

# KHẢO SÁT, ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA THANH ỔN ĐỊNH NGANG BỊ ĐỘNG ĐẾN TÍNH AN TOÀN CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ CON

SURVEY AND ASSESSMENT OF THE IMPACTS OF THE PASSIVE ANTI-ROLL BARS ON THE ROLL STABILITY OF CARS

Vũ Văn Tấn<sup>1,\*</sup>, Đặng Hoài Nam<sup>1</sup>

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.91>

## TÓM TẮT

Lật ngang là dạng tai nạn gây ra hậu quả nghiêm trọng nhất trong các vụ tai nạn giao thông đường bộ. Để nâng cao tính ổn định ngang của ô tô, thì hiện nay hầu hết các ô tô đều trang bị thanh ổn định ngang bị động. Trong bài báo này nhóm tác giả tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng, đánh giá hiệu quả của thanh ổn định ngang bị động đến tính an toàn chuyển động của ô tô khi so sánh với hệ thống treo bị động không trang bị thanh ổn định ngang. Trước tiên một mô hình ô tô đầy đủ được thiết lập nhằm nghiên cứu tính ổn định ngang của ô tô con. Sau đó các tác giả đã tiến hành tính toán, xác định độ cứng chống xoắn để lựa chọn thông số phù hợp với thực tế của thanh ổn định ngang. Kết quả khảo sát trên miền thời gian và tần số đã chỉ rõ tính hiệu quả của hệ thống treo được trang bị thanh ổn định ngang so với hệ thống treo thông thường không được trang bị thanh ổn định ngang trong việc giảm sự tác động của mặt đường đến dao động ngang của ô tô.

**Từ khóa:** Động lực học ô tô; thanh ổn định ngang bị động; hệ thống treo; an toàn chuyển động; lật ngang.

## ABSTRACT

Rollover is the type of accident that causes the most serious consequences in road traffic accidents. In order to improve the automotive roll stability, most cars are now equipped with passive anti-roll bars. In this paper, the authors focus on researching about the influence and effectiveness of the passive anti-roll bars on the roll stability of cars when compared with the passive suspension system without the passive anti-roll bars. First, a full car model is established to study the roll stability of cars. After that, the authors calculated and determined the torsional stiffness in order to choose a parameter suitable to the reality of the passive anti-roll bars. Survey results in the time and frequency domains have clearly shown the effectiveness of the suspension system equipped with passive anti-roll bars when compared to a conventional suspension system without passive anti-roll bars in reducing the impact of the road surface to the roll oscillation of cars.

**Keywords:** Vehicle dynamics; passive anti-roll bars; suspension system; road safety; rollover.

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

\*Email: [vvttan@utc.edu.vn](mailto:vvttan@utc.edu.vn)

Ngày nhận bài: 09/11/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 02/12/2022

Ngày chấp nhận đăng: 23/12/2022

## 1. GIỚI THIỆU

An toàn giao thông là một trong những vấn đề được cả thế giới đặc biệt quan tâm. Theo số liệu thống kê của Ủy ban an toàn giao thông quốc gia cho biết trong 6 tháng đầu năm 2022 cả nước xảy ra 5.703 vụ tai nạn giao thông, làm chết 3.314 người, bị thương 3.690 người. Nguyên nhân xảy ra tai nạn giao thông (TNGT) được Ủy ban ATGT Quốc gia phân tích trên 3.354 vụ, có 21,27% do người điều khiển phương tiện vi phạm làn đường, phần đường; 24,9% do không quan sát; 11,5% do chuyển hướng không chú ý; 7,67% do không giữ khoảng cách an toàn; 5,43% do vượt xe sai quy định. Tiếp đến, 3,48% do vi phạm tốc độ xe chạy; 3,86% do sử dụng rượu bia; 5,07% không nhường đường; 3,42% do người đi bộ qua đường không đúng quy định; 2,65% vi phạm biển báo hiệu đường bộ; 1,62% tránh xe sai quy định; 1,21% do mệt mỏi, ngủ gật; 0,62% không có giấy phép lái xe (GPLX) hoặc GPLX không hợp lệ; 0,91% vi phạm quy trình thao tác xe; 0,32% do phương tiện không đảm bảo an toàn kỹ thuật và 4,99 là các nguyên nhân khác. Trong các nguyên nhân trên thì lật ngang chiếm tỉ lệ không nhỏ và thường để lại hậu quả nghiêm trọng cho người và tài sản.



