

LỰA CHỌN TỐI ƯU HÀM TRỌNG SỐ CỦA BỘ ĐIỀU KHIỂN H_∞ CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ TẢI

Vũ Văn Tấn¹

Tóm tắt: Mục tiêu của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô tải trọng lớn là nhằm nâng cao khả năng ổn định ngang để ngăn ngừa các hiện tượng lật trong các tình huống khẩn cấp. Tuy nhiên, mục tiêu như vậy thông thường phải được cân bằng với sự tiêu thụ năng lượng của các cơ cấu chấp hành. Trong bài báo này, phương pháp thuật giải di truyền được sử dụng để tìm các hàm trọng số tối ưu cho bộ điều khiển H_∞ của hệ thống ổn định ngang chủ động. Thông qua phương pháp thuật giải di truyền, các mục tiêu đối nghịch nhau giữa khả năng ổn định ngang và mô men xoắn được tạo ra bởi các cơ cấu chấp hành đã được xử lý bằng cách sử dụng duy nhất một thông số điều chỉnh cấp cao. Giải pháp tối ưu hóa đa mục tiêu đã được minh họa thông qua biểu đồ ranh giới Pareto. Kết quả mô phỏng trên miền tần số đã thể hiện rõ hiệu quả của phương pháp đề xuất.

Từ khóa: Điều khiển bền vững H_∞ , Thuật giải di truyền, Ô tô tải, Hệ thống ổn định ngang chủ động, Lật ngang, Ổn định ngang.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện tượng lật ngang của ô tô tải trọng lớn là một vấn đề an toàn giao thông đường bộ quan trọng trên toàn thế giới. Mặc dù các hiện tượng lật ngang có tần suất ít nhưng chúng thường xuyên là những tai nạn gây chết người khi chúng xảy ra. Ô tô tải trọng lớn thường có trọng tâm cao và tải trọng lớn, nhưng bề rộng ô tô thương mại vẫn phải đảm bảo không vượt quá 2,5m. Hiện nay hầu hết các ô tô đều trang bị thanh ổn định ngang bị động, tuy nhiên khi muốn tăng khả năng ổn định ngang của ô tô thì thanh này lại có nhược điểm là gây ra hiện tượng chuyển tải giữa các bánh xe trên một cầu, điều này làm giảm khả năng bám ngang của các bánh xe trên từng cầu. Để nâng cao tính ổn định ngang của ô tô, một số phương pháp điều khiển chủ động đã được đưa vào đề xuất như hệ thống lái, phanh, treo và ổn định ngang. Trong nghiên cứu này tác giả tập chung vào hệ thống ổn định ngang chủ động bao gồm một cặp cơ cấu chấp hành điện - thủy lực để tạo ra một mô men

chủ động cân bằng với mô men mất ổn định do gia tốc ngang gây ra (Vu, et al 2016).

Phương pháp điều khiển bền vững H_∞ là một công cụ hiệu quả để cải tiến hiệu suất của hệ thống vòng kín trong dải tần số được xác định trước. Bước quan trọng nhất của thiết kế bộ điều khiển H_∞ là sự lựa chọn hợp lý các hàm trọng số. Tuy nhiên việc lựa chọn này không hề đơn giản do đặc tính của các hệ thống và mức độ phức tạp của các cấu trúc điều khiển khác nhau. Vì vậy, việc tối ưu hóa các hàm trọng số để đáp ứng các hiệu suất mong muốn vẫn còn là một vấn đề mở. Gần đây, thuật toán di truyền (Genetic Algorithms - GAs) đã được xem là một trong số các giải pháp hiệu quả nhất để giải quyết vấn đề này (Alfaro, et al 2008), (Kitsios, et al 2002), (Do, et al 2010).

