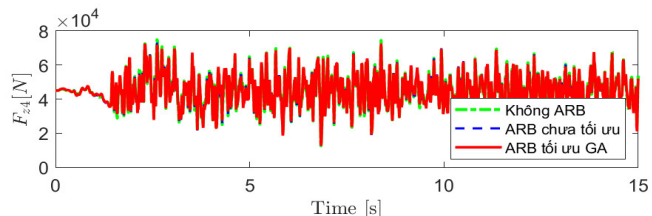


Hình 9. So sánh tải trọng động tại bánh xe số 2 khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

Đánh giá tải trọng động tại cầu sau (bánh xe số 3 và 4) khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang tại hình 10 và 11 ta thấy rằng mô hình ô tô tải có ARB tối ưu bằng thuật toán GA đã chứng minh sự cải thiện so với hai mô hình còn lại thông qua việc giảm tải trọng động đáng kể trên bánh xe. Cụ thể, với bánh xe số 3, mô hình ARB tối ưu bằng GA đạt mức tải trọng dao động trung bình khoảng $4,5 \times 10^4$ N, thấp hơn lần lượt 10% so với mô hình không có ARB (gần 5×10^4 N) và 5% so với ARB chưa tối ưu (khoảng $4,75 \times 10^4$ N). Đối với bánh xe số 4, tải trọng động trung bình của mô hình GA cũng được cải thiện rõ rệt, chỉ khoảng $4,3 \times 10^4$ N, thấp hơn 10,4% so với mô hình không có ARB (khoảng $4,8 \times 10^4$ N) và giảm 6,7% so với mô hình ô tô tải có ARB chưa tối ưu (khoảng $4,6 \times 10^4$ N).



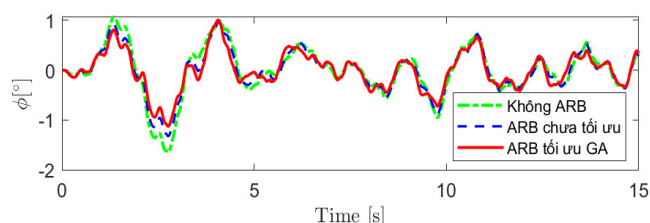
Hình 10. So sánh tải trọng động tại bánh xe số 3 khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang



Hình 11. So sánh tải trọng động tại bánh xe số 4 khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

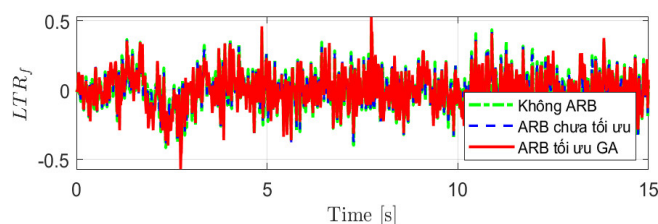
Hình 12 biểu diễn góc lắc ngang của thân xe trong ba trường hợp. Kết quả cho thấy, khi không có ARB, tại thời

điểm 2,76 giây, góc lắc ngang lớn nhất đạt khoảng $1,65^\circ$, với biên độ dao động lớn và không được kiểm soát, làm giảm độ ổn định của xe. Khi sử dụng ARB nhưng chưa được tối ưu, góc lắc giảm xuống còn $1,3^\circ$, cho thấy sự cải thiện đáng kể về độ ổn định, tuy nhiên biên độ dao động vẫn còn khá lớn. Trong khi đó, với ARB được tối ưu độ cứng chống xoắn bằng thuật toán GA, kết quả tốt nhất được ghi nhận: góc lắc ngang giảm xuống chỉ còn $1,21^\circ$, giảm khoảng 6,92% so với mô hình có ARB chưa tối ưu và 26,67% so với trường hợp không có ARB. Điều này khẳng định rằng việc tối ưu độ cứng chống xoắn của ARB bằng thuật toán GA giúp cải thiện đáng kể tính ổn định ngang của ô tô tải, từ đó nâng cao tính an toàn khi vận hành.

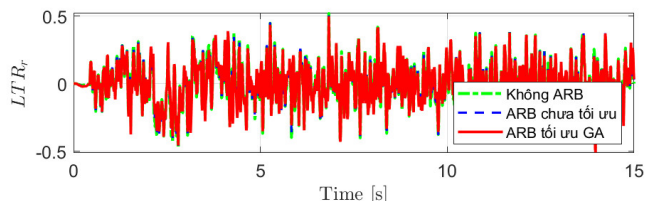


Hình 12. So sánh góc lắc ngang thân xe trong các mô hình

Dựa trên hình 13 và 14, biên độ dao động của hệ chuyển tải (LTR) trong mô hình ô tô tải sử dụng thanh ổn định ngang được tối ưu độ cứng chống xoắn bằng GA chủ yếu nằm trong khoảng $\pm 0,4$, giảm khoảng 20% so với mô hình ô tô tải có thanh ổn định ngang chưa được tối ưu, trong đó biên độ dao động thường vượt qua mốc $\pm 0,5$. Đặc biệt, khi so sánh với mô hình ô tô tải không có thanh ổn định ngang, biên độ dao động giảm tới 30%, thể hiện sự hiệu quả vượt trội trong việc giảm tải trọng động tới mặt đường.



