

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THÔNG SỐ VÒNG QUAY Ô TÔ HAI CẦU VÀ TÁC ĐỘNG ĐẾN AN TOÀN VẬN HÀNH

Cao Xuân Điệp

Trường Đại Học Ngô Quyền, Email: cao.dieppt@gmail.com

Tóm tắt:

Bài báo nghiên cứu tính ổn định chuyển động của ô tô hai cầu trong quay vòng động lực học không đều, tập trung vào các hiện tượng trượt ngang (skid) và lật xe (rollover). Chúng tôi đã xây dựng các phương trình xác định phản lực ngang và pháp tuyến trên trục xe, cũng như tốc độ tới hạn gây trượt và lật xe. Kết quả cho thấy trượt ngang thường xảy ra ở cầu sau trước tiên, nếu không kiểm soát, xe có thể lật. Tốc độ tới hạn gây lật tăng khi chiều rộng cơ sở bánh xe tăng, chiều cao trung tâm khối lượng giảm, góc nghiêng đường lớn và bán kính quay vòng tăng; trong khi tốc độ tới hạn gây trượt ngang tăng khi hệ số ma sát và bán kính quay vòng tăng. Các công thức này có thể áp dụng để dự đoán hành vi xe hai cầu trên đường thực tế và tính toán góc nghiêng mặt đường ở các đoạn cong, góp phần nâng cao an toàn vận hành.

Từ khóa: ô tô hai cầu, thông số vận hành, tính ổn định, trục xe, tốc độ tới hạn, quay vòng động lực học không đều.

DOI:

Calculation of turning parameters of four-wheel-drive vehicles and their effect on operational safety

Abstract:

This paper investigates the stability of a two-axle vehicle during non-uniform dynamic cornering, focusing on skid and rollover phenomena. Mathematical models have been developed to determine the lateral and normal reactions on the vehicle axles, as well as the critical speeds for skid and rollover. The results show that skid usually occurs at the rear axle first, and if not controlled, may lead to rollover. The critical rollover speed increases with greater track width, lower center of gravity height, larger road banking angle, and larger turning radius; whereas the critical skid speed increases with a higher tire-road friction coefficient and a larger turning radius. These formulas can be applied to predict the behavior of two-axle vehicles under real road conditions and to calculate road superelevation on curved sections, thereby enhancing operational safety.

Keywords: two-axle vehicle, operational parameters, stability, vehicle axle, critical speed, on-uniform dynamic turning.

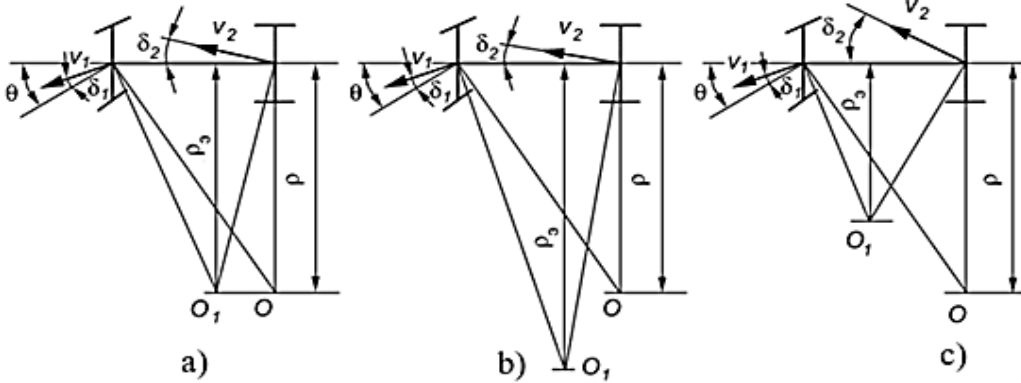
1. Mở đầu

Khả năng quay vòng được gọi là tính chất của ô tô thay đổi hướng chuyển động mà không cần xoay các bánh xe dẫn hướng. Có hai nguyên nhân chính gây ra khả năng quay vòng này: Độ trượt bên của bánh xe, xuất hiện do tính đàn hồi ngang của lốp; Độ nghiêng ngang (khi thân xe bị nghiêng), liên quan đến độ đàn hồi của hệ thống treo. Khi có hiện tượng góc trượt ngang ô tô có thể di chuyển theo quỹ đạo cong ngay cả khi góc quay trung bình của bánh lái $\theta = 0$. Độ cong của quỹ đạo phụ thuộc vào quan hệ giữa các góc trượt δ_1 và δ_2 . Nếu $\delta_1 = \delta_2$, xe được gọi là có tính quay vòng trung tính (hình 1.a). Khi có lực ngang tác dụng lên xe với lốp cứng, xe sẽ giữ nguyên hướng chuyển động cho đến khi lực ngang đạt đến giá trị bằng

lực bám. Với xe có quay vòng trung tính, khi bị tác động bởi lực ngang, xe sẽ chuyển động thẳng nhưng lệch một góc so với hướng ban đầu, ngay cả khi $\theta = 0$.

Nếu $\delta_1 > \delta_2$, thì $R_s > R$. Để ô tô có lớp đàn hồi di chuyển theo quỹ đạo có bán kính R , bánh lái phải được quay với

góc lớn hơn so với trường hợp dùng lớp cứng. Trường hợp này gọi là quay vòng thiếu lái (understeer) (hình 1. b). Khi đó, vectơ vận tốc của bánh lái bị lệch so với trục dọc xe ít hơn so với xe có quay vòng trung tính, dẫn đến bán kính quay vòng tăng. Điều này làm giảm lực ly tâm, từ đó giảm góc trượt ngang, giúp xe có xu hướng giữ chuyển động thẳng.