Hình 1. Hình ảnh các vụ tai nạn liên quan đến hiện tượng lật ngang [16,17]

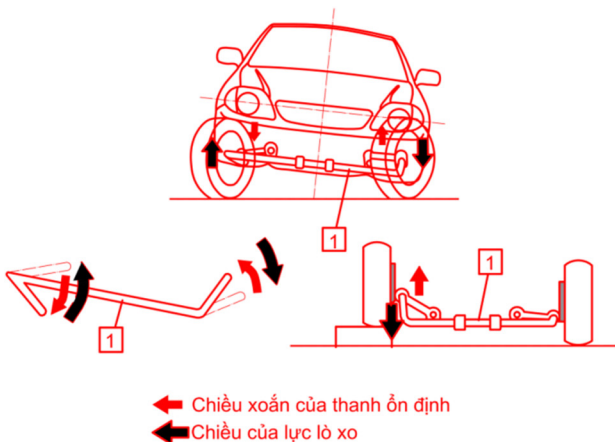
Khả năng ổn định hướng chuyển động và dao động ngang của thân xe có ảnh hưởng trực tiếp đến an toàn chuyển động của ô tô. Bên cạnh việc nâng cao tính ổn định chuyển động nhờ các hệ thống điều khiển điện tử như ESP (Electronic Stability Program) hay AFS (Active Front Steering), nhiều giải pháp kỹ thuật đã và đang được nghiên cứu nhằm hạn chế dao động ngang của thân xe [1, 2, 11, 15]. Một trong những giải pháp kỹ thuật hiệu quả được sử dụng phổ biến hiện nay là trang bị hệ thống chống lắc ngang bị động hoặc chủ động [5, 9].

Cùng với các phần tử đàn hồi và giảm chấn, thanh ổn định ngang hay thanh chống lắc là một phần tử quan trọng trong hệ thống treo ô tô hiện nay. Hệ thống ổn định ngang bị động bao gồm thanh ổn định ngang, các liên kết và các gối đỡ [3, 4, 8]. Thanh ổn định ngang là chi tiết có mặt ở hầu hết các loại ô tô hiện nay, thường có dạng hình chữ U được chế tạo từ thép có độ cứng xoắn cao. Các đầu của chữ U nối với bánh xe, còn thân nối với khung thông qua các gối đỡ bằng cao su (hình 2). Thanh ổn định ngang là bộ phận chính của hệ thống treo đảm bảo ổn định ngang của ô tô khi chuyển động.



Hình 2. Kết cấu của hệ thống chống lắc ngang bị động [12]

Khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng hoặc khi quay vòng, dưới tác dụng của lực ly tâm, phần lực thẳng đứng của hai bánh xe trên một cầu thay đổi, dẫn tới tăng độ nghiêng của xe gây lật và làm xấu khả năng truyền lực dọc, lực bên của bánh xe với mặt đường [6, 7]. Nếu gọi mô men gây lật ô tô là mô men lật, các bộ phận đàn hồi khi bị biến dạng ở hai bên khác nhau sẽ tác dụng lên xe một momen chống lật. Momen chống lật tăng lên đảm bảo thân xe nghiêng nhỏ hơn và san đều tải trọng thẳng đứng ở bánh xe. Thanh ổn định ngang đảm nhận chức năng này, nó làm việc chỉ khi nào có sự chênh lệch phần lực thẳng đứng đặt lên các bánh xe. Trong trường hợp bánh xe cân bằng, thanh ổn định ngang sẽ không làm việc như chức năng của lò xo do thanh không bị xoắn. Nguyên lý làm việc của thanh ổn định ngang bị động được mô tả như trên hình 3 [12].



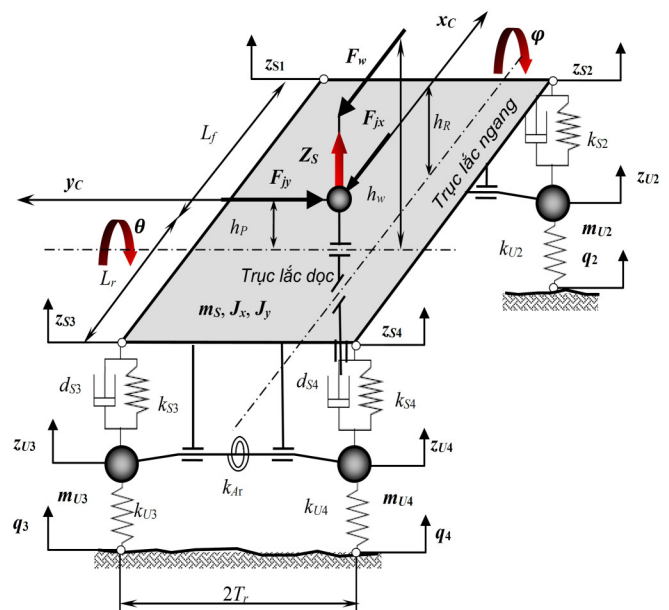
Hình 3. Nguyên lý làm việc của thanh ổn định ngang bị động

Bài báo này tác giả đề xuất một hệ thống ổn định ngang bị động kết hợp với một hệ thống treo bị động. Lực của các phần tử từ hệ thống treo bị động có tác dụng giảm vận tốc, dịch chuyển thẳng đứng của thân xe cũng như góc lắc ngang và vận tốc góc lắc ngang thân xe để đảm bảo mục tiêu nâng cao độ êm dịu chuyển động. Mô men của các phần tử của hệ thống ổn định ngang bị động có tác dụng làm giảm dịch chuyển bánh xe và góc lắc ngang thân xe để đảm bảo mục tiêu nâng cao độ an toàn chuyển động.

