

# Nghiên cứu xác định ngưỡng mất ổn định lật ngang của xe khách

Study on Determination of the Dynamic Rollover Threshold of a Coach Vehicle

Tạ Tuấn Hưng<sup>1</sup>, Dương Ngọc Khánh<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải - Số 54 Triều Khúc, Thanh Xuân, Hà Nội, Việt Nam

<sup>2</sup>Trường Đại học Bách khoa Hà Nội - Số 1 Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

Đến Tòa soạn: 29-4-2020; chấp nhận đăng: 25-9-2020

## Tóm tắt

Lật ngang của xe khách là một trong các dạng tai nạn nguy hiểm nhất có thể xảy ra. Các tai nạn đối với xe khách xảy ra với mức độ tổn hại cao bởi vì loại phương tiện này chở nhiều người. Mất ổn định lật ngang phụ thuộc vào phản ứng của người lái, điều kiện mặt đường, kết cấu xe... Lật ngang của xe khách thường xảy ra khi chuyển hướng ở tốc độ cao. Người lái thường khó xác định được dấu hiệu của lật ngang là sự tách bánh xe khỏi mặt đường, đặc biệt trong các trường hợp chuyển động với tốc độ cao. Trong bài báo này, phương pháp xác định trạng thái mất ổn định lật ngang của xe khách được đề xuất trên cơ sở sử dụng mô hình động lực học được thiết lập theo phương pháp hệ nhiều vật và hệ phương trình Newton-Euler. Phương pháp này có thể làm cơ sở để xác định ngưỡng cảnh báo sớm và điều khiển bằng mô hình động lực học của xe khách.

Từ khóa: Xe khách, ngưỡng mất ổn định động lực học, ngưỡng cảnh báo sớm, hệ số phân bố tải trọng, phương pháp hệ nhiều vật.

## Abstract

Rollover condition is one of the worst accidents of a coach vehicle that can occur. The casualties in a coach rollover are often at a high rate and severe because of the large number of passengers. The rollover condition of a coach vehicle depends on the behavior of a driver, the road, the structure of vehicles... The rollover of coach vehicles frequently occurs while directional maneuvering at high forward speed. It is difficult to recognise the rollover risk signals, i.e. the wheel lift-off, especially at high speed. In this paper, a method to determine the dynamic rollover threshold of the coach vehicle is presented by using a fully dynamic model of coach vehicle based on the Multi-body System Method and Newton-Euler equations. The method can be applied as a basis for determining the early warning and controlling thresholds by dynamic models of coach vehicles.

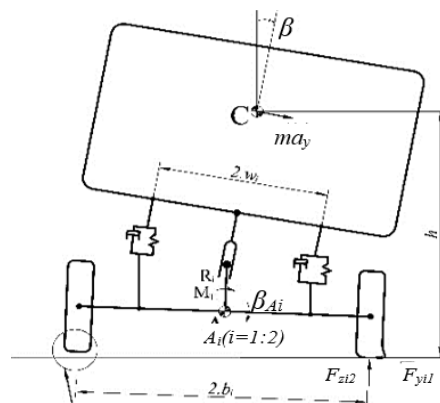
Keywords: Coach vehicle, dynamic rollover threshold, early warning threshold, load Transfer Ratio, Multi-body System Method.

## 1. Đặt vấn đề

Hiện nay, vận tải hành khách bằng ô tô đóng vai trò rất quan trọng trong đời sống xã hội hiện đại. Ở Việt Nam, hạ tầng giao thông đang được xây dựng và hoàn thiện. Điều đó giúp cho các phương tiện di chuyển với tốc độ cao hơn nhằm tăng hiệu quả vận chuyển. Tuy nhiên, điều đó cũng có thể dẫn đến ô tô bị mất ổn định trong một số trạng thái chuyển động như phanh, quay vòng... Sự mất ổn định xảy ra khi xe chuyển động vượt ngưỡng mất ổn định. Có hai dạng mất ổn định là mất ổn định hướng và mất ổn định lật. Xe thường bị mất ổn định lật ngang khi chuyển động với gia tốc ngang lớn trên đường có hệ số bám cao. Quá trình lật ngang xảy ra nhanh, nên người lái sẽ khó có đủ thời gian để nhận biết và phản ứng [1].

Sự mất ổn định lật ngang bắt đầu khi có sự tách bánh xe một bên,  $F_{zi1}=0$  (Hình 1). Đây là dấu hiệu có

thể quan sát được tuy nhiên lại khó có thể đo để làm ngưỡng điều khiển trong các hệ thống cảnh báo và chống lật ngang [2]. Do vậy, cần thiết phải xác định các ngưỡng điều khiển tương đương với dấu hiệu này để làm đầu vào cho các bài toán điều khiển sau này.