Hình 1. Sơ đồ chuyển động ô tô theo các mức độ khả năng quay vòng

a — trung tính; b — thiếu lái (understeer); c — thừa lái (oversteer); δ_1, δ_2 — góc trượt ngang của lớp tại cầu trước và cầu sau; θ — góc trung bình quay của các bánh xe điều khiển; R_s — bán kính quay vòng của ô tô với lớp đàn hồi; R — bán kính quay vòng với lớp cứng.

Nếu $\delta_1 > \delta_2$, thì $R_s > R$. Để ô tô có lớp đàn hồi di chuyển theo quỹ đạo có bán kính R , bánh lái phải được quay với góc lớn hơn so với trường hợp dùng lớp cứng. Trường hợp này gọi là quay vòng thiếu lái (understeer) (hình 1. b). Khi đó, vectơ vận tốc của bánh lái bị lệch so với trục dọc xe ít hơn so với xe có quay vòng trung tính, dẫn đến bán kính quay vòng tăng. Điều này làm giảm lực ly tâm, từ đó giảm góc trượt ngang, giúp xe có xu hướng giữ chuyển động thẳng.

Nếu $\delta_1 < \delta_2$, thì $R_s < R$. Để ô tô có lớp đàn hồi di chuyển theo quỹ đạo có bán kính R , bánh lái phải được quay với góc

nhỏ hơn so với trường hợp dùng lớp cứng. Trường hợp này gọi là quay vòng thừa lái (oversteer) (Vakhlamov et al., 2003). Trong quá trình quay vòng, đặc tính quay vòng của ô tô ảnh hưởng trực tiếp đến an toàn giao thông. Nếu xe có quay vòng trung tính, tức là góc trượt cầu trước và sau tương đương nhau, xe đi đúng quỹ đạo người lái mong muốn, dễ điều khiển và ổn định, nhờ đó đảm bảo an toàn cao. Với quay vòng thiếu lái, cầu trước bị trượt nhiều hơn khiến xe có xu hướng lao thẳng ra ngoài đường cong. Tuy nhiên, hiện tượng này tương đối dễ kiểm soát, tài xế chỉ cần giảm tốc độ là xe trở lại ổn định, do đó

ít nguy hiểm hơn. Ngược lại, quay vòng thừa lái xảy ra khi cầu sau trượt nhiều hơn, làm xe quay gắt hơn so với ý định, dẫn đến văng đuôi, mất lái, thậm chí lật xe, đặc biệt nguy hiểm ở tốc độ cao hoặc trên đường trơn. Chính vì vậy, các nhà sản xuất thường thiết kế xe có xu hướng trung tính hoặc hơi thiếu lái nhằm nâng cao độ an toàn vận hành (Lap & Vi, 1995).

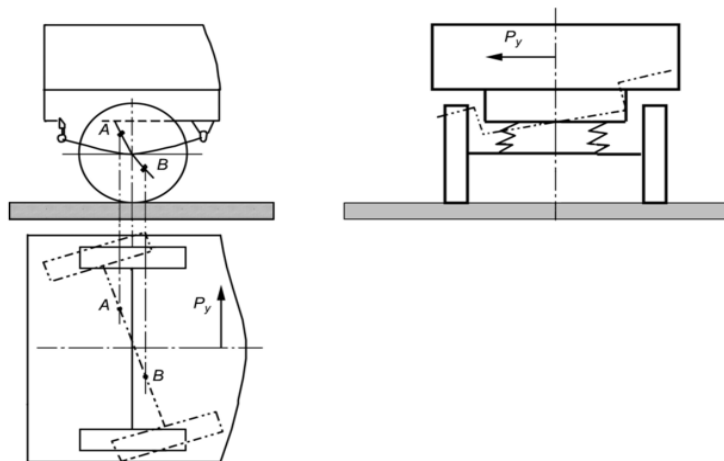
2. Cơ sở lý thuyết

2.1. Khả năng quay vòng khi xe bị nghiêng ngang

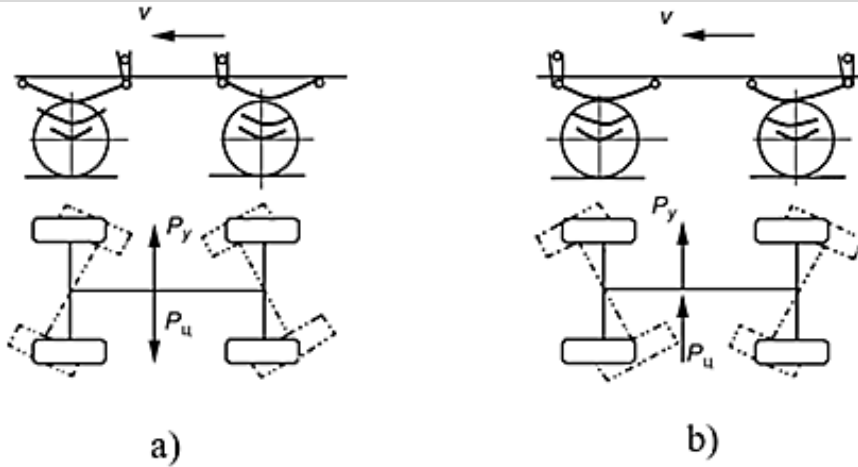
Khả năng quay vòng do độ nghiêng thân xe phụ thuộc vào kết cấu hệ thống treo của ô tô. Xét chuyển động quay của cầu sau khi thân xe bị nghiêng (hình 2). Đầu trước của nhíp được nối với thân xe bằng khớp đơn giản, còn đầu sau được nối qua càng chữ U. Khi nhíp bị uốn cong, cầu sau di chuyển theo cung tròn m , với trục quay nằm gần khớp nối.