Dựa trên bộ điều khiển bền vững H_∞ cho hệ thống ổn định ngang chủ động được trình bày trong Hội nghị Quốc tế về Cấu trúc hệ thống và điều khiển được tổ chức ở Thổ Nhĩ Kỳ năm 2016 (System Structure and Control - 6th SSSC 2016) (Vu, et al 2016), bài báo này là bước phát triển tiếp theo để đề xuất sử dụng phương pháp thuật

¹ Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

giải di truyền để xác định tối ưu các hàm trọng số. Do đó, những đóng góp chính được đưa ra như sau:

- Phương pháp thuật giải di truyền được áp dụng để xác định các hàm trọng số tối ưu của bộ điều khiển bền vững H_∞ cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô tải hai cầu. Nhờ phương pháp này, các mục tiêu đối nghịch giữa các hệ số truyền tải và mô men xoắn được tạo ra bởi cơ cấu chấp hành được xử lý bằng cách sử dụng duy nhất một thông số điều chỉnh cấp cao, kí hiệu α .

- Các kết quả mô phỏng trên miền tần số biểu thị thông qua hàm truyền biên độ từ góc đánh lái đến hệ số chuyển tải ở hai cầu khi giá trị thông số α thay đổi từ 0 đến 1. Các kết quả này được so sánh với trường hợp ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động và với các kết quả của bài báo (Vu, et al 2016).

2. PHƯƠNG PHÁP GIẢI THUẬT DI TRUYỀN VÀ TỐI ƯU HÓA ĐA MỤC TIÊU

2.1. Thuật giải di truyền

Giải thuật di truyền được sử dụng rộng rãi kể từ nghiên cứu đầu tiên được mô tả chi tiết trong (Holland, et al 1975), sau đó phương pháp này được xác nhận bởi một nghiên cứu theo định hướng lý thuyết trong (Goldberg, et al 1989) và một nghiên cứu định hướng ứng dụng trong (Davis, et al 1991). Các thuật toán được dựa trên cơ chế chọn lọc tự nhiên và đã được chứng minh là rất hiệu quả trong việc tối ưu hóa trong nhiều ứng dụng thực tế như tài chính và chiến lược đầu tư, rô bốt, thiết kế điều khiển, viễn thông... GAs khởi tạo với một quần thể ngẫu nhiên tiến triển thông qua hoạt động di truyền gồm: chọn lọc, lai tạo chéo và đột biến. Bằng cách sử dụng một quy trình tuyển chọn, những cá nhân phù hợp nhất dựa trên các giá trị năng lực của chúng được chọn; sự lai tạo và đột biến sau đó được áp dụng để tạo ra quần thể mới. Hoạt động di truyền trên các cá thể của quần thể tiếp tục cho đến khi thỏa mãn tiêu chuẩn tối ưu hoặc đạt được một lượng thế hệ mới nhất định.

2.2. Tối ưu hóa đa mục tiêu

Vấn đề rất phổ biến trong thực tế của bài toán tối ưu đa mục tiêu MCO được miêu tả như sau:

$$\min_{x \in C} F(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_{n_{obj}}(x)]^T, \quad n_{obj} \geq 2, \quad (1)$$

Ở đây x được gọi là véc tơ xác định, C là tập hợp các véc tơ xác định (hoặc không gian tìm kiếm) và $F(x)$ là véc tơ mục tiêu. Sự tồn tại của một nghiệm lí tưởng x^* có thể cực tiểu hóa đồng thời tất cả các hàm mục tiêu $f_1, f_2, \dots, f_{n_{obj}}$ trên thực tế là hiếm khi khả thi, tức là bài toán tối ưu toàn phần.

Có nhiều cách thức để giải quyết vấn đề được nêu ra trong phương trình số (1) như phương pháp min-max có trọng số, phương pháp tối ưu toàn cầu có trọng số, phương pháp lập trình mục tiêu... (Do, et al 2010) và các tài liệu tham khảo trong đó. Một trong những cách tiếp cận phổ biến và đơn giản nhất là phương pháp tổng có trọng số để chuyển đổi từ bài toán đa mục tiêu thành một mục tiêu duy nhất. Trong bài báo này, tác giả sử dụng một trường hợp cụ thể của phương pháp tổng có trọng số, trong đó các hàm đa mục tiêu véc tơ F được thay thế bằng tổ hợp lồi của các mục tiêu:

$$\min J = \sum_{i=1}^{n_{obj}} \alpha_i f_i(x), \quad s.t \quad x \in C, \quad \sum_{i=1}^{n_{obj}} \alpha_i = 1 \quad (2)$$

Véc tơ $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{n_{obj}})$ đại diện cho độ dốc của hàm J . Bằng cách sử dụng các bộ α khác nhau, người ta có thể tạo ra một số điểm trong tập Pareto, tức là hình thành đường cong ranh giới Pareto (Do, et al 2010).

