

# Phân tích tính năng ổn định chuyển động quay vòng của xe tải TERA 240 bằng mô hình động lực học phẳng ô tô dạng hai dây

Trần Hoàng Ý, Trần Hữu Nhân\*, Trần Quang Lâm, Phạm Ngọc Đại



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

## TÓM TẮT

Tính năng động lực học đảm bảo điều kiện ổn định và an toàn chuyển động quay vòng của xe tải TERA 240 được thực hiện nghiên cứu bằng mô hình động lực học phẳng dạng 2 dây, trong đó các thành phần lực từ cả 4 bánh xe được kể đến để xây dựng mô hình tính toán với biến thiên góc đánh lái bánh xe dẫn hướng theo thời gian được sử dụng. Các thông số đầu vào cần thiết của xe TERA 240 cho mô hình tính toán động lực học ô tô trong mặt phẳng đường được xác định dựa trên cơ sở tính toán kiểm nghiệm từ xe thực tế có sẵn, với cả 3 trường hợp tải trọng là không tải, nửa tải và đầy tải. Các thông số động học và động lực học mô tả chuyển động của xe trong mặt phẳng đường khi quay vòng được xác định, làm cơ sở đánh giá tính năng ổn định chuyển động của xe. Quá trình tính toán được thực hiện trong miền vận tốc đảm bảo điều kiện ổn định tới hạn là xe không bị trượt hay lật ngang khi quay vòng. Các kết quả tính toán được phân tích để đánh giá tính năng ổn định của xe khi chuyển động quay vòng, dựa trên mối quan hệ biến thiên của các thông số trong các trường hợp khảo sát, cụ thể là: bán kính quay vòng không đổi, vận tốc chuyển động không đổi, góc đánh lái không đổi. Tính năng ổn định của xe khi chuyển động quay vòng được xác định cụ thể: xe quay vòng thiếu khi không tải, xe quay vòng thừa khi nửa tải và đầy tải.

**Từ khoá:** ổn định chuyển động quay vòng, mô hình động lực học phẳng ô tô, quay vòng thiếu, quay vòng thừa

## GIỚI THIỆU

Ổn định chuyển động của ô tô khi quay vòng, chuyển làn hay vào cua đã và đang được quan tâm, thực hiện nghiên cứu với nhiều nội dung cụ thể khác nhau, sử dụng mô hình động lực học phẳng của ô tô, tất cả góp phần làm cơ sở đánh giá tính năng động lực học chuyển động của ô tô trong mặt phẳng đường. Tính năng ổn định khi chuyển động quay vòng của xe khách giường nằm được phân tích trong các trường hợp tải trọng, sử dụng mô hình động lực học phẳng dạng một dây<sup>1</sup>. Mối quan hệ tối ưu của góc đánh lái bánh xe dẫn hướng giữa cầu trước và cầu sau của xe, đảm bảo tốt nhất thông số động học quay vòng và điều kiện ổn định chuyển động của xe được nghiên cứu dựa trên mô hình động lực học phẳng dạng một dây với tất cả các bánh xe dẫn hướng<sup>2</sup>. Tính năng ổn định chuyển động quay vòng đối với đoàn xe trong các trường hợp tải trọng khác nhau được phân tích bằng mô hình động lực học phẳng một dây của đoàn xe<sup>3</sup>. Các thông số động học và động lực học của đoàn xe chuyển động quay vòng với các bánh xe của sơ-mi rơ-moóc có khả năng dẫn hướng được xác định và phân tích bằng mô hình động lực học phẳng của đoàn xe với 2 thông số góc đánh lái đầu vào<sup>4</sup>. Tuy nhiên, mô hình động lực học phẳng được sử dụng là dạng một dây<sup>1-4</sup>, trong bài báo này mô hình động lực

học phẳng của ô tô dạng 2 dây được nhóm tác giả sử dụng để thực hiện tính toán với 3 trường hợp tải trọng không tải, nửa tải và đầy tải của xe. Ngoài ra, biến thiên của bộ 3 các thông số cơ bản gồm: góc đánh lái  $\delta$  bánh xe dẫn hướng, gia tốc theo phương ngang  $a_y$  tại trọng tâm của xe, bán kính quay vòng  $R$  lần đầu được sử dụng để phân tích tính năng ổn định của ô tô trong mặt phẳng khi quay vòng dựa trên từng trường hợp khảo sát một cách có hệ thống<sup>5</sup>, cụ thể là: bán kính quay vòng không đổi, vận tốc chuyển động không đổi và góc đánh lái không đổi.

Đặc tính động học và động lực học chuyển động trong mặt phẳng của xe khi quay vòng được xác định, phân tích một cách rõ ràng và có hệ thống trong bài báo này. Kết quả cho thấy, đặc tính động học quay vòng trong 3 trường hợp tải trọng khảo sát là rất khác nhau. Điều kiện lật ngang là điều kiện tới hạn đảm bảo ổn định ngang của xe khi quay vòng trên mặt đường nhựa tốt ( $\varphi_y = 0.9$ ). Vận tốc tới hạn của xe khi quay vòng với góc đánh lái  $\delta = 0.2$  (rad) ở cả ba chế độ tải trọng không tải, nửa tải và đầy tải lần lượt là 11 (m/s), 9,5 (m/s) và 8,4 (m/s). Xe quay vòng thiếu khi không tải, quay vòng thừa khi nửa tải và đầy tải. Khi quay vòng với cùng một vận tốc và bán kính quay vòng, góc đánh lái trong trường hợp xe đầy tải cần được hạn chế với giá trị thấp hơn so với trường hợp xe không tải và nửa

Bộ môn Kỹ thuật Ô tô – Máy động lực, Khoa Kỹ thuật Giao Thông, Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM, Việt Nam

### Liên hệ

Trần Hữu Nhân, Bộ môn Kỹ thuật Ô tô – Máy động lực, Khoa Kỹ thuật Giao Thông, Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM, Việt Nam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

### Lịch sử

- Ngày nhận: 18-7-2021
- Ngày chấp nhận: 20-9-2021
- Ngày đăng: 30-9-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i3.875



### Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



**Trích dẫn bài báo này:** Ý T H, Nhân T H, Lâm T Q, Đại P N. Phân tích tính năng ổn định chuyển động quay vòng của xe tải TERA 240 bằng mô hình động lực học phẳng ô tô dạng hai dây. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 4(3):1178-1186.