Dưới tác dụng của lực ngang P_y , thân xe bị nghiêng, làm các nhíp bên trái bị nén và các nhíp bên phải giãn ra. Nhíp bên trái khi bị nén sẽ đẩy cầu sau lùi về điểm A , trong khi nhíp bên phải khi giãn sẽ kéo cầu tiến lên điểm B . Kết quả là cầu sau quay trong mặt phẳng ngang (Hieu & Lap, 2005).

Nếu góc quay của cầu trước và cầu sau không giống nhau về độ lớn hoặc hướng, thì do hiện tượng nghiêng thân (khi quay vòng), ô tô vẫn bị quay mặc dù các bánh trước đang ở vị trí trung tính. Ví dụ, dưới tác động cùng một lực ngang P_y , xe A (hình 3) sẽ quay sang phải, còn xe B lại quay sang trái. Lực ly tâm sinh ra khi quay vòng ở xe A có hướng ngược với lực gây nhiễu, trong khi ở xe B lại cùng chiều với lực này. Vì vậy, xe A duy trì hướng chuyển động tốt hơn dưới tác động của các lực ngang gây nhiễu. Theo cách diễn đạt tương tự, xe A được coi là có khả năng quay do nghiêng thân không đủ, còn xe B là dư thừa (Antonov et al., 1970).



Hình 2. Sự quay (xoay) của cầu sau khi thân xe bị nghiêng



Hình 3. Khả năng quay do nghiêng thân của ô tô

a – không đủ; b – dư thừa

Ở ô tô có đặc tính quay do nghiêng thân dư thừa, khi chịu tác động của lực ngang, độ cong của quỹ đạo chuyển động liên tục tăng lên. Điều này dẫn đến sự gia tăng lực ly tâm và làm giảm thêm bán kính quay vòng. Tuy nhiên, giá trị cực đại của góc nghiêng ngang thường được giới hạn bởi các chặn cơ khí trong kết cấu hệ thống treo, do đó hiện tượng quay do nghiêng thân của thân xe không thể tăng lên vô hạn.

Đặc tính quay do nghiêng thân của ô tô gắn liền với biến dạng của lớp, bởi vì hiện tượng trượt ngang của bánh xe không chỉ phát sinh dưới tác động của lực và moment, mà còn khi bánh xe bị nghiêng so với phương thẳng đứng (góc camber). Nếu hướng của lực ngang trùng với hướng của góc nghiêng camber, thì độ trượt ngang của bánh xe sẽ tăng lên. Khi góc camber thay đổi 1° , thì góc trượt ngang thay đổi khoảng 10 đến 20 phút góc (Gasparyants, 1960; Litvinov, 1971).

2.2. Quan hệ góc quay của các bánh xe dẫn hướng

Khi ô tô quay vòng, các vectơ vận tốc của tâm tất cả các bánh xe đều vuông góc với các bán kính được kẻ từ tâm quay (hình 4). Đối với ô tô có lớp cứng theo phương ngang, các vectơ vận tốc trùng với mặt phẳng trung bình của bánh xe, và tâm quay O nằm trên phần kéo dài của trục cầu sau. Quan hệ giữa các góc quay của bánh ngoài và bánh trong được

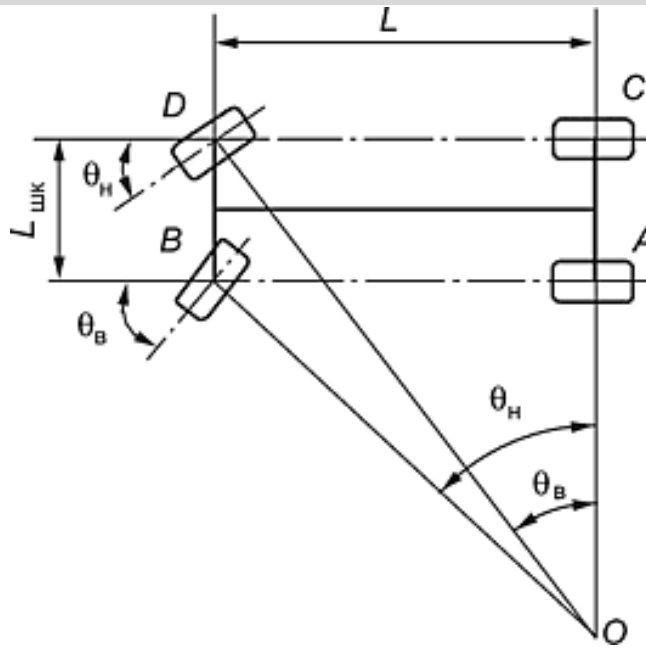
xác định từ các tam giác OABπ và OCD:

$$\operatorname{ctg}\theta_H = OC / L; \operatorname{ctg}\theta_B = OA / L, \quad (1)$$

Trừ 2 vế cho nhau, ta có được biểu thức:

$$\operatorname{ctg}\theta_H - \operatorname{ctg}\theta_B = (OC - OA) / L = L_{wk} / L,$$

Trong đó: L_{wk} - khoảng cách giữa các tâm chốt đứng, xấp xỉ bằng khoảng cách vệt bánh xe của các bánh dẫn hướng, m.