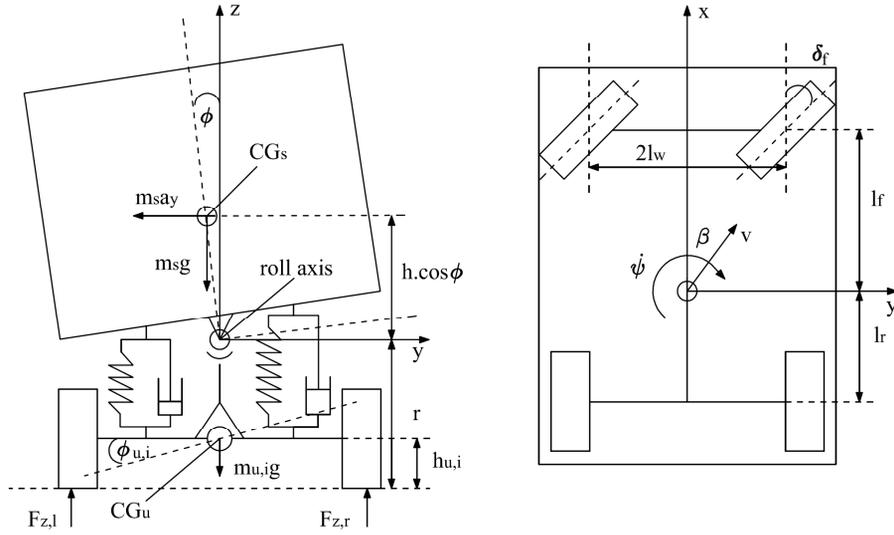
3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ TẢI HAI CẦU

Hình 1 minh họa mô hình động lực học kết hợp theo phương lắc ngang và quay vòng của ô tô tải hai cầu bao gồm ba phần khối lượng chính: m_s là khối lượng được treo, m_{uf} là khối lượng không được treo cầu trước bao gồm cụm cầu và bánh xe và m_{ur} là khối lượng không được treo cầu sau bao gồm cụm cầu và bánh xe. Các biến thông số mô hình và các giá trị được thể hiện trong (Gaspar, et al 2004), (Gaspar, et al 2005), (Vu, et al 2016).

Các phương trình vi phân thể hiện mô hình ô tô như công thức (3), bao gồm: cân bằng lực bên

trong công thức (a); cân bằng mô men xoắn quanh trục OZ trong công thức (b); cân bằng mô men lật ngang của khối lượng được treo quanh trục OX

trong công thức (c); cân bằng mô men lật ngang của khối lượng không được treo quanh trọng tâm cầu trước là (d) và cầu sau là (e).



Hình 1. Mô hình động lực học của ô tô tải hai cầu (Gaspar, et al 2004)

$$\begin{cases} mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h \ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} & (a) \\ -I_{xz} \ddot{\phi} + I_{zz} \ddot{\psi} = F_{yf} l_f - F_{yr} l_r & (b) \\ (I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} = m_s g h \phi + m_s v h (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - k_f (\phi - \phi_{uf}) - b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + U_f \\ \quad - k_r (\phi - \phi_{ur}) - b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + U_r & (c) \quad (3) \\ -r F_{yf} = m_{uf} v (r - h_{uf}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_{uf} g h_{uf} \phi_{uf} - k_{yf} \phi_{uf} + k_f (\phi - \phi_{uf}) + b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + U_f & (d) \\ -r F_{yr} = m_{ur} v (r - h_{ur}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_{ur} g h_{ur} \phi_{ur} - k_{yr} \phi_{ur} + k_r (\phi - \phi_{ur}) + b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + U_r & (e) \end{cases}$$

Trong đó U_f , U_r là các mô men xoắn tại hai cầu được tạo ra bởi hệ thống ổn định ngang chủ động; F_{yf} , F_{yr} là hai lực bên của lốp; M_{ARf} , M_{ARr} là các mô men của thanh ổn định ngang bị động tác động đến khối lượng được treo và khối lượng không được treo cầu trước và cầu sau (Vu, et al 2016).