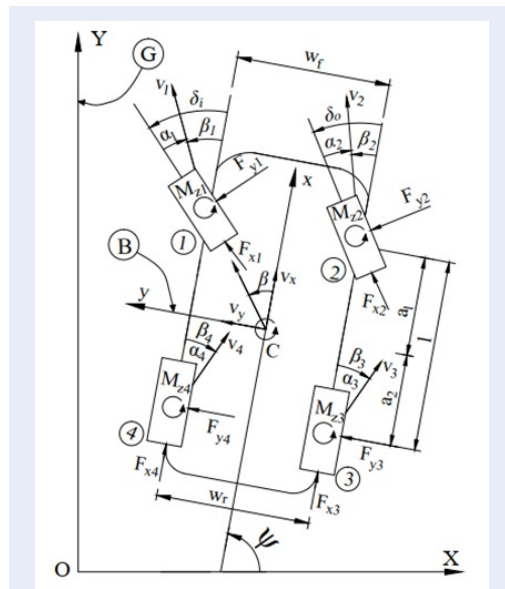
tải để đảm bảo độ ổn định quay vòng của xe. Điều kiện ổn định chuyển động quay vòng của xe khảo sát được xác định, góp phần nâng cao an toàn khi khai thác vận hành xe TERA 240, cụ thể là giới hạn tốc độ và góc đánh lái khi xe quay vòng trong 3 trường hợp tải trọng khác nhau. Đồng thời, các tính năng động lực học chuyển động của xe TERA 240 được phân tích một cách có hệ thống, từ đó dựa vào điều kiện thực tế về cơ sở vật chất, làm cơ sở chọn lựa một phương án thực nghiệm phù hợp để đánh giá tính năng động lực học chuyển động quay vòng của xe TERA 240.

### CƠ SỞ LÝ THUYẾT

#### Phương pháp nghiên cứu

Bài báo sử dụng mô hình tính toán mô phỏng động lực học phẳng ô tô dạng 2 dây, với các thông số đầu vào được xác định bằng phương pháp tính toán kiểm nghiệm trên cơ sở xe thực tế TERA 240. Mô hình động lực học chuyển động của ô tô trong mặt phẳng có 3 bậc tự do (3DOF), dạng 2 dây được sử dụng<sup>6</sup>. Kết quả được phân tích dựa trên cơ sở điều kiện đảm bảo an toàn chuyển động của xe khi quay vòng.

#### Mô hình động lực học phẳng ô tô dạng 2 dây



Hình 1: Mô hình động lực học phẳng ô tô dạng 2 dây<sup>7</sup>.

Trong đó:

C: Vị trí trọng tâm xe

l: Chiều dài cơ sở

a<sub>1,2</sub>: Khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm cầu trước và cầu sau.

r: Vận tốc góc của xe tại C

δ<sub>i</sub>, δ<sub>o</sub>: Góc đánh lái của bánh dẫn hướng trong (trái) và ngoài (phải)

α<sub>i</sub>, i: Góc trượt ngang tại bánh xe thứ i

β: Góc lệch ngang giữa véc-tơ vận tốc v so với phương trục x tại C

β<sub>i</sub>, i: Góc lệch ngang giữa véc-tơ vận tốc v<sub>i</sub> với trục x<sub>i</sub> tại bánh xe thứ i.

F<sub>xi</sub>, F<sub>yi</sub>, M<sub>zi</sub>, i = 1 ÷ 4: Thành phần lực và mô-men tác dụng tại bánh xe thứ i.

#### Phương trình động lực học tổng quát

Xét δ là góc đánh lái bánh xe dẫn hướng trung bình của δ<sub>i</sub> và δ<sub>o</sub> theo điều kiện Ackerman<sup>7</sup>:

$$\cot \delta = \frac{\cot \delta_i - \cot \delta_o}{2} \quad (1)$$

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (2)$$

Với w là bề rộng vết bánh xe dẫn hướng

Từ (1) và (2):

$$\Rightarrow \begin{cases} \delta_i = \operatorname{arccot} \left( \cot \delta - \frac{w}{2l} \right) \\ \delta_o = \operatorname{arccot} \left( \cot \delta + \frac{w}{2l} \right) \end{cases} \quad (3)$$

Xét trong trường hợp thành phần vận tốc theo phương x là hằng số, ta có hệ phương trình động lực học mô tả chuyển động của xe trong mặt phẳng đường được viết dưới dạng tổng quát như sau<sup>6</sup>:

$$\dot{q} = [A]q + u \quad (4)$$

Trong đó:

- Véc-tơ của các biến điều khiển

$$q = \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} \quad (5)$$

- Véc-tơ thông số đầu vào

$$u = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} (C_{\alpha_1} \delta_i + C_{\alpha_2} \delta_o) \\ \frac{a_1}{I_z} (C_{\alpha_1} \delta_i + C_{\alpha_2} \delta_o) \end{bmatrix} \quad (6)$$

- Ma trận hệ số [A], với các hạng tử trong ma trận cụ thể như sau:

$$\begin{aligned}
 A(1,1) &= -\sum_{i=1}^4 \frac{C_{\alpha i}}{mv_x} \\
 A(1,2) &= -\frac{a_1}{mv_x} (C_{\alpha_1} + C_{\alpha_2}) \\
 &\quad + \frac{a_2}{mv_x} (C_{\alpha_3} + C_{\alpha_4}) - v_x \\
 A(2,1) &= -\frac{a_1}{I_z v_x} (C_{\alpha_1} + C_{\alpha_2}) \\
 &\quad + \frac{a_2}{I_z v_x} (C_{\alpha_3} + C_{\alpha_4}) \\
 A(2,2) &= -\sum_{i=1}^4 \frac{C_{\alpha i} a_i^2}{I_z v_x}
 \end{aligned} \tag{7}$$

Với:  $C_{\alpha i}, i = 1 \div 4$  là độ cứng trượt ngang tại bánh xe thứ  $i$ ;  $I_z$  là mô-men quán tính khối lượng quanh trục  $z$  của xe.