Tách bánh xe  
 $F_{zi1}=0$

Hình 1. Trạng thái tách bánh xe của ô tô

\* Địa chỉ liên hệ: Tel (+84) 0968876339  
Email: khanh.duongngoc@hust.edu.vn

Bài báo trình bày nghiên cứu xác định ngưỡng lật ngang của xe khách bằng mô hình động lực học. Mô hình động lực học không gian xe khách được dùng để xác định các dấu hiệu và các thông số tương đương từ đó xác định được ngưỡng mất ổn định và giới hạn chuyển động của xe khách. Kết quả của bài báo có thể đề xuất được phương pháp xác định vùng ổn định chuyển động làm cơ sở thiết kế các hệ thống cảnh báo và điều khiển chống lật ngang.

**2. Mô hình động lực học xe khách**

**2.1. Một số giả thiết khi xây dựng mô hình**

Xe khách với đặc điểm cấu trúc dạng treo phụ thuộc cho cả cầu trước và cầu sau. Mô hình được thiết lập với một số giả thiết sau:

- Cấu trúc xe khách đối xứng qua mặt phẳng dọc của thân xe;

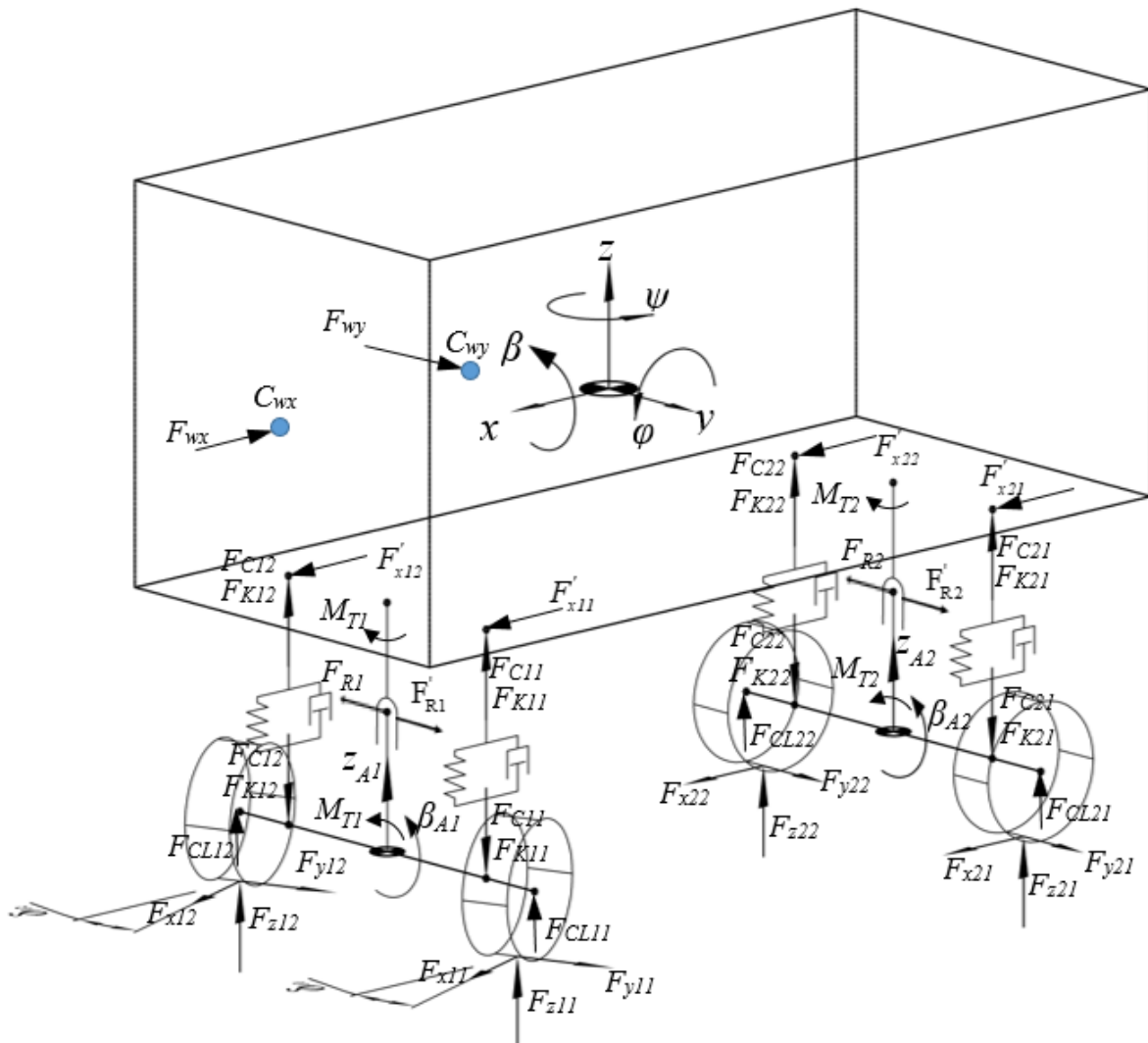
- Bánh xe được xét là đàn hồi trên nền đường cứng tuyệt đối;