Phương trình (3) có thể được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \\ y = Cx \end{cases} \quad (4)$$

Với véc tơ trạng thái: $x = [\beta \ \psi \ \phi \ \dot{\phi} \ \phi_{uf} \ \phi_{ur}]$,

véc tơ kích thích từ bên ngoài: $w = [\delta_f]$, véc tơ điều khiển đầu vào: $u = [U_f \ U_r]$ và véc tơ đầu ra: $y = [\beta \ \dot{\psi} \ \dot{\phi} \ \dot{\phi} \ \dot{\phi}_{uf} \ \dot{\phi}_{ur}]$.

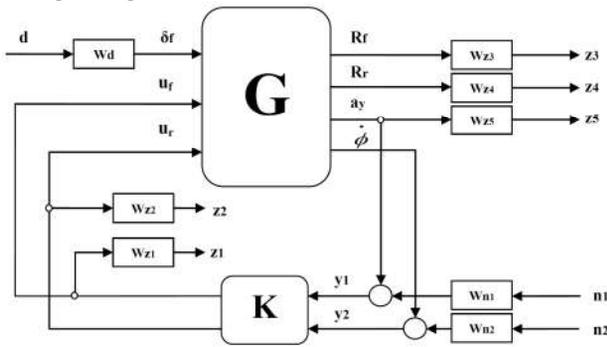
4. TỔNG HỢP ĐIỀU KHIỂN H_∞ CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG

4.1. Mục tiêu điều khiển

Mục tiêu của hệ thống ổn định ngang chủ động là để tối đa hóa độ ổn định ngang của ô tô. Thông thường, hiện tượng lật ngang xảy ra khi hệ số chuyển tải được tính toán (R) đạt đến ngưỡng 1 (hoặc -1) (Gaspar, et al 2004). Hệ số chuyển tải

$R=\pm 1$ tương ứng với hệ số chuyển tải lớn nhất có thể của ô tô. Trong trường hợp vượt qua giá trị này thì một bánh xe của cầu xe sẽ nhấc lên khỏi mặt đường và hiện tượng lật ngang được xem xét. Để ô tô chuyển động ổn định thì giá trị hệ số chuyển tải phải đảm bảo không vượt quá ngưỡng giới hạn $-1 < R < 1$.

Đặc tính hiệu suất được quan tâm nhất khi thiết kế điều khiển cho hệ thống ổn định ngang chủ động là hệ số chuyển tải. Mục tiêu điều khiển được chọn là để giảm thiểu ảnh hưởng của góc đánh lái lên hệ số chuyển tải R , trong khuôn khổ của điều khiển bền vững H_∞ . Như đã giải thích ở phần trước, giới hạn của mô men xoắn $U_{f,r}$ được tạo ra bởi bộ cơ cấu chấp hành cũng là rất quan trọng đối với việc triển khai lựa chọn lăm đặt hệ thống trong thực tế.



Hình 2. Sơ đồ cấu trúc điều khiển G-K của bộ điều khiển H_∞ cho hệ thống ổn định ngang chủ động

4.2. Tổng hợp điều khiển H_∞ cho hệ thống ổn định ngang chủ động

Hệ thống vòng kín được trình bày trong Hình 2, bao gồm mô hình danh nghĩa G , bộ điều khiển K và các hàm trọng số W_{ij} . Trong sơ đồ này, U_f và U_r là đầu vào điều khiển, y_1 và y_2 là các tín hiệu

đo được, n_1 và n_2 là các nhiễu đặc trưng của cảm biến. δ_f là góc đánh lái được coi là tín hiệu kích thích bởi người lái xe. Các biến z_1, z_2, z_3, z_4 và z_5 tương trưng cho hiệu suất đầu ra.

Theo Hình 2, việc ghép mô hình tuyến tính (4) với các hàm trọng số dẫn đến biểu diễn không gian trạng thái của $P(s)$ như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ Z \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ W \\ U \end{bmatrix} \quad (5)$$

Với đầu vào nhiễu bao gồm: $W = [d \ n_1 \ n_2]$, đầu vào điều khiển: $U = [U_f \ U_r]^T$, đầu ra hiệu suất: $Z = [z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5]^T$, đầu ra đo được: $Y = [a_y \ \phi]^T$.