Bài báo được phân bố với cấu trúc gồm 5 phần. Phần 1 giới thiệu tổng quan về hệ thống treo bị động, hệ thống ổn định. Phần 2 giới thiệu mô hình ô tô nghiên cứu, trong đó đặc biệt nhấn mạnh đến việc lựa chọn thông số cho thanh ổn định ngang bị động. Phần 3 xác định độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động. Phần 4 là kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số. Phần 5 là kết luận và đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo.

**2. MÔ HÌNH Ô TÔ CON**

Mô hình ô tô con được các tác giả sử dụng là mô hình không gian tổng quát ô tô con với 7 bậc tự do được biểu diễn như hình 4.

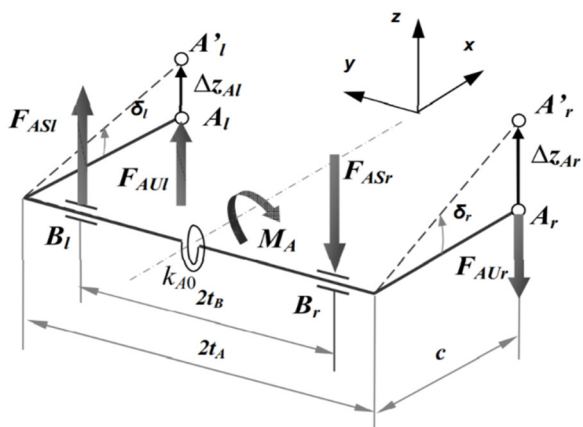


Hình 4. Mô hình không gian tổng quát ô tô con [14]

Mô hình bao gồm 5 phần: Khối lượng không được treo  $m_s$ , khối lượng không được treo bên trái cầu trước  $m_1$ , khối lượng không được treo bên phải cầu trước  $m_4$ , khối lượng không được treo bên trái cầu sau  $m_2$ , khối lượng không được treo bên phải cầu sau  $m_3$ . Và 7 bậc tự do gồm: dịch chuyển thân xe  $Z_s$ ; dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước bên trái  $Z_1$ , cầu trước bên phải  $Z_4$ , cầu sau bên trái  $Z_2$ , cầu sau bên phải  $Z_3$ ; góc lắc dọc thân xe  $\theta$ ; góc lắc ngang thân xe  $\phi$ . Do chưa xét đến trường hợp quay vòng, tăng tốc và phanh nên bỏ qua các lực  $F_{wv}$ ,  $F_{jx}$ ,  $F_{jy}$ . Mô men do thanh ổn định ngang bị động sinh ra tại 2 cầu lần lượt là  $M_{Afr}$ ,  $M_{Ar}$ . Các kí hiệu và thông số của mô hình được thể hiện trong bảng 1 [10].

Bảng 1. Thông số của mô hình ô tô con

Kí hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
$m_s$	Khối lượng được treo	943	Kg
$m_{1r}, m_{4}$	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu trước	30,2	Kg
$m_{2r}, m_{3}$	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu sau	49,7	Kg
$I$	Momen quán tính khối lượng được treo theo trục x	330,5	Kg.m <sup>2</sup>
$J$	Momen quán tính khối lượng được treo theo trục y	861,8	Kg.m <sup>2</sup>
$k_{1r}, k_{4}$	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu trước	30000	N/m
$k_{2r}, k_{3}$	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu sau	32500	N/m
$c_{1r}, c_{4}$	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu trước	1400	Ns/m
$c_{2r}, c_{3}$	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu sau	1400	Ns/m
$a$	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía trước	1,116	m
$b$	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía sau	1,232	m
$c$	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên trái	0,621	m
$d$	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên phải	0,621	m
$k_{t1r}, k_{t4}$	Độ cứng lớp bên trái, phải cầu trước	181000	N/m
$k_{t2r}, k_{t3}$	Độ cứng lớp bên trái, phải cầu sau	181000	N/m
$c_f$	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu trước	0,15	m
$c_r$	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu sau	0,2	m
$t_{Af}$	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu trước	0,6	m
$t_{Ar}$	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu sau	0,6	m
$t_{Bf}$	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu trước	0,3	m
$t_{Br}$	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu sau	0,3	m



Hình 5. Sơ đồ xác định lực và momen chống lắc [11]