Hình 4. Mối tương quan giữa các góc quay của bánh xe dẫn hướng

Từ đẳng thức thu được ta có thể suy ra rằng bánh xe nằm ở phía trong so với tâm quay phải được quay một góc lớn hơn so với bánh xe phía ngoài. Để đảm bảo quan hệ yêu cầu giữa các góc quay của bánh dẫn hướng, chúng được liên kết với nhau bằng hình thang lái. Tuy nhiên, hình thang lái không đảm bảo thực hiện chính xác đẳng thức. Vì vậy, khi thiết kế cơ cấu hình thang, người ta coi là chấp nhận được nếu như $\delta_B = 5...8^\circ$, sai lệch giữa giá trị lý thuyết và thực tế không vượt quá $12...15'$ và khi $\delta_H = 25...30^\circ$, sai lệch không vượt quá 3° . Ở các góc quay đến $12...15^\circ$, quan hệ $\delta_H = f(\delta_B)$ gần tuyến tính, cho phép thay thế các góc δ_B và δ_H trong tính toán bằng góc trung bình $\delta = (\delta_B + \delta_H)/2$.

Từ đó suy ra rằng đối với ô tô sử dụng lớp có tính đàn hồi theo phương ngang, khi tốc độ tăng lên thì tỷ lệ góc quay giữa các bánh xe dẫn hướng cũng

phải thay đổi. Tuy nhiên, điều này chỉ có thể đạt được khi có cơ cấu tự động điều chỉnh hệ thống lái, mà việc bổ sung cơ cấu này sẽ làm kết cấu ô tô trở nên phức tạp hơn (Stepanov, 1993).

2.3. Đặc tính quay vòng

Tùy thuộc vào kết cấu hệ thống treo, đặc tính quay vòng do ảnh hưởng của độ nghiêng ngang có thể làm tăng hoặc giảm mức độ quay vòng. Khi chuyển động, xe có đặc tính quay vòng dư có thể bị mất tính điều khiển. Để giải thích hiện tượng này, ta xác định theo công thức góc quay của các bánh xe dẫn hướng từ hình 1 như sau:

$$R_\epsilon = \frac{L}{\text{tg}(\theta - \delta_1) + \text{tg}\delta_2} \approx \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2} \quad (2)$$

Suy ra:

$$\theta = \frac{L}{R_\epsilon} - (\delta_1 - \delta_2)$$

Các góc trượt bên δ_1 và δ_2 tỉ lệ với các lực ngang P_{y1} và P_{y2} , mà bản thân chúng lại tỉ lệ với bình phương vận tốc:

$$\delta_1 = \frac{P_{y1}}{k_{yb1}} = \frac{m_1 v^2}{R_\epsilon k_{yb1}}; \quad (3)$$

$$\delta_2 = \frac{P_{y2}}{k_{yb2}} = \frac{m_2 v^2}{R_\epsilon k_{yb2}}. \quad (4)$$

Trong đó: k_{yb1} và k_{yb2} – hệ số chống trượt ngang (sức cản uốn lệch) tương ứng của cầu trước và cầu sau, đơn vị N/rad; m_1 và m_2 – khối lượng phân bố lên cầu trước và cầu sau, đơn vị kg.

Khi tốc độ ô tô tăng, các góc trượt ngang (góc uốn lệch) cũng tăng lên, trong đó góc δ_2 tăng nhanh hơn góc δ_1 . Điều này dẫn đến sự giảm của hiệu số trong ngoặc của biểu thức

$$\theta = \frac{L}{R_\epsilon} - (\delta_1 - \delta_2),$$

và khi xác định cái gọi là tốc độ tới hạn theo điều kiện trượt ngang v_{yb} , hiệu số này bằng không. Ở tốc độ đó, xe có thể chuyển động theo quỹ đạo cong ngay cả khi các bánh xe dẫn hướng đang ở vị trí trung tính. Nếu $v > v_{yb}$, thì $(\delta_2 - \delta_1) > L/R$, và góc δ trở nên âm. Điều đó có nghĩa là để quay xe sang phải thì bánh xe dẫn hướng phải quay sang trái. Như vậy, ô tô có đặc tính quá độ quay (oversteer) sẽ mất khả năng điều khiển, nếu $v > v_{yb}$ (Farobin, 1970; Chudakov, 1947).

Để xác định tốc độ tới hạn, ta đặt góc δ bằng không, khi ta nhận được biểu thức sau:

$$(\delta_2 - \delta_1) = \left(\frac{m_2}{k_{yb2}} - \frac{m_1}{k_{yb1}} \right) v^2 / R_\epsilon = L / R_\epsilon,$$

(5)

Do đó, tốc độ tới hạn theo điều kiện góc trượt bên sẽ tính theo biểu thức sau, m/s:

$$v_{yb} = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_2}{k_{yb2}} - \frac{m_1}{k_{yb1}}}} \quad (6)$$

Ở ô tô có tính thiếu quay vòng hoặc trung tính quay vòng thì không tồn tại tốc độ tới hạn, vì khi $\delta_1 > \delta_2$ thì biểu thức dưới căn trở nên âm và vận tốc tới hạn v_{yb} là số ảo, còn khi $\delta_1 = \delta_2$ thì nó bằng vô cùng.