5. LỰA CHỌN TỐI ƯU HÀM TRỌNG SỐ CỦA BỘ ĐIỀU KHIỂN BỀN VỮNG H_∞

5.1. Mục tiêu tối ưu

Mục tiêu của hệ thống điều khiển ổn định ngang chủ động là tối ưu hóa ổn định ngang của ô tô để ngăn ngừa hiện tượng lật ngang trong các trường hợp nguy hiểm. Tuy nhiên, mục tiêu hiệu suất như vậy phải được cân bằng với năng lượng tiêu thụ của hệ thống được đặc trưng bởi mô men xoắn tạo ra bởi cơ cấu chấp hành. Do đó, hàm mục tiêu được chọn như sau:

$$f = \alpha f_{\text{Normalized_load_transfer}} + (1 - \alpha) f_{\text{Torque}} \quad (6)$$

Trong đó $f_{\text{Normalized_load_transfer}}$ và f_{Torque} là các chỉ số hiệu suất tương ứng với các hệ số chuyển tải và các mô men xoắn được sinh ra tại hai cầu. Chúng được xác định cụ thể như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{\text{Normalized_load_transfer}} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T R_f^2(t) dt} + \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T R_r^2(t) dt} \right) \\ f_{\text{Torque}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T U_f^2(t) dt}}{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T U_f^2(t)_{\max} dt}} + \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T U_r^2(t) dt}}{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T U_r^2(t)_{\max} dt}} \right) \end{array} \right. \quad (7)$$

Trong đó $R_{f,r}$ là các hệ số chuyển tải và $U_{f,r}$ là các mô men xoắn được sinh ra tại cầu trước và cầu sau. $U_{f,rmax}$ được xác định khi bài toán tối ưu tập chung duy nhất vào các hệ số chuyển tải (tức là giá trị các mô men xoắn khi đó không được xem xét trong bài toán tối ưu hóa). Trong trường hợp đó, $\alpha = 1$ và $f = f_{Normalized_load_transfer}$.

Bằng việc thay đổi giá trị của α từ 0 đến 1 thì hàm mục tiêu f sẽ được tối ưu theo tương quan giữa hai hiệu suất này tương ứng.

5.2. Công thức của bài toán tối ưu đa mục tiêu (MCO)

Các hàm trọng số được sử dụng với tương quan với hệ thống như trong Hình 2, được nêu chi tiết trong phần này. Hàm trọng số cho kích thích được chọn là $W_d = \frac{\pi}{180}$, giá trị này để giới hạn góc đánh lái δ_f đến giá trị được mong đợi lớn nhất.

Các hàm trọng số W_{n1} và W_{n2} đặc trưng cho nhiều cảm biến được chọn như: $W_{n1} = W_{n2} = 0.01$. Các trọng số này được chọn là $0.01(m/s^2)$ cho vận tốc của góc nghiêng ngang thân xe ϕ và gia tốc ngang (Gaspar, et al 2004). Lưu ý rằng có thể lựa chọn các bộ lọc thấp khác tùy theo công nghệ và dạng của cảm biến.

Các hàm trọng số W_{zi} đại diện cho các đầu ra hiệu suất (W_{z1} , W_{z2} , W_{z3} , W_{z4} và W_{z5}). Mục đích của các hàm trọng số là để giữ giá trị tuyệt đối nhỏ nhất của các tín hiệu đầu vào điều khiển, các hệ số chuyển tải và gia tốc ngang trên một dải tần số

$$\min_{p \in P} f(p), f(p) := \left[f_{Normalized_load_transfer} \quad f_{Torque} \right]^T \quad (11)$$

$$P := \left\{ p = [Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_{51}, Z_{52}, Z_{53}, Z_{54}, Z_{55}]^T \in R \mid p^l \leq p \leq p^u \right\}$$

Trong đó $f(p)$ là véc tơ của các mục tiêu, p là véc tơ của các thông số hàm trọng số, p^l và p^u là giới hạn dưới và giới hạn trên của các phần tử của

mong muốn. Các hàm trọng số này có thể được lựa chọn thông qua phương pháp thử, kiểm tra bằng kinh nghiệm của người thiết kế. Ở nghiên cứu này, các hàm trọng số sẽ được xác định dạng hàm trước, sau đó bằng thuật giải di truyền, các hệ số của hàm sẽ được lựa chọn tối ưu.