- Thân xe có khối lượng  $m$  và mô men quán tính khối lượng theo các trục  $J_x, J_y$  và  $J_z$ ;

- Các cầu xe được liên kết với thân xe qua hệ thống treo gồm phần tử đàn hồi có độ cứng  $C_{ij}$ , phần tử giảm chấn có hệ số cản  $K_{ij}$  ( $i=1$ : cầu trước;  $i=2$ : cầu sau;  $j=1$ : bánh xe bên trái;  $j=2$ : bánh xe bên phải)...

**2.2. Phương trình vi phân mô tả chuyển động**

Sử dụng phương pháp hệ nhiều vật [3,4] để xây dựng hệ phương trình mô tả chuyển động của xe khách trong không gian. Gán hệ quy chiếu cục bộ Cxyz vào trọng tâm của khối lượng được treo ở bộ Cxyz và trọng tâm của khối lượng được treo đối với hệ quy chiếu cục bộ Cxyz. Hệ phương trình xác định chuyển động của khối lượng được treo được viết như sau:



**Hình 2.** Mô hình động lực học không gian xe khách

$$\begin{cases}
 m(\dot{v}_x - v_y \omega_z + v_z \omega_y) = F'_{x11} + F'_{x12} + F'_{x21} + F'_{x22} - F_{wx} \\
 m(\dot{v}_y - v_z \omega_x + v_x \omega_z) = F'_{R1} + F'_{R2} + F_{wy} \\
 m(\dot{v}_z - v_x \omega_y + v_y \omega_x) = F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12} + F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22} \\
 J_x \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \omega_z \omega_y = (F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12}) \omega_1 + (F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22}) \omega_2 \\
 + F'_{R1}(h - h_{R1}) + F'_{R2}(h - h_{R2}) + F_{wy}(h - h_w) - M_{T1} - M_{T2} \\
 J_y \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \omega_x \omega_z = -(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) l_1 + (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) l_2 \\
 - F_{wx} h_w - (F'_{x11} + F'_{x12})(h - r_{bx1}) - (F'_{x21} + F'_{x22})(h - r_{bx2}) \\
 J_z \dot{\omega}_z + (J_y - J_x) \omega_y \omega_x = F'_{R1} l_1 - F'_{R2} l_2 + F_{wy} l_w - (F'_{x11} - F'_{x12}) \omega_1 - (F'_{x21} - F'_{x22}) \omega_2
 \end{cases} \quad (1)$$

Với các cầu xe, chỉ xét 2 chuyển động tương đối giữa cầu trước và sau với khối lượng được treo là dao động thẳng đứng và lắc ngang.

Hệ phương trình với cầu 1 được viết như sau:

$$\begin{cases}
 m_{A1} \dot{v}_{zA1} - m_{A1} (\omega_{yA1} v_{xA1} - \omega_{xA1} v_{yA1}) = F_{CL11} + F_{CL12} - (F_{C11} + F_{C12} + F_{K11} + F_{K12}) \\
 J_{Ax1} \dot{\omega}_{xA1} - (J_{yA1} - J_{zA1}) \omega_{yA1} \omega_{zA1} = (F_{CL11} - F_{CL12}) b_1 + (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11}) \omega_1 \\
 + F_{R1}(h_{R1} - r_1) + (F_{x11} \sin \delta_{11} + F_{y11} \cos \delta_{11} + F_{x12} \sin \delta_{12} + F_{y12} \cos \delta_{12}) r_1 + M_{T1}
 \end{cases} \quad (2)$$