Hình 13. So sánh hệ số chuyển tải cầu trước khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang



Hình 14. So sánh hệ số chuyển tải cầu sau khi được tối ưu độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu cho thấy rằng việc trang bị thanh ổn định ngang (ARB) giúp cải thiện đáng kể tính ổn định lật ngang của ô tô tải. Đặc biệt, khi tối ưu độ cứng chống xoắn của ARB bằng thuật toán di truyền (GA), các chỉ số động lực học như dao động tải trọng động tại các bánh xe, góc lắc ngang thân xe và hệ số chuyển tải (LTR) đều được cải thiện rõ rệt so với các mô hình không có ARB hoặc có ARB chưa được tối ưu. Mô hình ARB tối ưu bằng GA giúp giảm biên độ dao động tải trọng động lên đến 30%, giảm góc lắc ngang thân xe tới 26,67% và giảm dao động hệ số LTR khoảng 20 ÷ 30%. Những kết quả này khẳng định tính hiệu quả của việc tối ưu độ cứng chống xoắn thanh ARB nhằm nâng cao độ ổn định và an toàn vận hành cho ô tô tải trong điều kiện đường xấu và thao tác tránh chướng ngại vật ở tốc độ cao.

LỜI CẢM ƠN

Tác giả xin gửi lời cảm ơn tới các đồng nghiệp tại Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thành Đô; các thầy cô giáo Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải; Cục Đăng kiểm Việt Nam đã hỗ trợ tác giả trong thời gian thực hiện nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. P. Tat Thang, T. Manh Quan, D. Trong Tu, N. Van Dung, V. Van Tan, "Evaluation of The Influence of Structural Parameters on the Characteristics of Anti-Roll Bars in Trucks by Using Finite Element Method," *Journal of Applied Engineering Science*, 1–10, 2025. doi: 10.5937/jaes0-55194.
- [2]. T. Vinod Kumar, M. Chandrasekaran, S. Padmanabhan, R. Saravanan, S. Arunkumar, "Material and design parameters optimization to enhance the life of Anti-Roll bar of commercial truck," *Materials Today: Proceedings*, 37, nPart 2, 1359-1366, 2021. doi: 10.1016/j.matpr.2020.06.561.
- [3]. S. S. Kelkar, P. Gautam, S. Sahai, P. S. Agrawal, R. Manoharan, "A detailed study on design, fabrication, analysis, and testing of the anti-roll bar system for formula student cars," *SN Applied Sciences*, 3, 3, 302, 2021. doi: 10.1007/s42452-021-04279-z.
- [4]. C. Cheng, D. Cebon, "Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering," *Vehicle System Dynamics*, 46, SUPPL.1, 373-388, 2008. doi: 10.1080/00423110801958576.
- [5]. V. T. Vu, *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD Thesis, Grenoble INP, France, 2017.
- [6]. A. Lambora, K. Gupta, K. Chopra, "Genetic Algorithm- A Literature Review," in *2019 International Conference on Machine Learning, Big Data, Cloud and Parallel Computing (COMITCon)*, IEEE, 380–384, 2019. doi: 10.1109/COMITCon.2019.8862255.

[7]. R. D. Goswami, S. Chakraborty, and B. Misra, *Applied Genetic Algorithm and Its Variants*. in Springer Tracts in Nature-Inspired Computing. Singapore: Springer Nature Singapore, 2023. doi: 10.1007/978-981-99-3428-7.

[8]. O. Kramer, *Genetic Algorithm Essentials*, vol. 679. in Studies in Computational Intelligence, vol. 679. Cham: Springer International Publishing, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-52156-5.

[9]. S. N. Sivanandam, S. N. Deepa, *Introduction to Genetic Algorithms*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008. doi: 10.1007/978-3-540-73190-0.

[10]. D. Engineering, *Network Models and Optimization*. in Decision Engineering. London: Springer London, 2008. doi: 10.1007/978-1-84800-181-7.

[11]. D. J. M. Sampson, G. McKeivitt, D. Cebon, "The Development of an Active Roll Control System for Heavy Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, 33, sup1, 704-715, 1999. doi: 10.1080/00423114.1999.12063123.

[12]. David Cebon, *Active Roll Control of Articulated Vehicles*. Ph.D Thesis, Cambridge University, 2000. doi: 10.1080/00423119608969300.

[13]. D. J. M. Sampson, D. Cebon, "Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, 40, 4, 229-270, 2003, doi: 10.1076/vesd.40.2.229.16540.

[14]. D. J. M. Sampson, D. Cebon, "Achievable roll stability of heavy road vehicles," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 217, 4, 269–287, 2003. doi: 10.1243/09544070360613237.

[15]. V. Van Tan, O. Sename, P. Gaspar, T. T. Do, *Active Anti-Roll Bar Control Design for Heavy Vehicles*. Springer Nature Singapore, 2024. doi: 10.1007/978-981-97-1359-2.

[16]. V. Van Tan, O. Sename, L. Dugard, P. Gáspár, "Optimal selection of weighting functions by genetic algorithms to design H_{∞} Anti-roll bar controllers for heavy vehicles," in *Proceedings of the Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*, 23–37, 2016.

[17]. International Standard Organization, "Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data," vol. 8608, 2016.

[18]. R. C. Lin, D. Cebon, D. J. Cole, "Active Roll Control of Articulated Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, 26, 1, 17-43, 1996. doi: 10.1080/00423119608969300.

AUTHORS INFORMATION

Ngo Van Dung^{1,2}, Vu Van Tan², Truong Manh Hung³

¹Faculty of Mechanical Engineering, Thanh Do University, Vietnam

²Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Vietnam

³Vietnam Register, Vietnam