Khi dịch chuyển tương đối theo phương thẳng đứng giữa bánh xe và thân xe ở bên phải và bên trái khác nhau,  $\Delta Z_{ar} \neq \Delta Z_{al}$ , trên thanh ổn định với độ cứng góc  $k_{AO}$  [Nm/rad] sẽ xuất hiện một momen xoắn  $M_x$  [Nm] cản lại dịch chuyển tương đối giữa các bánh xe [11, 12]:

$$M_{xr} = k_{AO} (\delta_r^r - \delta_l^r) \approx k_{AO} \frac{\Delta Z_{ar}^r - \Delta Z_{al}^r}{c_r}$$

$$M_{xf} = k_{AO} (\delta_r^f - \delta_l^f) \approx k_{AO} \frac{\Delta Z_{ar}^f - \Delta Z_{al}^f}{c_f}$$

Trong đó:  $k_{AO}$  là độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang

Mô men này sẽ tạo ra các lực chống lắc  $F_{AU}$  [N] tác dụng lên các bánh xe và  $F_{AS}$  [N] tác dụng lên thân xe:

$$F_{AUl}^f = -F_{AUr}^f = \frac{M_{xf}}{c_f} = k_{AO} \frac{\Delta Z_{ar}^f - \Delta Z_{al}^f}{c_f^2}$$

$$F_{AUl}^r = -F_{AUr}^r = \frac{M_{xr}}{c_r} = k_{AO} \frac{\Delta Z_{ar}^r - \Delta Z_{al}^r}{c_r^2}$$

$$F_{ASl}^f = -F_{ASr}^f = F_{AUl}^f \frac{t_{Ar}}{t_{Br}} = k_{AO} \frac{t_{Ar}}{c_f^2 t_{Br}} (\Delta Z_{ar}^f - \Delta Z_{al}^f)$$

$$F_{ASl}^r = -F_{ASr}^r = F_{AUl}^r \frac{t_{Ar}}{t_{Br}} = k_{AO} \frac{t_{Ar}}{c_r^2 t_{Br}} (\Delta Z_{ar}^r - \Delta Z_{al}^r)$$

Có thứ nguyên của độ cứng phân tử đàn hồi trong hệ thống treo, được gọi là độ cứng chống lắc quy đổi, đặc trưng cho ảnh hưởng của các thông số hình học của thanh ổn định. Khi đó mô men ổn định thân xe do thanh chống lắc sinh ra được xác định như sau:

$$M_{af} = 2F_{ASl}^f \cdot t_{Bf} = \frac{2k_{AO} t_{Af}}{c_f^2} (\Delta Z_{ar}^f - \Delta Z_{al}^f)$$

$$M_{ar} = 2F_{ASl}^r \cdot t_{Br} = \frac{2k_{AO} t_{Ar}}{c_r^2} (\Delta Z_{ar}^r - \Delta Z_{al}^r)$$

Phương trình động lực học tổng quát của ô tô khi xét đến sự tồn tại đồng thời của hệ thống treo và ổn định ngang bị động được xác định như sau:

$$m_s \ddot{z}_s = k_1 (z_1 - z_i) + c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_i) + k_2 (z_2 - z_2') + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_2') + k_3 (z_3 - z_3') + c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_3') + k_4 (z_4 - z_4') + c_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_4') \quad (1)$$

$$I \ddot{\varphi} = dk_1 (z_1 - z_i) + dc_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_i) + dk_2 (z_2 - z_2') + dc_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_2') - ck_3 (z_3 - z_3') - cc_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_3') \quad (2)$$

$$-ck_4 (z_4 - z_4') - cc_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_4') + \frac{2k_{AO} t_{Af}}{c_f^2} [(z_4 - z_4') - (z_1 - z_1)] + \frac{2k_{AO} t_{Ar}}{c_r^2} [(z_3 - z_3') - (z_2 - z_2)']$$

$$J \ddot{\theta} = -ak_1 (z_1 - z_1) - ac_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_1) + bk_2 (z_2 - z_2) + bc_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_2) + bk_3 (z_3 - z_3) + bc_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_3) - ak_4 (z_4 - z_4) - ac_4 (\dot{z}_4 - \dot{z}_4) \quad (3)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -k_1 (z_1 - z_1) - c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_1) + k_{11} (q_1 - z_1) - \frac{k_{AO} t_{Af}}{dc_f^2} [(z_4 - z_4') - (z_1 - z_1)] \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = -k_2 (z_2 - z_2) - c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_2) + k_{21} (q_2 - z_2) - \frac{k_{AO} t_{Ar}}{dc_r^2} [(z_3 - z_3') - (z_2 - z_2)'] \quad (5)$$

$$m_3 \ddot{Z}_3 = -k_3(Z_3 - Z'_3) - c_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + k_{31}(q_3 - Z_3) + \frac{k_{AOf} t_{Af}}{CC^2} [(Z'_3 - Z_3) - (Z'_2 - Z_2)] \quad (6)$$

$$m_4 \ddot{Z}_4 = -k_4(Z_4 - Z'_4) - c_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) + k_{41}(q_4 - Z_4) + \frac{k_{AOf} t_{Af}}{CC^2} [(Z'_4 - Z_4) - (Z'_1 - Z_1)] \quad (7)$$