Để đảm bảo cho ô tô có tính thiếu quay vòng, người ta thường giảm nhẹ áp suất không khí trong lớp bánh trước so với lớp bánh sau, nhờ đó làm giảm hệ số k_{yv} . Ngoài ra, trọng tâm xe được dịch chuyển một chút về phía cầu trước, làm tăng phần lực ly tâm tác dụng lên các bánh xe dẫn hướng (Lap, 2015).

3. Phương pháp và một số kết quả nghiên cứu

3.1. Sơ đồ không gian của chuyển động quay vòng ô tô hai cầu

Một trong những hướng chủ yếu nhằm bảo đảm an toàn giao thông đường bộ là các hoạt động hướng tới phòng ngừa nguyên nhân gây ra tai nạn giao thông. Khi ô tô di chuyển trên đường, có thể phát sinh rất nhiều nguyên nhân như vậy. Trong bài báo này xem xét một trong những nguyên nhân đó: sự mất ổn

định của ô tô khi quay vòng động lực học.

Ổn định của ô tô được hiểu là khả năng di chuyển mà không bị trượt ngang hoặc lật, tức là duy trì được trong giới hạn về thời gian và quãng đường xác định hướng chuyển động và sự định hướng của trục dọc – trục đứng, bất chấp tác động của các lực quán tính bên ngoài. Như vậy, tính ổn định là một đặc tính khai thác quan trọng, bảo đảm an toàn vận hành của ô tô và sự an toàn của con người cũng như hàng hóa được vận chuyển.

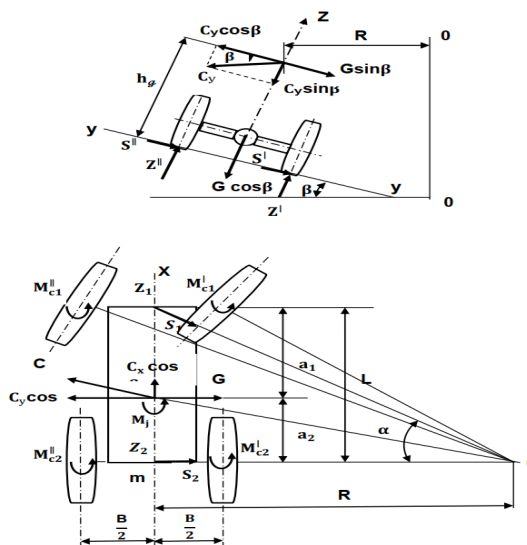
Trong thực tiễn khai thác ô tô, khi chuyển động trên quỹ đạo cong, giá trị tốc độ thường thay đổi nhiều hơn là giữ nguyên. Khi vào cua để thay đổi hướng chuyển động, tốc độ thường giảm xuống. Ngược lại, khi vượt xe và chuyển sang làn trái so với xe bị vượt,

tốc độ lại tăng lên. Do đó, trong đa số trường hợp, ô tô thực hiện quay vòng động lực học không đều, trong quá trình này có thể xảy ra cả hiện tượng trượt ngang (lạng, văng đuôi) lẫn lật xe (Quy, Dung, & Tung, 2018).

Độ ổn định của ô tô được xác định bởi sự tồn tại của các phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe khi ô tô quay vòng.

Các thông số cơ bản đặc trưng cho tính ổn định của ô tô trong quá trình quay vòng động lực học không đều bao gồm: phản lực ngang và phản lực pháp tuyến tác dụng lên các bánh xe ô tô, tốc độ tới hạn gây trượt ngang, và tốc độ tới hạn gây lật xe.

Để giải quyết bài toán xác định các thông số cơ bản về ổn định của ô tô hai cầu trong quá trình quay vòng động lực học không đều, cần thiết lập sơ đồ không gian của chuyển động quay vòng ô tô hai cầu (Phung, 2009; Stepanov, 1993).



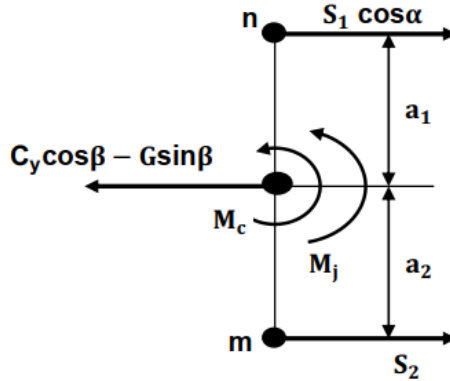
Hình 5. Sơ đồ không gian của quá trình quay động lực học không đều của ô tô hai trục

3.2. Xác định phản lực ngang lên các trục

Dựa vào hình 5, có thể xây dựng sơ đồ lực và mômen để xác định các phản lực ngang tác dụng lên các cầu xe S_1 và S_2 của ô tô hai cầu như hình 6 dưới đây.