Các hàm trọng số W_{z1} và W_{z2} tương ứng với các mô men xoắn điều khiển được sinh ra bởi hệ thống ổn định ngang chủ động ở cầu trước và cầu sau, được chọn là:

$$W_{z1} = \frac{1}{Z_1}; W_{z2} = \frac{1}{Z_2} \quad (8)$$

Các hàm trọng số W_{z3} và W_{z4} tương ứng với các hệ số chuyển tải tại cầu trước và cầu sau được chọn là: $W_{z3} = \frac{1}{Z_3}; W_{z4} = \frac{1}{Z_4}$ (9)

Hàm trọng số W_{z5} đặc trưng cho gia tốc ngang được chọn là: $W_{z5} = Z_{51} \frac{Z_{52}s + Z_{53}}{Z_{54}s + Z_{55}}$ (10)

Ở đây, hàm trọng số W_{z5} tương ứng với một thiết kế nhằm tránh hiện tượng lật ngang với tác động của người lái xe trong dải tần số lên đến 4 rad/s . Hàm trọng số này sẽ trực tiếp giảm thiểu gia tốc ngang khi nó đạt đến giá trị giới hạn, để tránh hiện tượng lật.

Cần lưu ý rằng, các thông số Z_{ij} là các hằng số, bao gồm: $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_{51}, Z_{52}, Z_{53}, Z_{54}, Z_{55}$.

Bài toán MCO cho hệ thống ổn định ngang chủ động điều khiển H_∞ có thể được kí hiệu là:

hàm trọng số. Giới hạn dưới và giới hạn trên của các phần tử của hàm trọng số được xác định trong Bảng 1.

Bảng 1. Giới hạn dưới và giới hạn trên của các phần tử của hàm trọng số

	W_{z1}	W_{z2}	W_{z3}	W_{z4}	W_{z5i}				
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_{51}	Z_{52}	Z_{53}	Z_{54}	Z_{55}
Giới hạn dưới	50	50	0.1	0.1	0.5	0.00033	1	1	0.001
Giới hạn trên	300000	300000	10	10	100	1	500	1000	2

6. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

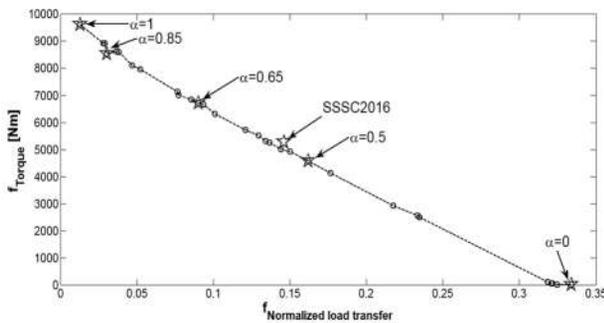
6.1. Kết quả tối ưu hóa hàm trọng số

Nhờ vào phương pháp thuật giải di truyền, việc tính toán giá trị các phần tử hàm trọng số sẽ dừng lại khi bài toán tối ưu đa mục tiêu toàn phần được thực hiện. Bảng 2 tổng hợp các giá trị của các biến Z_i , Z_{5j} trong 5 trường hợp cho $\alpha = [1; 0.85; 0.65; 0.5; 0]$.