Phương trình động lực học tổng quát được viết dưới dạng không gian trạng thái tổng quát [13]:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1W + B_2U \\ Y = CX + D_1W + D_2U \end{cases} \quad (8)$$

Trong đó: Véc tơ trạng thái:

$$X = [Z_1 \quad Z_2 \quad Z_3 \quad Z_4 \quad Z_5 \quad \varphi \quad \theta \quad \dot{Z}_1 \quad \dot{Z}_2 \quad \dot{Z}_3 \quad \dot{Z}_4 \quad \dot{Z}_5 \quad \dot{\varphi} \quad \dot{\theta}]^T$$

$$\dot{X} = [\dot{Z}_1 \quad \dot{Z}_2 \quad \dot{Z}_3 \quad \dot{Z}_4 \quad \dot{Z}_5 \quad \dot{\varphi} \quad \dot{\theta} \quad \ddot{Z}_1 \quad \ddot{Z}_2 \quad \ddot{Z}_3 \quad \ddot{Z}_4 \quad \ddot{Z}_5 \quad \ddot{\varphi} \quad \ddot{\theta}]^T$$

$$Y = X$$

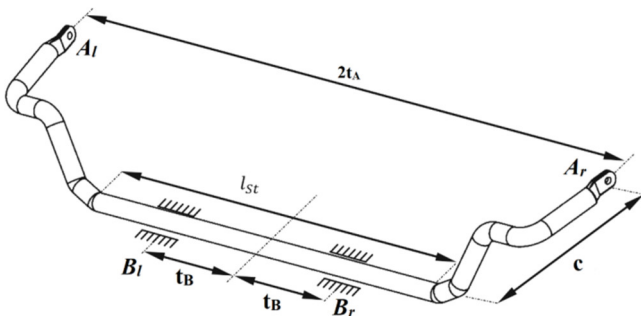
Kích thích từ mặt đường:  $w = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]^T$

Tín hiệu điều khiển:  $U = [0]$

A, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> C, D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub> là các ma trận trạng thái.

### 3. XÁC ĐỊNH ĐỘ CỨNG CHỐNG XOẮN CỦA THANH ỔN ĐỊNH NGANG BỊ ĐỘNG

Thanh ổn định ngang bị động thường được chế tạo từ thép đàn hồi hoặc thép có độ cứng xoắn cao, tiết diện tròn, hình dáng chủ yếu được thiết kế giống hình chữ U đối xứng. Hai đầu thanh gắn với bộ phận chịu tải tại bánh xe, thân thanh bắt với thân xe bằng hai ổ cao su như hình 6 [3].



Hình 6. Hình dáng của thanh ổn định ngang bị động

Độ cứng của thanh ổn định ngang bị động là một yếu tố rất quan trọng góp phần nâng cao khả năng ổn định ngang của ô tô. Để xác định độ cứng này một cách chính xác cần đòi hỏi có thiết bị máy móc chuyên dụng, do đó mỗi một thanh ổn định ngang có độ cứng riêng, phụ thuộc vào hình dạng, vật liệu, kích thước...

- Độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động được tính theo công thức [2]:

$$k_{AO} = \frac{G \cdot J_0}{I_{st}} \quad (9)$$

Trong đó:

G: Modul đàn hồi trượt của vật liệu.  $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$  (daN/cm<sup>2</sup>)

ν: hệ số Poisson của vật liệu (thép ν = 0,3)

E: Modul đàn hồi của vật liệu.  $E = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$

J<sub>0</sub>: Momen quán tính của thanh  $J_0 = \frac{\pi d^4}{32}$  (cm<sup>4</sup>)

d: đường kính thanh ổn định ngang (cm)

I<sub>st</sub>: chiều dài chịu xoắn của thanh ổn định ngang (m)

Từ công thức (9), có bảng số liệu tính toán độ cứng xoắn của thanh ổn định ngang theo chiều dài như bảng 2.