Theo sơ đồ lực và mômen, ta lập các phương trình mômen đối với các điểm m và n, ta có:

$$\begin{aligned} S_1 \cos \alpha L - (C_y \cos \beta - G \sin \beta) a_2 - M_c - M_j &= 0 \\ S_2 L - (C_y \cos \beta - G \sin \beta) a_1 + M_c + M_j &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$



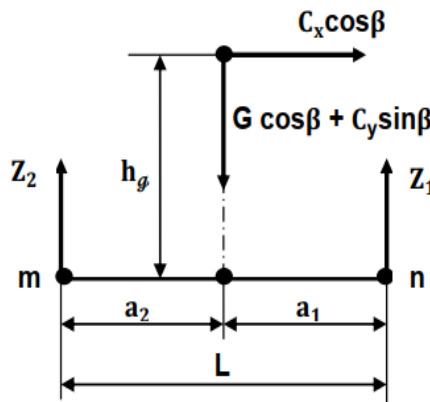
Hình 6. Sơ đồ lực và mômen để xác định phản lực ngang trên các trục của ô tô hai cầu

Giải hệ phương trình có được ở trên theo S_1 và S_2 , cho phép chúng ta thu được các công thức xác định phản lực ngang tại các trục của ô tô:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{(C_y \cos \beta - G \sin \beta) a_2 + M_c + M_j}{L \cos \alpha}; \\ S_2 &= \frac{(C_y \cos \beta - G \sin \beta) a_1 - M_c - M_j}{L} \end{aligned} \quad (8)$$

3.3. Xác định phản lực pháp tuyến lên các trục

Để xác định phản lực pháp tuyến trên cầu trước và cầu sau, cần dựa vào hình 5 để lập sơ đồ tính toán các lực như hình 7.



Hình 7. Sơ đồ lực để xác định phản lực pháp tuyến trên các trục của ô tô hai cầu

Dựa vào hình 3, ta lập được hai phương trình mômen như sau:

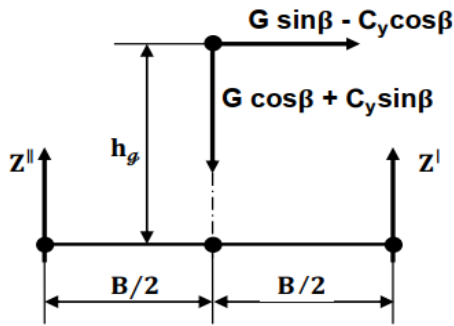
$$\begin{aligned} Z_1 L - h_g C_x \cos \beta - (G \cos \beta + C_y \sin \beta) a_2 &= 0; \\ Z_2 L + h_g C_x \cos \beta - (G \cos \beta + C_y \sin \beta) a_1 &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Giải hệ phương trình trên theo các phản lực pháp tuyến Z_1 và Z_2 cho phép thu được các công thức để xác định chúng:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{a_2 (G \cos \beta + C_y \sin \beta) + h_g C_x \cos \beta}{L}; \\ Z_2 &= \frac{a_1 (G \cos \beta + C_y \sin \beta) - h_g C_x \cos \beta}{L}. \end{aligned} \quad (10)$$

3.3. Xác định phản lực tác dụng lên các bánh xe

Trên hình 5 (phía trên) thể hiện các phản lực pháp tuyến Z' và Z'' , tác dụng lên bánh xe bên trong và bên ngoài khi ô tô quay vòng. Để xác định các phản lực này, dựa vào hình 5 ta lập sơ đồ tính toán như hình 8 dưới đây.



Hình 8. Sơ đồ tính toán để xác định phản lực tác dụng lên các bánh xe

Dựa vào sơ đồ trên, ta lập được 2 phương trình moment như sau:

$$\begin{aligned} Z' B - (G \sin \beta - C_y \cos \beta) h_g - (G \cos \beta + C_y \sin \beta) \frac{B}{2} &= 0; \\ Z'' B + (G \sin \beta - C_y \cos \beta) h_g - (G \cos \beta + C_y \sin \beta) \frac{B}{2} &= 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Giải hệ phương trình trên theo các phản lực tác dụng lên bánh xe Z' và Z'' , cho chúng ta thu được các công thức để xác định chúng như sau:

$$\begin{aligned} Z' &= (G \sin \beta - C_y \cos \beta) \frac{h_g}{B} + (G \cos \beta + C_y \sin \beta) \frac{1}{2}; \\ Z'' &= -(G \sin \beta - C_y \cos \beta) \frac{h_g}{B} + (G \cos \beta + C_y \sin \beta) \frac{1}{2}. \end{aligned} \quad (12)$$

3.4. Điều kiện trượt ngang (mất lái) của xe ô tô

Để ô tô không bị trượt ngang, cần thỏa mãn các điều kiện sau:

$$\begin{aligned} S_1 &< \varphi Z_1; \\ S_2 &< \varphi Z_2. \end{aligned}$$

Nếu góc quay của các bánh xe lái nhỏ, các bất đẳng thức được thay bằng một bất đẳng thức duy nhất như sau:

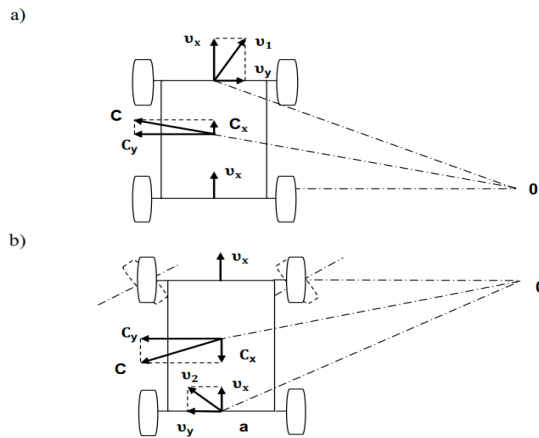
$$S < \varphi Z.$$

Trong đó: $S = S_1 + S_2$ và $Z = Z_1 + Z_2$. Khi ô tô di chuyển trên đường, ban đầu xảy ra sự trượt của một trong các trục, sau đó trượt trục còn lại, và nếu ô tô không thoát khỏi sự trượt các trục này, điều tất yếu có thể xảy đến đó là xảy ra lật xe. [3] [13]

Khi ô tô hai trục quay, trục sau là trục đầu tiên bị trượt. Thực vậy, nếu dưới tác động của xung nhiễu ngang, trục trước bị quăng sang một phía với vận tốc (hình 9a), thì vận tốc của trục trước sẽ bằng:

$$\overline{v}_1 = \overline{v}_x + \overline{v}_y \quad (13)$$

Trong đó: $\overline{v}_x = v$ - vận tốc của ô tô 2 cầu trước khi bị trượt



Hình 9. Sơ đồ tác dụng lực và trượt của trục trước (a), sơ đồ tác dụng lực và trượt của trục sau (b)

3.5. Điều kiện lật ngang của ô tô

Trượt ngang của ô tô là hiện tượng chắc chắn nguy hiểm, và điều quan trọng nhất là nếu không thoát khỏi trạng thái trượt, có thể xảy ra quá trình còn nguy hiểm hơn – lật xe. Lật xe xảy ra khi tổng các phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên các bánh xe ở một bên thân xe bằng không. Do đó, theo hình 5, điều kiện này được biểu diễn như sau:

$$Z' = 0 \text{ và } Z'' = 0,$$

Như đã biết, lật xe xảy ra khi lực ly tâm tác dụng lên ô tô, đặc biệt là thành phần ngang của nó, tạo ra các phản lực bên lớn trên các bánh xe của một bên thân xe, vượt quá tích của hệ số ma sát với trọng lượng chịu tải lên các bánh xe bên đó (ϕG_k). Trong trường hợp bánh xe của bên đi trước bị nhấc lên, các phản lực pháp tuyến trên chúng bằng không, dẫn đến ô tô chuyển sang trạng thái lật (Ha & Dao, 2020).

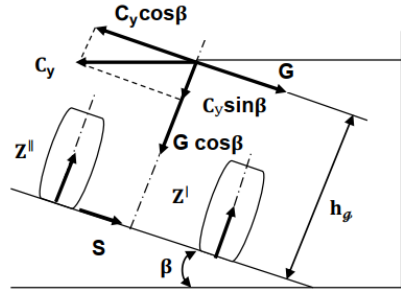
Sơ đồ lật xe dưới tác dụng của lực ly tâm quanh bên đi trước khi quay không đều được xây dựng theo hình 10 dưới đây.

Để dàng nhận ra được chúng ta hoàn toàn có thể cho phép lập phương trình moment đối với phần quay phía sau của ô tô. Trong đó, giả thiết được đưa ra là $Z' = 0$.

$$\left(G \sin \beta - C_y \cos \beta\right) \frac{h_g}{B} + \left(G \cos \beta + C_y \sin \beta\right) \frac{1}{2} = 0, \quad (14)$$

Sử dụng công thức $C_y = \frac{Mv^2}{R}$, khi đó vận tốc chuyển động của ô tô mà tại đó có thể xảy ra lật xe, sẽ được tính theo công thức như sau:

$$v_{lx} = \sqrt{\frac{(B + 2h_g \operatorname{tg} \beta) gR}{2h_g - B \operatorname{tg} \beta}}, \quad (15)$$



Hình 10. Sơ đồ quá trình lật xe khi ô tô quay vòng.

Theo công thức trên, vận tốc tới hạn gây lật xe phụ thuộc vào độ nghiêng của mặt đường β . Khi độ nghiêng β càng lớn, vận tốc tới hạn càng cao, từ đó có thể xảy ra lật xe bất cứ lúc nào.

Nếu độ nghiêng mặt đường $\beta = 0$, khi đó rút gọn công thức tính v_{lx} ta thu được công thức sau:

$$v_{lx} = \sqrt{\frac{gBR}{2h_g}}, \quad (16)$$

Từ các công thức xác định vận tốc tới hạn dẫn đến hiện tượng lật xe như trên, ta suy ra được rằng hiện tượng lật xe phụ thuộc vào góc nghiêng của đường (β),

độ cong của đường (R), chiều rộng cơ sở xe (B) và chiều cao đặt trọng tâm (h_g).

Lật xe chỉ có thể xảy ra trong trường hợp các bánh xe có độ bám đủ với mặt đường, hoặc nếu khi trượt, bánh xe gặp lực cản ngang (vật cản) đối với chuyển động trượt (Hung, 2017; Vakhlamov, Shatrov, & Yurchesky, 2003).

Việc biến đổi các phương trình đã đưa ra ở trên cho phép chúng ta thu được các phương trình thông số S và Z như sau:

$$\begin{aligned} S &= S' + S'' = C_y \cos \beta - G \sin \beta, \\ Z &= Z' + Z'' = C_y \sin \beta + G \cos \beta, \end{aligned} \quad (17)$$

Trạng thái tới hạn của ô tô về trượt ngang xảy ra khi phản lực ngang bằng tích của hệ số ma sát (φ) với phản lực pháp tuyến lên bánh xe (Z), tức là: $S = \varphi Z$,

Bởi vì $C_y = \frac{Mv^2}{R}$, nên khi đó công thức xác định vận tốc tới hạn của ô tô về trượt ngang có dạng:

$$v_{tr} = \sqrt{\frac{(\varphi + tg\beta)gR}{1 - \varphi tg\beta}}, \quad (18)$$

Nếu như đường giao thông bằng phẳng và nằm ngang, tức là $\beta = 0$, khi đó: $v_{tr} = \sqrt{\varphi gR}$ So sánh các công thức

thu được khi tính toán v_{lx} và v_{tr} , chúng ta có thể đi đến kết luận như sau, rằng

nếu: $\varphi < \frac{B}{2h_g}$ thì lúc đó sẽ xảy ra hiện

tượng trượt ngang, chứ không phải lật xe.

4. Một số nhận xét và kết luận

- Trong điều kiện di chuyển bình thường trên đường bằng phẳng, điều kiện $\varphi < \frac{B}{2h_g}$ thường được thỏa mãn.

Tuy nhiên, không nên quá phụ thuộc vào điều này, vì luôn có khả năng xảy ra thay đổi cục bộ về độ bám, ít nhất là do

những chỗ gồ ghề trên đường, mà điều này luôn tồn tại trên mọi con đường.

- Để đảm bảo tốc độ cao khi di chuyển qua các đoạn cong của đường, tức là khi ô tô quay, mặt đường cần được tạo độ nghiêng dương (còn gọi là đường cong nghiêng hoặc dốc). Khi đó, theo

công thức $v_r = \sqrt{\frac{(\varphi + tg\beta)gR}{1 - \varphi tg\beta}}$ xác định

giá trị vận tốc tới hạn của ô tô về trượt ngang sẽ lớn hơn đáng kể.

Như vậy, kết quả nghiên cứu về quay động lực học không đều của ô tô hai trục đã cho ra các công thức xác định các tham số chính của quay không đều: phản lực ngang và phản lực pháp tuyến trên các trục của ô tô.

Theo các cơ sở lý thuyết và phương pháp toán học để tính toán các thông số ảnh hưởng được trình bày ở trên, độ ổn định của ô tô chống lật ngang phụ thuộc

vào góc nghiêng của đường và một số tham số đặc trưng cho cấu tạo ô tô: vị trí trọng tâm, chiều rộng cơ sở xe và bán kính quay của ô tô (Lap & Vi, 1995).

Vận tốc tới hạn của ô tô đối với lật xe tăng khi chiều rộng cơ sở xe tăng, chiều cao trọng tâm giảm, góc nghiêng mặt đường tăng và bán kính quay của ô tô tăng. Trong khi đó vận tốc tới hạn đối với trượt ngang tăng khi hệ số ma sát giữa bánh xe và đường tăng và bán kính quay của ô tô tăng.

So sánh các công thức xác định vận tốc tới hạn về lật và về trượt ngang cho phép rút ra điều kiện cần áp dụng khi thiết kế đường ô tô.

Như vậy, các công thức thu được có thể được sử dụng để dự báo hành vi của ô tô hai trục trong điều kiện đường thực tế và để tính toán góc nghiêng mặt đường trên các đoạn cong.

Tài liệu tham khảo

- .Chudakov, E. A. (1947). *Устойчивость автомобиля против заноса*. Машгиз.
- Đ. Quý, Đ., Đ. Dũng, V., & T. Tùng, D. (2018). *Giáo trình thiết kế ô tô*. NXB Giao thông Vận tải.
- Фаробин, Я. А. (1970). *Теория поворота транспортных машин*. Машиностроение.
- Гаспарянц, Г. А. (1960). *Устойчивость и управляемость автомобиля*.
- Hà, N. T., & Đào, N. T. (2020). *Giáo trình ô tô ZIL-131*. TSQ CB.
- Hiếu, N. P., & Lập, V. Đ. (2005). *Lý thuyết xe ô tô quân sự*. NXB Quân đội Nhân dân.
- Huân, N. K. (2008). *Máy cơ sở và gầm XMCB*. NXB Quân đội Nhân dân.
- Hưng, T. T. (2017). Giới hạn ổn định lật ngang của đoàn xe sơ mi rơ moóc khi quay vòng. *Tạp chí Đại học Bách khoa Hà Nội*.
- Lập, V. Đ. (2015). *Kết cấu và tính toán ô tô* (Tập II). NXB Quân đội Nhân dân.

Lập, V. Đ., & Vi, P. Đ. (1995). *Cấu tạo ô tô quân sự* (Phần II). NXB Quân đội Nhân dân.

Литвинов, А. С. (1971). *Управляемость и устойчивость автомобиля*.

Phụng, N. V. (2009). *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*. NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

Степанов, Ю. А. (1993). *Математическое моделирование поворота многоосных автомобилей*. ВАТТ.

Вахламов, Б. К., Шатров, М. Г., & Юрчевский, А. А. (2003). *Теория и конструкция автомобиля и двигателя*. Издательский центр «Академия».

Thông tin bài

Ngày nhận bài: 12/1/2026
Ngày hoàn thành: 28/2/2026
Ngày đăng bài: 9/3/2026