Bảng 2. Các kết quả tối ưu các hàm trọng số của hệ thống ổn định ngang chủ động điều khiển H_∞

Các bộ điều khiển	W_{z1}	W_{z2}	W_{z3}	W_{z4}	W_{z5i}				
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_{51}	Z_{52}	Z_{53}	Z_{54}	Z_{55}
SSSC2016	150000	200000	1	1	1	0.0005	50	100	0.01
$\alpha = 1$	258762.34	259996.91	0.91	0.64	0.97	0.46	392.54	801.38	0.22
$\alpha = 0.85$	273598.36	295104.17	0.45	0.26	1.17	0.80	334.15	968.50	0.16
$\alpha = 0.65$	112322.78	110837.28	0.72	0.75	0.63	0.54	139.23	97.46	0.02
$\alpha = 0.5$	166902.22	196036.53	1.09	0.92	0.97	0.0005	54.19	116.64	0.01
$\alpha = 0$	50	50	1.59	0.83	0.50	0.43	1	683.05	0.024

Hình 3 biểu diễn mối quan hệ đối nghịch giữa chỉ số hiệu xuất về hệ số chuyển tải và mô men xoắn với một số điểm của đường biên giới tối ưu Pareto, tương ứng với các giá trị khác nhau của α trong khoảng $[0; 1]$. Đối với $\alpha=0$, f_{Torque} là cực tiểu và ngược lại đối với $\alpha=1$, $f_{\text{Normalized_load_transfer}}$ là cực tiểu.



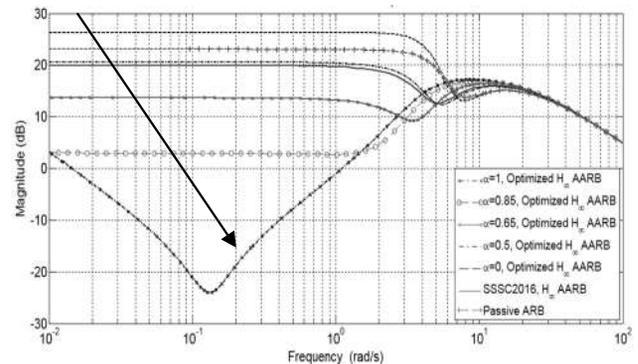
Hình 3. Đường biên giới tối ưu Pareto của hệ thống ổn định ngang chủ động điều khiển H_∞

6.2. Đánh giá kết quả tối ưu trên miền tần số

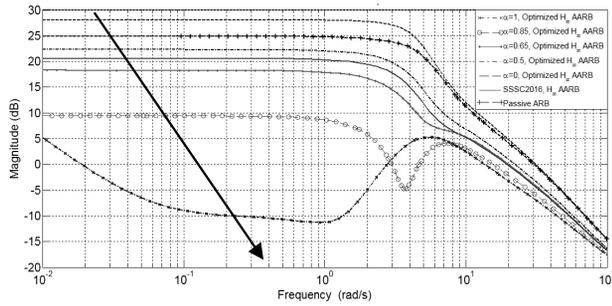
Trong phần này tác giả so sánh hàm truyền biên độ của các hệ số chuyển tải ở hai cầu dưới tác động từ góc đánh lái khi vận tốc chuyển động của ô tô V được giữ ở cố định ở 70 Km/h .

Khi $\alpha=1$, điều đó có nghĩa là $f = f_{\text{Normalized_load_transfer}}$, bài toán tối ưu chỉ tập chung vào các hệ số chuyển tải và khi $\alpha=0$, điều đó có nghĩa là $f = f_{\text{Torque}}$, bài toán tối ưu chỉ tập chung vào các mô men xoắn được sinh ra bởi cơ cấu chấp hành.

Hình 4 và 5 cho thấy độ lớn các hàm truyền biên độ của các hệ số chuyển tải ở hai cầu $R_{f,r}$. Chúng chỉ ra rằng trong trường hợp $\alpha = [1; 0.85; 0.65]$, các bộ điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động H_∞ giảm nhiều các hệ số chuyển tải so với trong trường hợp ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động và trường hợp bài báo trước đó (Vu, et al 2016) khi các hàm trọng số được lựa chọn bởi các thử nghiệm. Điều này thỏa mãn mục tiêu điều khiển trong việc giảm hệ số chuyển tải trong vùng tần số dưới 4 rad/s (Gaspar, et al 2004).