Bảng 2. Độ cứng tính toán của thanh ổn định ngang bị động

		I <sub>st</sub> (m)					
		0,7		0,8		1,0	
d (cm)	k <sub>AO</sub> (Nm/rad)	d (cm)	k <sub>AO</sub> (Nm/rad)	d (cm)	k <sub>AO</sub> (Nm/rad)	d (cm)	k <sub>AO</sub> (Nm/rad)
1	108	1	94	1	75		
1,2	224	1,2	196	1,2	157		
1,5	546	1,5	478	1,5	382		
1,7	901	1,7	788	1,7	630		
2	1725	2	1510	2	1208		
2,2	2526	2,2	2210	2,2	1768		
2,5	4212	2,5	3686	2,5	2948		
2,7	5731	2,7	5014	2,7	4011		
3	8734	3	7642	3	6114		
3,2	11307	3,2	9893	3,2	7915		
3,5	16181	3,5	14159	3,5	11327		

Từ kết quả tính toán trong bảng 2, các tác giả chọn độ cứng xoắn của thanh ổn định ngang có chiều dài chịu xoắn 0,8m và đường kính 2,5cm dựa trên giới hạn xoắn của thanh là 3686Nm/rad cho cầu trước và cầu sau lần lượt là:

$$k_{AOf} = 400 \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right); k_{AO_r} = 450 \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right)$$

Giá trị độ cứng chống xoắn này được sử dụng để đánh giá hiệu quả của thanh ổn định ngang bị động trong việc nâng cao tính ổn định ngang của ô tô ở phần tiếp theo.

### 4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

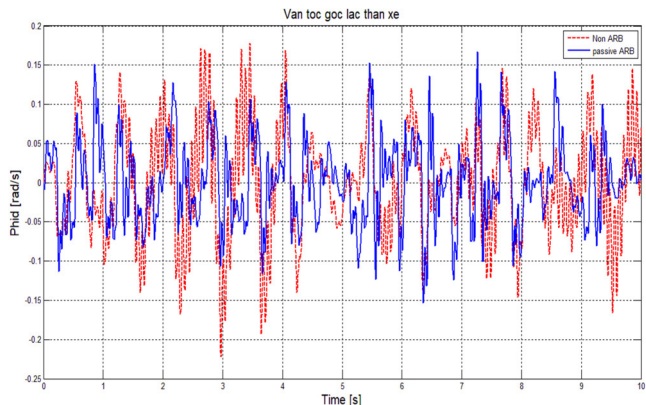
Để đánh giá ảnh hưởng của thanh ổn định ngang bị động tác giả lựa chọn khảo sát với các nguồn kích thích từ mặt đường là dạng ngẫu nhiên. Trong đó đường màu đỏ - nét đứt thể hiện cho hệ thống không có thanh ổn định ngang (Non-ARB) và đường màu xanh - nét liền cho hệ thống bị động có thanh ổn định ngang bị động (Passive-ARB).

#### 4.1. Kết quả trên miền thời gian

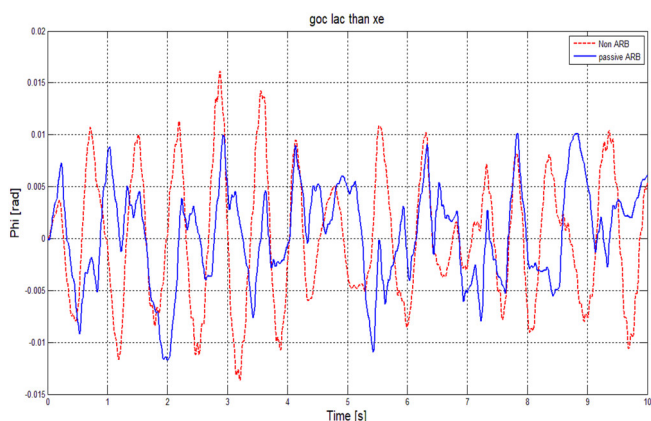
Trên miền thời gian, các tác giả khảo sát tín hiệu kích thích từ mặt đường cho bánh xe bên trái cầu trước q<sub>1</sub> và bánh xe bên phải cầu trước q<sub>4</sub> là đường dạng ngẫu nhiên



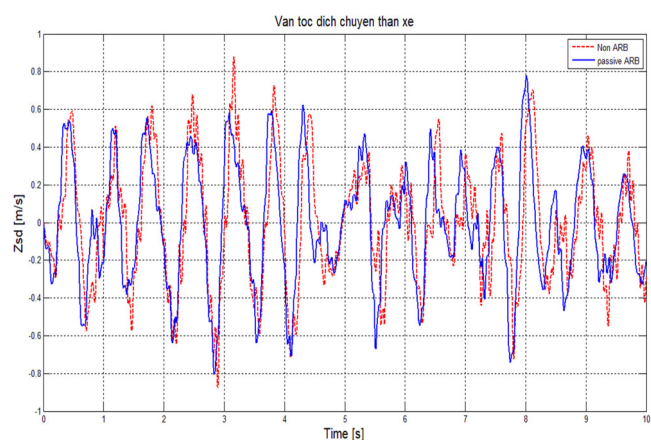
với tốc độ khảo sát là 54 (km/h) và thời gian khảo sát  $t = 10s$ . Kết quả mô phỏng được thể hiện trong hình 7. Do mặt đường ngẫu nhiên thay đổi biên độ liên tục và không tuân theo quy luật nào nên tác giả đã lập bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS (bảng 3) [11] để thấy rõ hơn hiệu quả của thanh ổn định ngang bị động.