Hệ phương trình với cầu 2 được viết như sau:

$$\begin{cases}
 m_{A2} \dot{v}_{zA2} - m_{A2} (\omega_{yA2} v_{xA2} - \omega_{xA2} v_{yA2}) = F_{CL21} + F_{CL22} - (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\
 J_{Ax2} \dot{\omega}_{xA2} - (J_{yA2} - J_{zA2}) \omega_{yA2} \omega_{zA2} = (F_{CL21} - F_{CL22}) b_2 + (F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21}) \omega_2 \\
 + F_{R2}(h_{R2} - r_2) + (F_{y11} + F_{y12}) r_2 + M_{T2}
 \end{cases} \quad (3)$$

trong đó  $m_{Ai}$  và  $J_{Ai}$  là khối lượng và mô men quán tính của cầu thứ  $i$ ;  $v_{zAi}$  là vận tốc thẳng đứng cầu thứ  $i$  ( $i=1$ : cầu trước;  $i=2$ : cầu sau);  $\omega_{xAi}$  là vận tốc góc theo trục  $x_{Ai}$  của cầu thứ  $i$  trong hệ quy chiếu cục bộ  $A_i x_{Ai} y_{Ai} z_{Ai}$ .

### 2.3. Xác định các ngoại lực và mô men liên kết

Để giải các hệ phương trình vi phân (1), (2) và (3) cần xác định tất cả các thành phần ngoại lực về phải. Các thành phần này bao gồm: các lực liên kết thẳng đứng hệ thống treo ( $F_{Cij}$ ,  $F_{Kij}$ ); các lực liên kết dọc ( $F'_{xij}$ ) tại các điểm treo và ngang ( $F'_{Ri}$ ) tại các tâm quay tức thời; các mô men thanh ổn định; các lực cản khí động...

Các lực liên kết thẳng đứng hệ thống treo được tính theo công thức như sau:

$$\begin{cases}
 F_{Cij} = \begin{cases} C_{\infty} (z_{Aij} - z_{ij} + f_{dij}^n) & \text{khi } f_{dij}^n < z_{Aij} - z_{ij} \\ C_{ij} (z_{Aij} - z_{ij}) & \text{khi } f_{dij}^t \leq z_{Aij} - z_{ij} \leq f_{dij}^n \\ -C_{\infty} (z_{Aij} - z_{ij} - f_{dij}^n) & \text{khi } z_{Aij} - z_{ij} < f_{dij}^n \end{cases} \\
 F_{Kij} = K_{ij} (\dot{z}_{Aij} - \dot{z}_{ij})
 \end{cases} \quad (4)$$

trong đó:  $z_{Aij}$ ,  $z_{ij}$  là các dịch chuyển theo phương thẳng đứng của các điểm treo trên và dưới được tính từ quan hệ hình học từ dịch chuyển, góc lắc dọc, lắc ngang của trọng tâm khối lượng được treo ( $z$ ,  $\varphi$ ,  $\beta$ ) và cầu xe ( $z_{Ai}$ ,  $\beta_{Ai}$ ).

Các lực liên kết dọc tại các điểm treo trên và dưới của các bánh xe được xác định với giả thiết không có dịch chuyển tương đối theo phương dọc giữa cầu xe với khối lượng được treo [5]. Từ điều kiện cân bằng lực và mô men trên cầu xe có thể xác định được các nhóm lực dọc và ngang từ cầu xe tác dụng lên khối lượng được treo như sau:

$$\begin{cases}
 F'_{x11} + F'_{x12} = F_{x11} \sin \delta_{11} - F_{y11} \cos \delta_{11} + F_{x12} \sin \delta_{12} - F_{y12} \cos \delta_{12} - m_{A1} a_x \\
 F'_{x21} + F'_{x22} = F_{x21} + F_{x22} - m_{A2} a_x \\
 F'_{x11} - F'_{x12} = \frac{J_{Ax1} \dot{\omega}_{xA1} - (F_{x12} \sin \delta_{12} - F_{y12} \cos \delta_{12} - F_{x11} \sin \delta_{11} + F_{y11} \cos \delta_{11})}{w_1} \\
 F'_{x21} - F'_{x22} = \frac{J_{Ax2} \dot{\omega}_{xA2} - (F_{x22} - F_{x21})}{w_2} \\
 F'_{R1} = F_{y11} \cos \delta_{11} - F_{x11} \sin \delta_{11} + F_{y12} \cos \delta_{12} - F_{x12} \sin \delta_{12} - m_{A1} a_y \\
 F'_{R2} = F_{y21} + F_{y22} - m_{A2} a_y \\
 M_{Ti} = C_{Ti} (\beta - \beta_{Ai})
 \end{cases} \quad (5)$$

trong đó  $a_x$ ,  $a_y$  là các gia tốc của khối lượng được treo;  $C_{Ti}$  là độ cứng thanh ổn định trước và sau;

Các lực  $F_{xij}$ ,  $F_{yij}$  là các lực tương tác bánh xe với mặt đường được tính theo mô hình lớp phi tuyến với hàm mẫu Ammon ở hệ số bảm  $\mu_{xmax}$ ,  $\mu_{xmin}$  tùy thuộc từng loại đường [6] theo công thức như sau:

$$\begin{cases} F_{xij}(s_{ij}, \alpha_{ij}) = \mu_{x\max} \frac{s_{ij}}{\sqrt{s_{ij}^2 + \alpha_{ij}^2}} F_{zij}(t) f\left(\frac{\sqrt{s_{ij}^2 + \alpha_{ij}^2}}{s_{\max} \mu_{x\max}}\right) \\ F_{yij}(s_{ij}, \alpha_{ij}) = \mu_{y\max} \frac{\alpha_{ij}}{\sqrt{s_{ij}^2 + \alpha_{ij}^2}} F_{zij}(t) g\left(\frac{\sqrt{s_{ij}^2 + \alpha_{ij}^2}}{\alpha_{\max} \mu_{y\max}}\right) \end{cases} \quad (6)$$

$$LTR = \frac{\sum_{i=1}^2 (F_{zi2} - F_{zi1})}{\sum_{i=1}^2 (F_{zi2} + F_{zi1})} \quad (8)$$

Đầu vào của mô hình lớp dạng này là các hệ số trượt dọc  $s_{ij}$  và góc trượt ngang  $\alpha_{ij}$  được xác định từ vận tốc dọc  $v_{xij}$ , vận tốc ngang  $v_{yij}$  và góc quay bánh xe dẫn hướng  $\delta_{ij}$  [7]. Tải trọng thẳng đứng tại các bánh xe được tính từ dịch chuyển theo phương thẳng đứng của bánh xe ( $z_{Bij}$ ) được tính như sau:

$$\begin{cases} F_{CLij} = \begin{cases} C_{Lij} (h_{ij} - z_{Bij}) & \text{khi } h_{ij} - \left[ z_{Bij} - \frac{F'_{zij}}{CL_{ij}} \right] \geq 0 \\ -F'_{zij} & \text{khi } h_{ij} - \left[ z_{Bij} - \frac{F'_{zij}}{CL_{ij}} \right] < 0 \end{cases} \\ F_{zij} = F_{CLij} + F'_{zij} \end{cases} \quad (7)$$

Các lực cản khí động theo các phương dọc  $F_{wx}$  và ngang xe  $F_{wy}$  được tính từ diện tích cản và các hệ số cản khí động tương ứng với loại xe khách [4].

### 2.4. Dấu hiệu lật ngang

Hệ số phân bố tải trọng  $LTR$  [1,7] được sử dụng để xác định trạng thái mất ổn định lật ngang của xe khách.  $LTR$  được tính theo công thức sau:

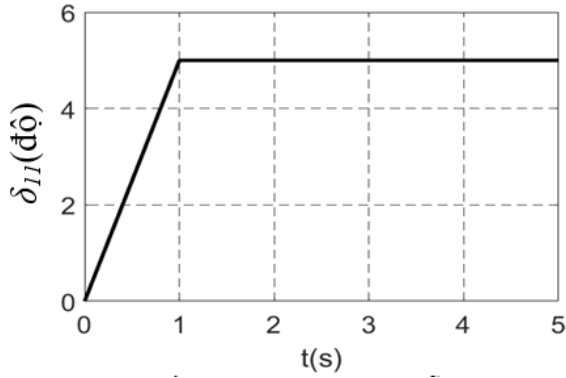
trong đó  $F_{zij}$  là các tải trọng động đặt tại các bánh xe tương ứng được tính theo công thức (7). Khi  $LTR=1$ , các bánh xe bên trái tách khỏi mặt đường, xe bị mất ổn định lật ngang [2].

### 3. Kết quả và đánh giá

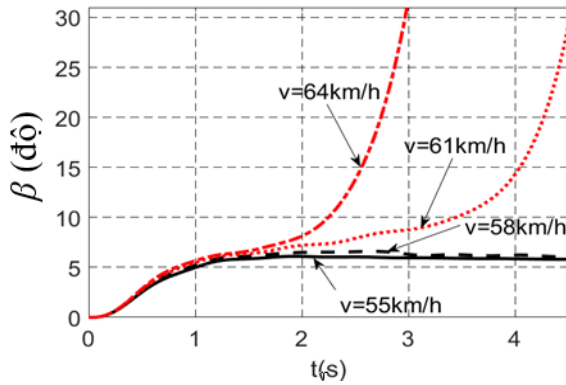
Mô phỏng động lực học chuyển động xe khách bằng phần mềm Matlab-Simulink với các thông số của xe khách County HD 29E3 [8] theo bảng 1. Quy luật đánh lái dạng mở như hình 3 cho góc quay bánh xe dẫn hướng bên trái  $\delta_{l1}$  được đề xuất để khảo sát tính toán với hệ số bám lớn nhất là  $\mu_{x\max}$  bằng 0,8 ở các mức vận tốc chuyển động từ 55 đến 65 km/h với bước vận tốc khảo sát là 1 km/h. Kết quả đồ thị các thông số chuyển động đặc trưng trong miền thời gian ở một số mức vận tốc được thể hiện từ hình 4 đến hình 7. Với các mức vận tốc thấp thì xe chuyển động ổn định. Với các mức vận tốc cao thì xe bị lật ngang với dấu hiệu là sự tăng nhanh của góc lắc ngang (xem hình 4) sự giảm nhanh của gia tốc ngang (xem hình 5) và sự đạt đến 1 của hệ số phân bố tải trọng  $LTR$  (xem hình 6). Biểu diễn mối quan hệ giữa các thông số này theo hình 8 ( $v=58$  km/h, xe không bị lật ngang) và hình 9 ( $v=61$  km/h, xe bị lật ngang).

Bảng 1. Các thông số xe khách County HD 29E3

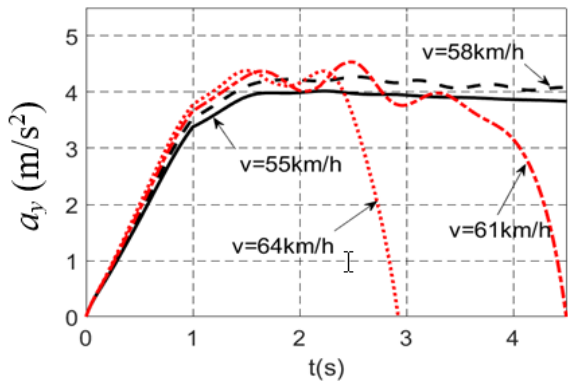
| TT | Thông số  | Ký hiệu                                | Giá trị        |
|----|---|--|----------------|
| 1  | Kích thước bao ngoài                                  | $DxRxC$ (m)                            | 7,06x2,08x2,75 |
| 2  | Vết bánh xe trước/sau                                 | $2b_1; 2b_2$ (m)                       | 1,705/1,495    |
| 3  | Khoảng cách giữa các điểm treo nhíp trước và sau      | $2w_1; 2w_2$ (m)                       | 0,6; 0,68      |
| 4  | Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước; sau           | $l_1, l_2$ (m)                         | 2,4; 1,685     |
| 5  | Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo              | $h$ (m)                                | 1,4            |
| 6  | Khối lượng được treo                                  | $m$ (kg)                               | 5394           |
| 7  | Khối lượng không được treo trước và sau               | $m_{A1}; m_{A2}$ (kg)                  | 266; 427       |
| 8  | Mô men quán tính theo trục x của khối lượng được treo | $J_x$ (kgm <sup>2</sup> )              | 4335,3         |
| 9  | Mô men quán tính theo trục y của khối lượng được treo | $J_y$ (kgm <sup>2</sup> )              | 24906          |
| 10 | Mô men quán tính theo trục z của khối lượng được treo | $J_z$ (kgm <sup>2</sup> )              | 24185          |
| 11 | Mô men quán tính theo trục x của cầu xe trước và sau  | $J_{Ax1}; J_{Ax2}$ (kgm <sup>2</sup> ) | 220; 305       |
| 12 | Mô men quán tính theo trục x của cầu xe trước và sau  | $J_{Az1}; J_{Az2}$ (kgm <sup>2</sup> ) | 220; 305       |
| 13 | Độ cứng của hệ thống treo trước và sau                | $C_{1j}; C_{2j}$ (N/m)                 | 193844; 177013 |
| 14 | Hệ số cản của hệ thống treo trước và sau              | $K_{1j}, K_{2j}$ (Ns/m)                | 7733; 9804     |
| 15 | Độ cứng của lớp trước và sau                          | $C_{L1j}, C_{L2j}$ (N/m)               | 493211; 986422 |
| 16 | Loại lớp  |  | 7.00R16        |