Hình 4. Hàm truyền biên độ từ góc đánh lái đến hệ số chuyển tải ở cầu trước (R_f)



Hình 5. Hàm truyền biên độ từ góc đánh lái đến hệ số chuyển tải ở cầu sau (R_r)

7. KẾT LUẬN

Bài báo này đã đề xuất áp dụng phương pháp thuật giải di truyền cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô tải để tối ưu hóa các hàm trọng số của bộ điều khiển bền vững H_∞ . Các mục tiêu đối nghịch giữa các hệ số chuyển tải và mô men xoắn được tạo ra bởi cơ cấp chấp hành được xử lý

chỉ bằng một thông số điều chỉnh cấp cao duy nhất, đây chính là một ưu thế lớn để giải quyết các vấn đề điều khiển đa mục tiêu. Các kết quả mô phỏng trên miền tần số đã cho thấy hiệu quả của phương pháp thuật giải di truyền trong việc tìm kiếm một bộ điều khiển phù hợp để đáp ứng một số chỉ tiêu hiệu suất của điều khiển bền vững. Đây là cách tiếp cận hoàn toàn mới trong việc nghiên cứu hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô.

Mặc dù cấu trúc các hàm trọng số đã được định dạng sẵn tuy nhiên phương pháp thuật giải di truyền cũng có thể áp dụng với các cấu trúc phức tạp hơn nhưng vẫn phụ thuộc vào kinh nghiệm của người thiết kế để bài toán đạt được kết quả và tốc độ tính toán hợp lý. Việc áp dụng phương pháp đã được đề xuất cho hệ có thông số thay đổi LPV có thể đem lại kết quả tốt hơn trong tương lai.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Alfaro Cid E., Mc Gookin E.W., and Murray-Smith D.J, (2008), *Optimisation of the weighting functions of an H_∞ controller using genetic algorithms and structured genetic algorithms*, International Journal of Systems Science, p.335-347.
- Davis L.D, (1991), *Handbook of genetic algorithms*, Van Nostrand Reinhold.
- Do L., Soualmi B., Lozoya S., Seneme O., Dugard L., Ramirez Mendoza, (2010), *Optimization of weighting function selection for H_∞ control of semi-active suspensions*, 12th Conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies, Budapest, Hungary.
- Gaspar P., Bokor J., and Szaszi I, (2004), *The design of a combined control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*, European Journal of Control, p.148-162.
- Gaspar P., Bokor J., and Szaszi I, (2005), *Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*, Control Engineering Practice, p.699-711.
- Goldberg D, (1989), *Genetic Algorithms in Searching Optimisation and Machine Learning*, Addison-Wesley Longman.
- Holland H.J, (1975), *Adaptation in natural and artificial systems, an introductory analysis with application to biology, control and artificial intelligence*, The university of Michigan Press.
- Kitsios I., and Pimenides T., (2002), *H_∞ controller design for a distillation column using genetic algorithms*, Mathematics and Computers in Simulation.
- Vu V.T., Seneme O., Dugard L., and Gaspar P, (2016), *Active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic damper on single unit heavy vehicle*, IFAC Symposium on Advances in Automotive Control - 8th AAC 2016, Sweden.
- Vu V.T., Seneme O., Dugard L., and Gaspar P, (2016), *H_∞ active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*, IFAC Symposium on System Structure and Control - 6th SSSC 2016, Turkey.

Abstract:
OPTIMAL SELECTION OF WEIGHTING FUNCTIONS FOR H_∞
ACTIVE ANTI-ROLL BAR CONTROL SYSTEM ON TRUCKS

The objective of an active anti-roll bar system of trucks is to maximize roll stability to prevent rollover in dangerous cases. However, such a performance objective must be balanced with the energy consumption of the anti-roll bar system, which is not a trivial task. In this paper, Genetic Algorithms (GAs) are proposed to find optimal weighting functions for the H_∞ control synthesis of the active anti-roll bar system. Such a general procedure is applied to the case of active anti-roll bar control system on trucks. Thanks to GAs, the conflicting objectives between roll stability and torques generated are handled using one high level parameter only. The multi-criterion optimization solution is illustrated via the Pareto frontier. Simulations, performed in the frequency domain, emphasize the efficiency of the proposed method.

Keywords: H_∞ control, Genetic Algorithms, Truck, Active anti-roll bar system, Rollover, Roll stability.

Ngày nhận bài: 05/12/2020

Ngày chấp nhận đăng: 04/02/2021