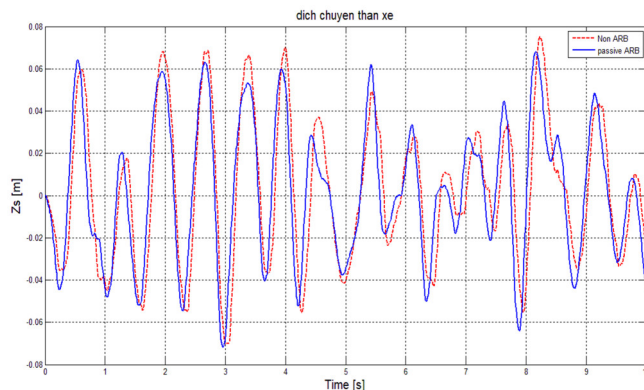
Hình 7. Đáp ứng theo thời gian của  $\phi$  với tín hiệu kích thích mặt đường dạng ngẫu nhiên



Hình 8. Đáp ứng theo thời gian của  $\phi$  với tín hiệu kích thích mặt đường dạng ngẫu nhiên



Hình 9. Đáp ứng theo thời gian của  $Z_s$  với tín hiệu kích thích mặt đường dạng ngẫu nhiên



Hình 10. Đáp ứng theo thời gian của  $Z_s$  với tín hiệu kích thích mặt đường dạng ngẫu nhiên

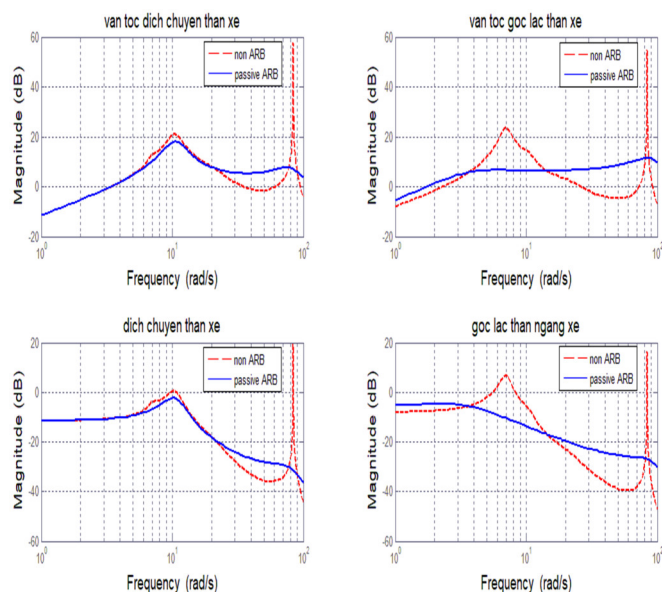
Bảng 3. Thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS

	$\dot{\phi}$	$\phi$	$\dot{Z}_s$	$Z_s$
Non-ARB	0,0702	0,0064	0,3242	0,0338
Passive-ARB	0,0547	0,0045	0,3188	0,0328
Passive-ARB giảm so với Non-ARB	<b>22%</b>	<b>29,7%</b>	<b>1,67%</b>	<b>2,96%</b>

Từ kết quả mô phỏng trên miền thời gian và bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình ta nhận thấy rằng mô hình ô tô có thanh ổn định ngang bị động làm giảm đáng kể sự dao động của thân xe thông qua chỉ tiêu góc lắc ngang thân xe và vận tốc góc lắc ngang thân xe. Điều này chứng tỏ thân ô tô dao động ổn định hơn khi có thanh ổn định ngang bị động so với ô tô chỉ có hệ thống treo bị động thông thường.

#### 4.2. Kết quả trên miền tần số

Kết quả trên miền tần số được đặc trưng bởi đường đặc tính tần số biên độ của: Góc lắc ngang thân xe; Dịch chuyển thân xe; Vận tốc dịch chuyển thân xe; Vận tốc góc lắc ngang thân xe.



Hình 11. Đường đặc tính tần số - biên độ của  $\phi$ ,  $Z_s$ ,  $\phi$ ,  $Z_s$

Biểu đồ trên miền tần số cho thấy hệ thống ổn định ngang bị động làm giảm biên độ dao động của phần khối lượng được treo và góc lắc của nó ở hai vùng cộng hưởng tần số thấp (4-15 rad/s), vùng cộng hưởng tần số cao (80 - 90rad/s). Biên độ dịch chuyển thẳng đứng của khối lượng được treo giảm khi tăng độ cứng của hai cầu xe. Điều này chứng minh khi lắp thêm thanh ổn định ngang ở hai cầu xe sẽ làm tăng độ cứng vững và góp phần giảm bớt một phần lực tác dụng lên thân xe giúp thân xe ổn định hơn từ đó làm tăng độ an toàn chuyển động của xe so với hệ thống treo không được trang bị thanh ổn định ngang.