### Đáp ứng quay vòng ổn định

Khi quay vòng ổn định, xe chuyển động theo quỹ đạo tròn có bán kính  $R$ , tại vận tốc chuyển động  $v_x$  và vận tốc góc  $r$ . Gia tốc theo phương ngang  $a_y$  được xác định như sau<sup>7</sup>:

$$a_y = \frac{v_x^2}{R} = v_x \cdot r \tag{8}$$

Xét trường hợp góc đánh lái  $\delta$  và vận tốc chuyển động  $v_x$  là hằng số, độ cong quỹ đạo chuyển động quay vòng ( $S_K$ ) được xác định<sup>7</sup>:

$$S_K = \frac{1}{R\delta} = \frac{1}{l + K v_x^2} \tag{9}$$

Trong đó:  $K$  là hệ số ổn định quay vòng được xác định như sau<sup>7</sup>:

$$K = \frac{m}{l} \frac{a_2 (C_{\alpha_3} + C_{\alpha_4}) - a_1 (C_{\alpha_1} + C_{\alpha_2})}{(C_{\alpha_1} C_{\alpha_3} + C_{\alpha_1} C_{\alpha_4} + C_{\alpha_2} C_{\alpha_3} + C_{\alpha_2} C_{\alpha_4})} \tag{10}$$

$K = 0$ : quay vòng đúng, do  $S_K$  **không đổi** so với  $v_x$ .

$K > 0$ : quay vòng thiếu, do  $S_K$  **giảm** khi tăng  $v_x$ .

$K < 0$ : quay vòng thừa, do  $S_K$  **tăng** khi tăng  $v_x$ .

### Xác định các thông số động học và động lực học

Xét hệ tọa độ của xe là  $B(Cxy)$ , chuyển động so với hệ tọa độ tổng thể cố định  $G(OXY)$ , Hình 1. Góc tạo bởi trục  $x$  trong  $B$  và trục  $X$  trong  $G$  là góc hướng tới của xe ký hiệu là  $\psi$ , được xác định theo nghiên cứu của Hormoz và cộng sự<sup>8</sup>:

$$\psi = \int_0^t r dt \tag{11}$$

Vận tốc chuyển động của xe được xác định trong hệ trục tọa độ  $G$  như sau<sup>8</sup>:

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \cos \psi - v_y \sin \psi \\ v_y \sin \psi + v_x \cos \psi \end{bmatrix} \tag{12}$$

Quỹ đạo chuyển động của xe trong hệ trục tọa độ tổng thể  $G^8$ :

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_0^t (v_x \cos \psi - v_y \sin \psi) dt \\ \int_0^t (v_y \cos \psi + v_x \sin \psi) dt \end{bmatrix} \tag{13}$$

Thành phần lực ngang,  $F_y$  tại trọng tâm  $C$  của xe được xác định<sup>7</sup>:

$$\begin{aligned}
 F_y &= \sum_{i=1}^4 F_{yi} \\
 &= \left( -\frac{a_1}{v_x} (C_{\alpha_1} + C_{\alpha_2}) + \frac{a_2}{v_x} (C_{\alpha_3} + C_{\alpha_4}) \right) r \\
 &\quad - \sum_{i=1}^4 C_{\alpha i} \beta + C_{\alpha_i} \delta_i + C_{\alpha_2} \delta_o
 \end{aligned} \tag{14}$$

## THÔNG SỐ TÍNH TOÁN

### Thông số xe TERA 240

Các thông số về bề rộng vết bánh xe dẫn hướng  $w = 1,52$  (m), hệ số bám ngang bánh xe ( $\varphi_y = 0,9$ )<sup>7</sup>, gia tốc trọng trường  $g = 9,81$  (m/s<sup>2</sup>). Mô-men quán tính khối lượng ( $I_z$ ) được xác định bằng phương pháp gần đúng xem xe như những hình hộp chữ nhật đồng chất<sup>7</sup>. Độ cứng trượt ngang tại bánh xe thứ  $i$  ( $C_{\alpha i}$ ) được xác định gần đúng theo mối quan hệ giữa hệ số thực nghiệm với tải trọng phân bố lên các bánh xe tương ứng<sup>9</sup>.

Các thông số cần thiết tính toán của xe TERA 240 được xác định trong cả 3 trường hợp tải trọng, cụ thể ở Bảng 1.

### Thông số góc đánh lái $\delta$

Hàm bước được sử dụng để thực hiện tính toán, biến thiên của góc đánh lái theo thời gian,  $\delta(t)$  được thể hiện như sau<sup>7</sup>:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0,2 \text{ (rad)} \approx 11,459^\circ, & t > 0 \\ 0, & t \leq 0 \end{cases} \tag{15}$$

Tương ứng với các giá trị góc đánh lái  $\delta_i(t)$  và  $\delta_o(t)$  được xác định theo (3).

## KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

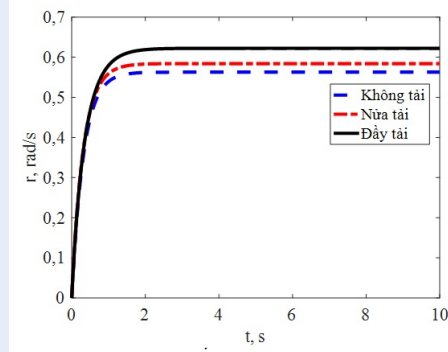
### Đáp ứng trong miền thời gian

Xét xe quay vòng với vận tốc chuyển động  $v_x = 8$  (m/s), với giá trị vận tốc này đảm bảo điều kiện ổn định của xe trong cả 3 trường hợp của tải trọng. Vận tốc góc  $r$  biến thiên theo thời gian nhanh chóng đạt giá trị ổn định, và  $r$  có giá trị lớn hơn tương ứng với trường hợp tải trọng lớn hơn, Hình 2.

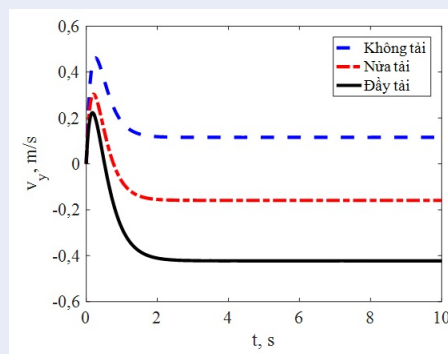
Thành phần vận tốc theo phương ngang tại trọng tâm xe  $v_y$  biến thiên theo thời gian được thể hiện ở Hình 3. Dễ thấy rằng, biến thiên đạt cực trị trong khoảng thời gian rất ngắn ban đầu dưới tác dụng thay đổi đột ngột của biến thiên góc đánh lái là hàm bước, giá trị cực

**Bảng 1: Thông số tính toán xe Tera 240, trong 3 trường hợp tải trọng.**

Ký hiệu	Giá trị			Đơn vị
	Không tải	Nửa tải	Đầy tải	
$h$	0,899	1,178	1,324	m
$l$	2,8	2,8	2,8	m
$a_1$	1,217	1,545	1,762	m
$a_2$	1,583	1,257	1,037	m
$m$	2450	3820	4995	kg
$I_{zz}$	8693	12199	15225	kgm <sup>2</sup>
$C_{\alpha 1,2}$	31189	37372	39763	N/rad
$C_{\alpha 3,4}$	24734	44060	58615	N/rad



**Hình 2: Vận tốc góc  $r$  theo thời gian**

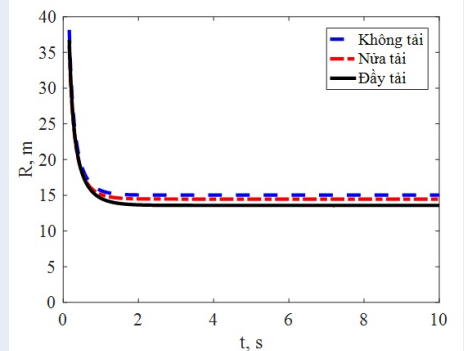


**Hình 3: Vận tốc  $v_y$  theo thời gian**

trị của  $v_y$ , càng lớn tương ứng với tải trọng càng nhỏ, tức có giá trị cực trị đạt được ngay thời điểm ban đầu lớn nhất tương ứng với trường hợp không tải. Đồng thời tương ứng khoảng thời gian như với biến thiên của thông số  $r$  ở Hình 2,  $v_y$  cũng đạt giá trị ổn định khi  $r$  đạt ổn định. Tuy nhiên, giá trị ổn định của  $v_y$

thu được là rất khác nhau tương ứng với các trường hợp tải trọng, cụ thể: dương khi không tải, gần bằng không khi nửa tải và âm khi đầy tải. Do vậy, có thể nhận thấy rằng đặc tính động học quay vòng trong 3 trường hợp tải trọng khảo sát là rất khác nhau.

Bán kính quay vòng  $R$  được xác định theo (8), biến thiên theo thời gian tương ứng với  $r$  như ở Hình 2, với vận tốc  $v_x$  là hằng số, được thể hiện ở Hình 4. Kết quả cho thấy giá trị ổn định của  $R$  thu được càng nhỏ với trường hợp tải trọng càng lớn, do giá trị ổn định của  $r$  càng lớn trong trường hợp tải trọng càng lớn.



**Hình 4: Bán kính quay vòng  $R$  theo thời gian**

Thành phần lực theo phương ngang tại trọng tâm xe  $F_y$  biến thiên theo thời gian, được xác định theo (14) được thể hiện ở Hình 5.

Lực ngang  $F_y$ , đạt cực trị ngay tại thời điểm ban đầu và nhanh chóng đạt giá trị ổn định tương tự như với các thông số động học khác. Giá trị ổn định của  $F_y$  thu được lớn nhất tương ứng với trường hợp đầy tải. Giá trị ổn định của thông số  $F_y$  được sử dụng làm điều kiện đảm bảo tính năng ổn định chuyển động của xe

khi quay vòng, dựa theo giới hạn lật hay trượt của xe, tùy theo giới hạn nào đến trước.

**Đáp ứng quay vòng ổn định**

Xét hai điều kiện bám và lật ngang của xe, giá trị tới hạn của lực bám ngang  $F_{y\phi}$  tương ứng điều kiện trượt và lực ngang lớn nhất  $F_{yroll}$  tương ứng điều kiện lật, lần lượt được xác định theo (16) và (17)<sup>1</sup>:

$$F_{y\phi} = \phi_y mg \tag{16}$$

$$F_{yroll} = \frac{w}{2h} mg \tag{17}$$

Dựa vào thông số tính toán của xe trong các trường hợp tải trọng, giá trị tới hạn của các thành phần lực ngang tương ứng theo điều kiện bám và điều kiện lật, được thể hiện ở Bảng 2.

Để thấy rằng, giá trị lực ngang trong điều kiện lật ngang nhỏ hơn so với điều kiện bám của xe ở cả 3 trường hợp tải trọng, điều này có nghĩa là điều kiện lật sẽ đến trước và sẽ được chọn là điều kiện tới hạn để đánh giá tính năng ổn định của xe khi quay vòng. Giá trị gia tốc theo phương ngang tới hạn,  $a_{cy}$  được xác định theo (18), tương ứng cho các trường hợp tải trọng được thể hiện ở Bảng 3.

$$F_{yroll} = ma_{cy} \tag{18}$$

Thực hiện tính toán trong miền vận tốc chuyển động  $v_x$  từ 0 ÷ 12 (m/s) trong 3 trường hợp tải trọng. Góc đánh lái là hàm bước với giá trị  $\delta = 0,2$  (rad). Với mỗi giá trị vận tốc  $v_x$ , ta có  $F_y$  biến thiên theo thời gian và đạt giá trị ổn định, như ở Hình 5. Giá trị ổn định của  $F_y$  biến thiên trong miền vận tốc  $v_x$ , cùng với giá trị tới hạn của lực ngang theo điều kiện lật tương ứng với 3 trường hợp tải trọng được thể hiện ở Hình 6. Với từng trường hợp tải trọng, giá trị vận tốc tới hạn đảm bảo điều kiện ổn định, không bị lật ( $v_{cx}$ ) được

xác định là giao điểm của đường cong thành phần lực ngang  $F_y$  và đường thẳng tương ứng với giá trị của lực ngang tới hạn theo điều kiện lật  $F_{yroll}$ , như thể hiện ở Hình 6.

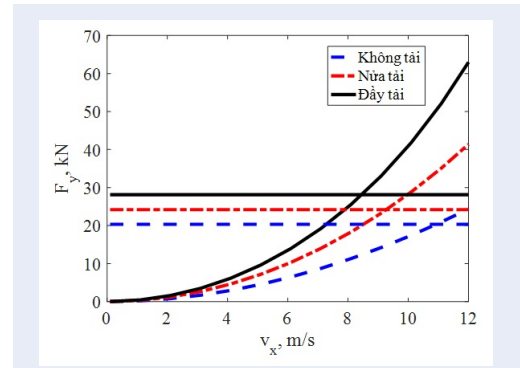
Vận tốc tới hạn  $v_{cx}$  được xác định có giá trị nhỏ nhất trong trường hợp tải trọng lớn nhất và ngược lại.

Khảo sát giá trị góc đánh lái  $\delta$ , thay đổi trong miền từ 0,1 ÷ 0,5 (rad) với phương pháp xác định vận tốc tới hạn  $v_{cx}$  như trên, ta thu được kết quả vận tốc tới hạn theo góc đánh lái, như thể hiện ở Hình 7.

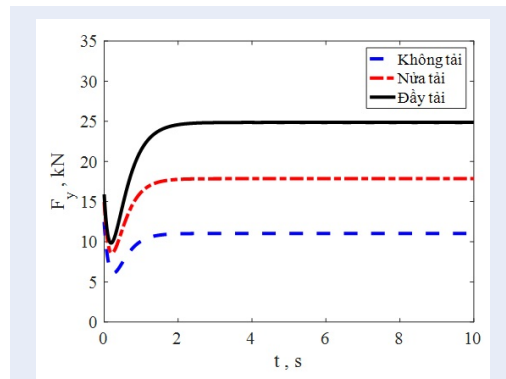
Giá trị hệ số ổn định quay vòng  $K$  tương ứng với 3 trường hợp tải trọng của xe được xác định theo (10):  $K_{noload} = 7 \times 10^{-4}$ ,  $K_{halfload} = -9 \times 10^{-4}$ ,  $K_{fullload} = -36 \times 10^{-4}$ . Các giá trị của  $K$  cho thấy xe quay vòng thiếu khi không tải, quay vòng thừa khi nửa tải và đầy tải.

Độ cong quỹ đạo chuyển động  $S_k$  trong miền vận tốc  $v_x$  được xác định theo (9), thể hiện ở Hình 8.

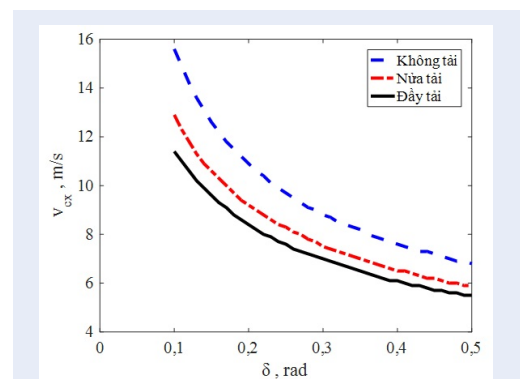
Kết quả cho thấy, trường hợp xe không tải (quay vòng thiếu)  $S_k$  giảm khi tăng vận tốc  $v_x$ , trường hợp xe đầy tải và nửa tải (quay vòng thừa)  $S_k$  tăng khi tăng vận tốc  $v_x$ . Trong trường hợp xe không tải và nửa tải, hệ số  $K$



Hình 6: Lực ngang  $F_y$  trong miền vận tốc  $v_x$



Hình 5: Lực ngang  $F_y$  theo thời gian



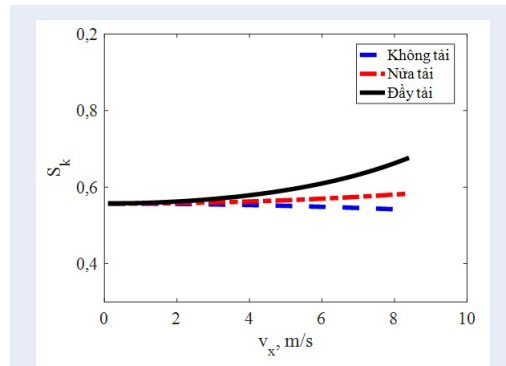
Hình 7: Vận tốc  $v_{cx}$  so với góc đánh lái  $\delta$

**Bảng 2: Giá trị lực ngang tới hạn.**

Ký hiệu	Giá trị			Đơn vị
	Không tải	Nửa tải	Đầy tải	
$F_{y\phi}$	21,6	33,7	44,1	kN
$F_{yroll}$	20,3	24,2	28,1	kN

**Bảng 3: Giá trị gia tốc tới hạn  $a_{cy}$**

Ký hiệu	Giá trị			Đơn vị
	Không tải	Nửa tải	Đầy tải	
$a_{cy}$	8,3	6,3	5,6	$m/s^2$



**Hình 8:** Độ cong quỹ đạo quay vòng  $S_k$  trong miền vận tốc  $v_x$

rất nhỏ,  $S_k$  thay đổi rất ít, xe đạt trạng thái gần như quay vòng đúng khi vận tốc  $v_x$  tăng.

Để thấy rõ đặc tính quỹ đạo chuyển động của xe trong 3 trường hợp tải trọng, ta khảo sát xe quay vòng với vận tốc  $v_x = 8,4$  (m/s), là vận tốc tới hạn khi đầy tải, góc đánh lái  $\delta = 0,2$  (rad) trong khoảng thời gian  $t = 15$  (s), đảm bảo quỹ đạo chuyển động hết một vòng tương ứng với vận tốc được chọn, quỹ đạo chuyển động của xe được xác định theo (13), với 3 trường hợp tải trọng, được thể hiện ở Hình 9.

Kết quả cho thấy, với cùng giá trị của một vận tốc và góc đánh lái, xe quay vòng trong trường hợp đầy tải có bán kính quay vòng nhỏ nhất, và quỹ đạo có xu hướng xoắn ốc vào trong, tương ứng quay vòng thừa.

**Đặc tính chuyển động quay vòng**

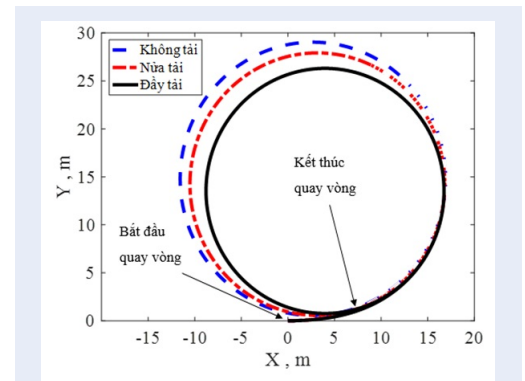
Đặc tính chuyển động quay vòng được phân tích dựa trên các mối quan hệ biến thiên của các thông số xác định được trong quá trình tính toán, cụ thể là: bán kính quay vòng, vận tốc chuyển động và góc đánh lái.

**Trường hợp R không đổi**

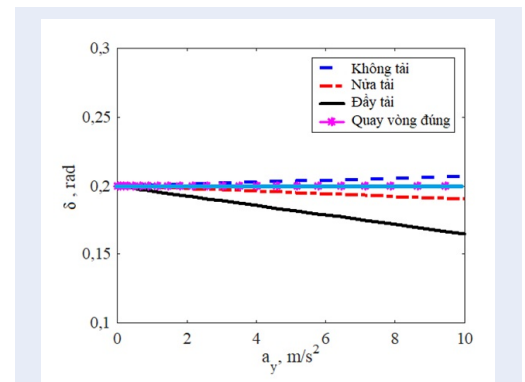
Xét xe chuyển động trong miền vận tốc với bán kính quay vòng  $R$  không đổi, chọn  $R=14$  (m), tương ứng với

góc đánh lái  $\delta=0,2$  (rad) khi ở trạng thái tĩnh ( $v_x \approx 0$ ). Để đảm bảo  $R$  không đổi khi tăng dần  $v_x$ , tương ứng ta tính được  $a_y$  theo (8), thì  $\delta$  cần phải được thay đổi theo đặc tính thể hiện mối quan hệ giữa thông số  $\delta$  so với  $a_y$ , Hình 10.

Với điều kiện  $R$  không đổi, trong trường hợp xe đầy tải và nửa tải ( $K < 0$ ) góc đánh lái  $\delta$  giảm dần khi gia tốc



**Hình 9:** Quỹ đạo chuyển động của xe

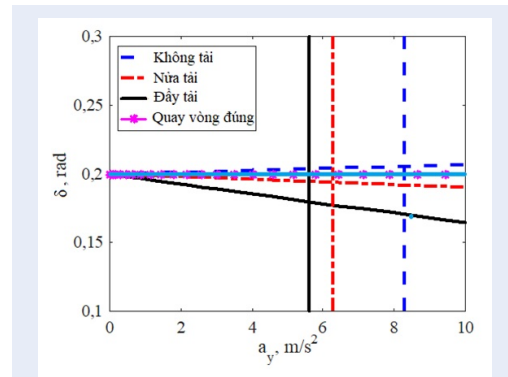


**Hình 10:** Biến thiên  $\delta$  so với  $a_y$  trong trường hợp  $R$  không đổi



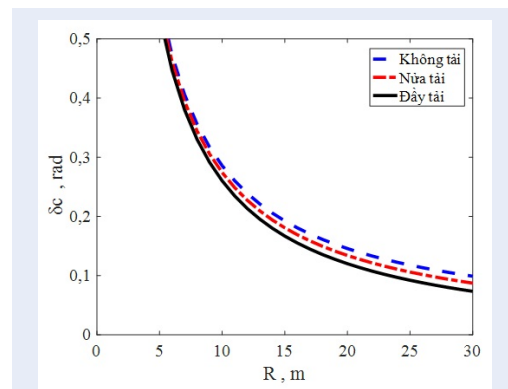
theo phương ngang  $a_y$  tăng, xe quay vòng thừa. Trong trường hợp xe không tải ( $K > 0$ ) góc đánh lái  $\delta$  tăng khi gia tốc  $a_y$  tăng, xe quay vòng thiếu. Trường hợp xe nửa tải và không tải ( $K \approx 0$ ) biến thiên của  $\delta$  so với  $a_y$  gần trùng với đường thẳng tương ứng trường hợp quay vòng đúng ( $K = 0$ ), góc đánh lái thay đổi rất ít khi gia tốc  $a_y$  tăng, tính năng quay vòng của xe trong hai trường hợp này tốt hơn so với trường hợp xe đẩy tải.

Giá trị góc đánh lái tới hạn  $\delta_c$  đảm bảo điều kiện ổn định quay vòng được xác định là giá trị tương ứng tại giao điểm giữa đường  $a_y$ - $\delta$  và đường thẳng gia tốc tới hạn  $a_{cy}$ , với từng trường hợp tải trọng, Hình 11.



Hình 11: Xác định góc đánh lái tới hạn  $\delta_c$

Khảo sát xe quay vòng trong miền bán kính quay vòng thay đổi trong khoảng từ 5 ÷ 30 (m), với phương pháp xác định góc đánh lái tới hạn  $\delta_c$  như trên, ta thu được mối quan hệ giữa  $\delta_c$  với  $R$ , Hình 12.



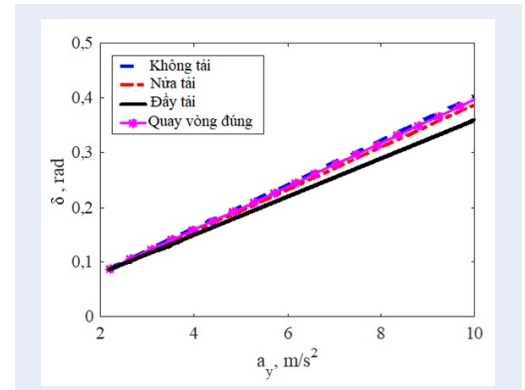
Hình 12: Biến thiên của  $\delta_c$  so với  $R$

Kết quả cho thấy, khi  $R$  tăng,  $\delta_c$  giảm và  $\delta_c$  trong trường hợp đẩy tải là thấp nhất. Điều này cho thấy, khi quay vòng với cùng một bán kính quay vòng, góc

đánh lái trong trường hợp xe đẩy tải cần được hạn chế với giá trị thấp hơn so với trường hợp xe không tải và nửa tải để đảm bảo độ ổn định quay vòng của xe.

**Trường hợp  $v_x$  không đổi.**

Như trên, xét xe chuyển động với vận tốc không đổi  $v_x = 8,4$  (m/s), vận tốc tới hạn của xe khi đẩy tải, trong miền  $R$  thay đổi từ 5 ÷ 30 (m), theo (9) ta xác định được mối quan hệ giữa  $\delta$  so với  $a_y$ , Hình 13.



Hình 13: Biến thiên  $\delta$  so với  $a_y$  trong trường hợp  $v_x$  không đổi

Với  $v_x$  không đổi, giá trị  $\delta$  tăng dần khi gia tốc  $a_y$  tăng ở cả ba trường hợp tải trọng. Tuy nhiên, trường hợp xe quay vòng thừa (đẩy tải và nửa tải,  $K < 0$ ), góc đánh lái tăng ít hơn so với xe quay vòng thiếu (không tải,  $K > 0$ ). Đường  $a_y$ - $\delta$  của trường hợp xe nửa tải và không tải ( $K \approx 0$ ) gần như trùng với đường  $a_y$ - $\delta$  khi xe quay vòng đúng ( $K = 0$ ).

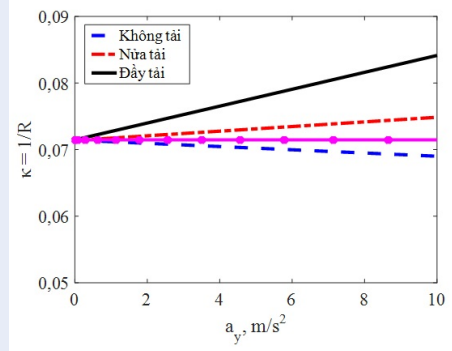
**Trường hợp  $\delta$  không đổi.**

Tương tự, xét xe quay vòng với góc đánh lái không đổi,  $\delta = 0,2$  (rad), trong miền vận tốc thay đổi từ 0 ÷ 8,4 (m/s), theo (8) ta xác định được mối quan hệ giữa độ cong quỹ đạo chuyển động  $\kappa$  so với  $a_y$ , Hình 14.

Kết quả cho thấy trường hợp xe quay vòng thừa (đẩy tải,  $K < 0$ ) độ cong quỹ đạo chuyển động  $\kappa$  tăng nhanh khi gia tốc  $a_y$  tăng hay bán kính quay vòng  $R$  giảm nhanh khi  $a_y$  tăng, thể hiện đặc tính mất ổn định khi quay vòng. Trường hợp xe quay vòng thiếu (không tải,  $K > 0$ ),  $\kappa$  giảm khi gia tốc  $a_y$  tăng hay  $R$  tăng khi  $a_y$  tăng.

**KẾT LUẬN**

Tính năng ổn định chuyển động quay vòng của xe tải TERA 240 được phân tích dựa trên các thông số động học, động lực học thu được bằng mô hình động lực học phẳng dạng 2 dây cho 3 trường hợp tải trọng. Kết quả được phân tích và so sánh với các điều kiện tới hạn cho phép đảm bảo tính năng động lực học về ổn định và an toàn của xe khi chuyển động quay vòng, cụ thể như sau:



**Hình 14:** Biến thiên  $\kappa$  so với  $a_y$  trong trường hợp  $\delta$  không đổi

- Mỗi quan hệ giữa vận tốc tới hạn  $v_{cx}$  so với góc đánh lái  $\delta$  được xác định dựa trên điều kiện lật, là điều kiện đến trước so với điều kiện trượt, đảm bảo an toàn chuyển động quay vòng của xe. Quay vòng thừa xảy ra trong trường hợp đầy tải và nửa tải, quay vòng thiếu xảy ra trong trường hợp không tải.
- Tính năng quay vòng được phân tích và trình bày một cách có hệ thống dựa trên cơ sở bộ ba các thông số gồm:  $\delta$ ,  $R$  (hay  $\kappa$ ) và  $a_y$ . Mỗi quan hệ của từng cặp trong bộ ba thông số này được xác định lần lượt trong các trường hợp:  $v_x$  không đổi,  $R$  không đổi và  $\delta$  không đổi.
- Kết quả phân tích đặc tính quay vòng là cơ sở để đề xuất lựa chọn một trong 3 phương án thực nghiệm đánh giá tính năng quay vòng của xe tùy theo điều kiện thực tế cụ thể, góp phần nâng cao an toàn khi khai thác vận hành xe và đánh giá tính năng động lực học chuyển động quay vòng của xe TERA 240.

Việc thực nghiệm để xác định các thông số cần thiết cho mô hình tính toán mô phỏng, cũng như thực nghiệm để phân tích đặc tính quay vòng của xe cần thiết được thực hiện để vấn đề nghiên cứu được giải quyết một cách trọn vẹn hơn.

## XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Bài báo này là sản phẩm chung của nhóm tác giả, các giải thích, kết quả thu được, và kết luận trong bài báo

thể hiện quan điểm chung của nhóm tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu. Nhóm tác giả xác nhận không xung đột lợi ích liên quan đến công trình nghiên cứu.

## ĐÓNG GÓP CỦA NHÓM TÁC GIẢ

Đặc tính động lực học chuyển động khi vào cua hay quay vòng của xe tải TERA 240 được phân tích trong 3 trường hợp tải trong một cách có hệ thống, bằng mô hình động lực học phẳng của xe, dạng 2 dây (4 bánh xe). Kết quả thu được làm cơ sở để xác định một trong 3 phương án thực nghiệm đánh giá tính năng quay vòng của xe tùy theo điều kiện thực tế cụ thể. Các công việc cụ thể của từng tác giả trong quá trình thực hiện nghiên cứu:

Trần Hoàng Ý: phân tích kết quả tính toán, viết bản thảo bài báo.

Trần Hữu Nhân: đề xuất cơ sở lý thuyết, phương pháp nghiên cứu, phân tích kết quả tính toán mô phỏng, hiệu chỉnh nội dung và hoàn thiện bài báo.

Phạm Ngọc Đại: xây dựng mô hình và tính toán mô phỏng

Trần Quang Lâm: xác định các thông số cần thiết trong quá trình tính toán từ mô hình thực tế của xe.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nhân TH. Phân tích ổn định chuyển động quay vòng xe giường nằm bằng mô hình động lực học phẳng. Tạp chí KHCN Giao thông Vận tải, 2013;.
2. Đức T, et al. Phân tích động lực học quay vòng của ô tô bốn bánh dẫn hướng bằng phương pháp mô phỏng, Khoa học công nghệ Giao thông Vận tải, 2017;.
3. Nhân TH. Phân tích ổn định chuyển động vào cua của xe đầu kéo - bán moóc bằng mô hình động lực học phẳng, Khoa học Công nghệ Toàn Quốc về Cơ Khí Động Lực, 2017, HCM-Việt Nam;.
4. Nhân TH, et al. Phân tích động lực học chuyển động vào cua của đoàn xe siêu trường siêu trọng bằng mô hình động lực học phẳng với hai thông số góc đánh lái đầu vào, Luận văn Thạc sĩ ĐH Bách Khoa Tp.HCM, 2021;.
5. Wong JY. Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, 2001, pp. 335-359;.
6. Jazar RN. Advanced Vehicle Dynamics, Springer, 2019, pp. 215-296; Available from: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-13062-6\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-030-13062-6_3).
7. Jazar RN. Vehicle Dynamics: Theory and Applications, Springer, 2008, pp. 665- 724; Available from: [https://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1\\_11](https://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1_11).
8. Marzbani H, et al. Transient and steady-state rotation center of vehicle dynamics, Elsevier, 2017 ; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2017.08.064>.
9. Sampson DJM. Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles, Cambridge University Engineering Department, 2000, pp. 33-42;.



# An analysis of turning stability dynamics of TERA 240 truck by the four - Wheeled planar vehicle dynamic model

Tran Hoang Y, Tran Huu Nhan<sup>\*</sup>, Tran Quang Lam, Pham Ngoc Dai



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

## ABSTRACT

The turning dynamic features to ensure stable and safe conditions of the TERA 240 truck are investigated using the four-wheeled planar dynamic model, in which the force components from 4 wheels are taken into account to build a computational model with the time-varying steering angle is used. The necessary input parameters of the TERA 240 vehicle for the vehicle planar dynamic model are determined on the basis of the available actual vehicle, with all 3 loading cases are no-load, half-load and full-load. The kinematic and dynamic parameters describing the vehicle's planar turning motion are determined, resulting in the basement for evaluating the vehicle's motion stability. The calculation process is performed in the velocity domain to ensure the ultimate stability condition that the vehicle does not slide or overturn when turning. The obtained results are analyzed to evaluate the vehicle's turning stability performance, based on the variable relationship of the parameters in the investigated cases: turning radius is constant, velocity is constant, and steering angle is constant. The vehicle's turning stability is specifically defined: the vehicle is understeer with no-load case, the vehicle is oversteer with half-load and full-load cases.

**Key words:** turning stability, vehicle planar dynamic model, understeer, oversteer

Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT)– VNU-HCM, Vietnam

## Correspondence

**Tran Huu Nhan**, Ho Chi Minh City University of Technology (HCMUT)– VNU-HCM, Vietnam

Email: thnhan@hcmut.edu.vn

## History

- Received: 18-7-2021
- Accepted: 20-9-2021
- Published: 30-9-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i3.875



## Copyright

© VNU-HCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



**Cite this article :** Y T H, Nhan T H, Lam T Q, Dai P N. **An analysis of turning stability dynamics of TERA 240 truck by the four - Wheeled planar vehicle dynamic model.** *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology*; 4(3):1178-1186.