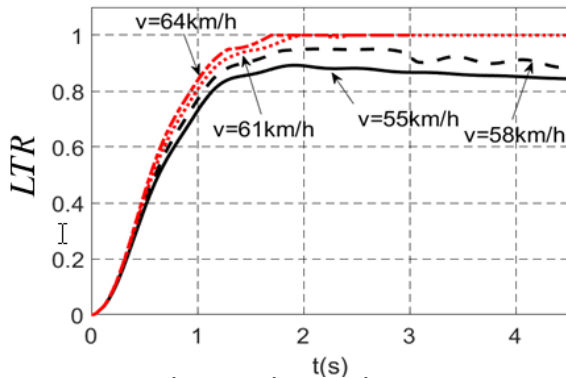
Hình 3. Đồ thị góc quay bánh xe dẫn hướng  $\delta_{II}$



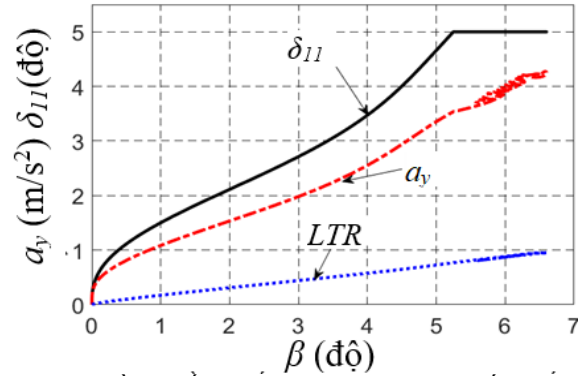
Hình 4. Đồ thị góc lắc ngang  $\beta$



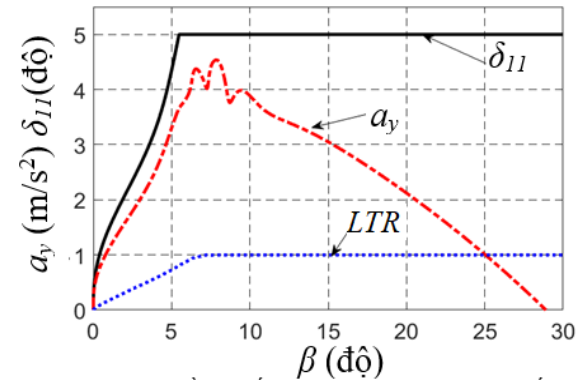
Hình 5. Đồ thị gia tốc ngang  $a_y$



Hình 6. Đồ thị hệ số phân bố tải trọng  $LTR$



Hình 7. Đồ thị dấu hiệu lật ngang theo góc lắc ngang  $\beta$  ở  $v = 58$  km/h.



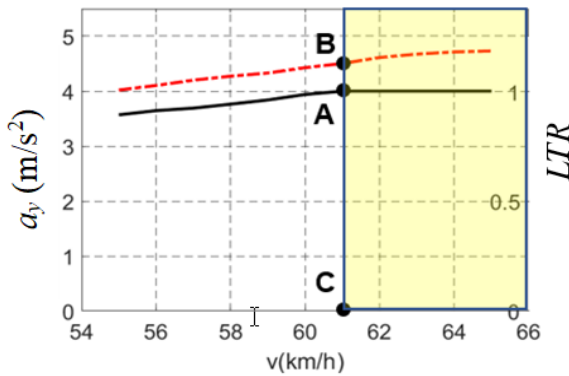
Hình 8. Đồ thị dấu hiệu lật ngang theo góc lắc ngang  $\beta$  ở  $v = 61$  km/h.

Khi xe bị lật ngang, theo quy luật góc quay bánh xe dẫn hướng thì gia tốc ngang tăng đến giá trị lớn nhất sau đó bị giảm về 0 do xe bị lắc ngang. Góc lắc ngang càng lớn thì gia tốc ngang càng giảm. Với trường hợp vận tốc xe bằng 61 km/h, khi gia tốc ngang về 0 tại góc lắc ngang bằng 28,75 độ ứng với trạng thái trọng tâm của xe bắt đầu vượt ra khỏi vết bên phải của xe, trạng thái lật hoàn toàn bắt đầu diễn ra (Absolute Rollover Condition) [9]. Tương ứng với đó là sự tăng của giá trị  $LTR$  đạt 1 tại góc lắc ngang là 7,18 độ. Tổng hợp các giá trị lớn nhất của  $a_y$  và  $LTR$  theo các trường hợp khảo sát vận tốc khác nhau thu được giá trị theo Bảng 1 và đồ thị hình 9.

Từ kết quả ở trên ta nhận thấy, khi vận tốc khảo sát tăng thì các giá trị lớn nhất của gia tốc ngang  $a_y$  và hệ số phân bố tải trọng  $LTR$  tăng dần. Ở vận tốc  $v=61$  km/h (điểm C) tương ứng với vận tốc nhỏ nhất để  $LTR$  bằng 1 (điểm A) và  $a_{ymax}$  bằng 4,428 m/s<sup>2</sup> (điểm B). Khi vận tốc càng tăng thì giá trị  $a_{ymax}$  càng tăng. Như vậy, có thể nhận thấy giá trị gia tốc ngang tại vận tốc 61 km/h chính là ngưỡng mất ổn định lật ngang và đây chính là vận tốc giới hạn (limit velocity). Vùng vận tốc lớn hơn 61 km/h là vùng bị mất ổn định lật ngang ở quy luật góc quay bánh xe dẫn hướng xác định (xem hình 9).

**Bảng 2.** Giá trị  $a_{y\max}$  và  $LTR_{\max}$

| $v$ (km/h) | $LTR_{\max}$ | $a_{y\max}$ (m/s <sup>2</sup> ) | Trạng thái |
|------------|--------------|---------------------------------|------------|
| 55         | 0,892        | 4,020                           | Ổn định    |
| 56         | 0,911        | 4,103                           | Ổn định    |
| 57         | 0,923        | 4,200                           | Ổn định    |
| 58         | 0,941        | 4,272                           | Ổn định    |
| 59         | 0,960        | 4,330                           | Ổn định    |
| 60         | 0,985        | 4,428                           | Ổn định    |
| 61         | 1            | 4,504                           | Lật ngang  |
| 62         | 1            | 4,612                           | Lật ngang  |
| 63         | 1            | 4,674                           | Lật ngang  |
| 64         | 1            | 4,713                           | Lật ngang  |
| 65         | 1            | 4,732                           | Lật ngang  |



**Hình 9.** Đồ thị xác định ngưỡng lật ngang.

**4. Kết luận**

Bài báo đã trình bày phương pháp xác định ngưỡng mất ổn định lật ngang bằng mô hình động lực học. Mô hình được thiết lập và sử dụng để tính toán các dấu hiệu lật ngang và các thông số ngưỡng tương ứng. Khảo sát mất ổn định lật ngang của xe khách với

các mức vận tốc từ 55 km/h đến 65 km/h. Từ đó, xác định được ngưỡng mất ổn định lật ngang là 4,428 m/s<sup>2</sup> đối với thông số gia tốc ngang và đã xác định được vận tốc giới hạn là 61 km/h cùng với vùng mất ổn định lật ngang tương ứng. Với phương pháp này, có thể xác định được các ngưỡng mất ổn định lật ngang của các thông số tương đương khác làm cơ sở để thiết kế các hệ thống cảnh báo cho xe.

**Tài liệu tham khảo**

- [1] Tạ Tuấn Hưng, Võ Văn Hùng, Dương Ngọc Khánh, Nghiên cứu mất ổn định lật ngang của xe khách trên đường cao tốc ở Việt Nam, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 10-2018, Hà Nội (2018).
- [2] Tạ Tuấn Hưng, Nguyễn Minh Tú, Nghiên cứu xác định dấu hiệu lật ngang động lực học của xe khách, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 12-2019, Hà Nội (2012).
- [3] M. Blundell, D. Harty, Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. 2nd edn. Butterworth-Heinemann. Elsevier Ltd (2015).
- [4] D. Schramm, M. Hiller, R. Bardini, Vehicle Dynamics Modeling and Simulation, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany (2014).
- [5] Trần Phúc Hòa, Nghiên cứu độ bền vỏ cầu chủ động ô tô tải nhỏ sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam, LATS Kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội (2017).
- [6] D. Ammon, Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugtechnik, BG Teubner. Stuttgart (2013).
- [7] R. Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Springer New York (2012).
- [8] Trần Thanh An, Nghiên cứu tối ưu các thông số hệ thống treo ô tô khách sử dụng tại Việt Nam, LATS Kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật quân sự (2012).
- [9] P.J. Liu Analysis, Detection and Early Warning Control of Dynamic Rollover of Heavy Freight Vehicles. Concordia University. Montreal. Canada (1999).