## 5. KẾT LUẬN

Bài báo tập trung nghiên cứu về thanh ổn định ngang bị động trên ô tô con. Trước tiên, một mô hình không gian tổng quát ô tô con cho hệ thống treo bị động và hệ thống ổn định ngang bị động được xây dựng nhằm đánh giá ảnh hưởng của hai hệ thống này đến tính an toàn chuyển động của ô tô. Việc tính toán xác định độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động được thực hiện để làm cơ sở đầu vào cho các nghiên cứu mô phỏng. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian và miền tần số cho thấy hệ thống ổn định ngang bị động giúp xe tăng tính an toàn chuyển động hơn trên 20% so với hệ thống treo bị động không trang bị thanh ổn định ngang.

Kết quả này cũng giúp người đọc củng cố hơn về cơ sở lý thuyết của vai trò thanh ổn định ngang bị động và hướng đến nghiên cứu điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động để nâng cao độ êm dịu, độ an toàn chuyển động và thân thiện với đường.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Balázs Varga, Balázs Németh, Péter Gáspár, 2013. *Control design of anti-roll bar actuator based on constrained LQ method*. IEEE 14<sup>th</sup> International Symposium on Computational Intelligence and Informatics.
- [2]. Dieter Schramm, Manfred Hiller Roberto Bardini, 2014. *Vehicle Dynamics - Modeling and Simulation*. eBook, pp. 216-219.
- [3]. Miegé AJP, Cebon D, 2002. *Design and implementation of an active roll control system for heavy*. 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC, Hiroshima, Japan.
- [4]. P. Gaspar, I. Szaszi, J. Bokor. *The design of a combined control structure to prevent the rollover*. Euro Journal of Control, 2004.
- [5]. P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor, C. PoussotVassal, O. Sename, L. Dugard, 2007. *Toward global chassis control by integrating the brake and suspension systems*. In Proceedings of the 5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, AAC, California, US, pp. 563-570.
- [6]. P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor, C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, 2007. *Toward global chassis control by integrating the brake and suspension systems*. In Proceedings of the 5<sup>th</sup> IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, AAC, California, US.
- [7]. R. Krtolica, D. Hrovat, 1990. *Optimal active suspension control based on a half-car model*. In the proceedings of the 29<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control, pp. 2238-2243.

[8]. Sampson DJM, 2000. *Active roll control of articulated heavy vehicles*. University of Cambridge, UK.

[9]. Sampson DJM, Cebon D, 2017. *Achievable roll stability of heavy road vehicles*. United Kingdom: Journal of Automobile Engineering, 2003. *Bar control using electronic servovalve hydraulic actuators*. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility.

[10]. Vu Van Tan, 2012. *Ung dung Logic mo dieu khien he thong treo ban tinh cuc tren o to*. Master Thesis, University of Transport and Communications, Hanoi.

[11]. Van Tan Vu, 2017. *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD Thesis, University Grenoble Alpes - France.

[12]. Vu Van Tan, 2020. *He thong on dinh ngang chu dong tren o to*. Transport Publishing House.

[13]. Vu VT, Sename O, Dugard L, et al., 2016. *H<sub>∞</sub> active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*. Istanbul, Turkey: IFAC Symposium on System Structure and Control - 6<sup>th</sup> SSSC.

[14]. Vu Van Tan, 2020. *PID controller design for an electronic stability program on cars*. Journal of Science and Technology, Hanoi University of Industry, 56(5), 88-91.

[15]. Y. Zhang, A. Alleyne, 2003. *A new approach to half-car active suspension control*. In American Control Conference, Colorado, US: IEEE, pp. 3762-3767.

[16]. <https://www.vietnamplus.vn/xe-cho-pho-chu-tich-ubnd-tp-ho-chi-minh-no-lop-lat-ngang-tren-cao-toc/780760.vnp>

[17]. <https://thanhnien.vn/vu-xe-con-bi-vo-nat-khien-6-nguoi-thuong-vong-nam-ok-la-nguoi-cam-lai-post1387071.html?gidzl=07c08HtPEtZEPfyY6SO-Ty5bdYCFnsuit3N2SmJODlpMCvTnLSDWVj1Waoi5nZCcq6EJBpRWaPLi6ji-VG>

### AUTHORS INFORMATION

**Vu Van Tan, Dang Hoai Nam**

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications