

Chương 4

TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

4.1. Mức tiêu hao nhiên liệu và định mức tiêu hao nhiên liệu

4.1.1. Các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô

Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô vận tải được đánh giá bằng mức tiêu hao nhiên liệu trên quãng đường 100km, hoặc tiêu hao nhiên liệu cho một tấn-km. Đối với ô tô chở khách được tính theo mức tiêu hao nhiên liệu cho một hành khách-km hoặc 100km

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị quãng đường chạy q_d của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$q_d = \frac{100Q}{S^x} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-1)$$

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị hàng hoá vận chuyển q_C được xác định theo biểu thức sau:

$$q_C = \frac{Q\rho_n}{G_t S_t} \quad (\text{kg/Tấn.km}) \quad (4-2)$$

Trong đó:

Q - lượng tiêu hao nhiên liệu (lít)

S^x - Quãng đường chạy được của ô tô (km)

G_t - Khối lượng hàng hoá chuyên chở (Tấn)

S_t - Quãng đường chuyên chở của ô tô khi có hàng (km)

r_n - Tỷ trọng của nhiên liệu (kg/lít)

4.1.2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu

Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô phụ thuộc vào tính kinh tế nhiên liệu của động cơ và sự tiêu hao công suất để khắc phục lực cản chuyển động.

Mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian được tính theo biểu thức:

$$G_T = \frac{Q\rho_n}{t} \quad (\text{kg/h}) \quad (4-3)$$

Để đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu của động cơ ta dùng mức tiêu hao nhiên liệu có ích g_e :

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q\rho_n}{N_e t} \quad (\text{kg/kWh}) \quad (4-4)$$

Trong đó: N_e - Công suất có ích của động cơ (kW)

Thông qua thí nghiệm động cơ và tính toán, ta xây dựng được đồ thị quan hệ giữa công suất của động cơ N_e và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ với số vòng quay của trục khuỷu: $N_e = f(n_e)$ và $g_e = f(n_e)$. Đồ thị này trình bày trên hình 4.1 và được gọi là đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ. Từ công thức 4-1 và 4-4 ta rút ra được biểu thức tính mức tiêu hao nhiên liệu như sau:

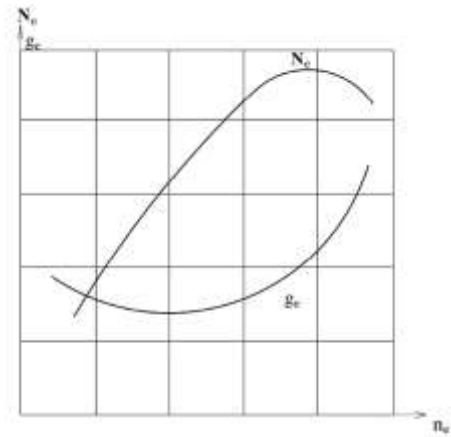
$$q_d = \frac{100g_e N_e t}{S^x \rho_n} = \frac{100g_e N_e}{v \rho_n} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-5)$$

Trong đó:

$$v = \frac{S^x}{t} \text{ là vận tốc của ô tô (km/h)}$$

Khi ô tô chuyển động, công suất cần thiết phát ra để khắc phục các lực cản chuyển động như sau:

$$N_e = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j)}{1000\eta_t} v \quad (\text{kW}) \quad (4-6)$$



Hình 4. 1. Đường đặc tính ngoài của động cơ

Như vậy mức tiêu hao nhiên liệu sẽ là:

$$q_d = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j) 0,36g_e}{\rho_n \eta_t} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-7)$$

Biểu thức (4-7) gọi là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động không ổn định

Khi ô tô chuyển động ổn định ($P_j = 0$) thì biểu thức trên có dạng:

$$q_d = \frac{(P_\psi + P_\omega) 0,36g_e}{\rho_n \eta_t} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-8)$$

4.1.3. Khái niệm về định mức tiêu hao nhiên liệu

Phân trên đã xác định các phương pháp xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô về mặt lý thuyết là cơ bản. Trong điều kiện thực tế còn rất nhiều yếu tố ảnh hưởng tới mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô như lùi xe, quay đầu xe, xếp dỡ hàng hoá, qua phà.

Qua phân tích các công thức lý thuyết kết hợp với điều kiện sử dụng thực tế ta xác định suất tiêu hao nhiên liệu cho 100km quãng đường xe chạy và được biểu thị theo biểu thức sau:

$$q_d = \left(\frac{K_1 S}{100} + \frac{K_2 P}{100} + K_3 Z \right) \quad (\text{lít})$$

K_1 - Định mức tiêu hao nhiên liệu cho bản thân ô tô chuyển động và tổn thất nội năng của ô tô (lít/100km)

S - Quãng đường đi được của ô tô (km)

K_2 - Định mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn hàng hoá vận chuyển trong 100km (lít/100km)

P - Công vận chuyển (t.km)

K_3 - Định mức tiêu hao nhiên liệu phụ cho mỗi lần xe quay đầu, cho mỗi chuyển (lít/lần)

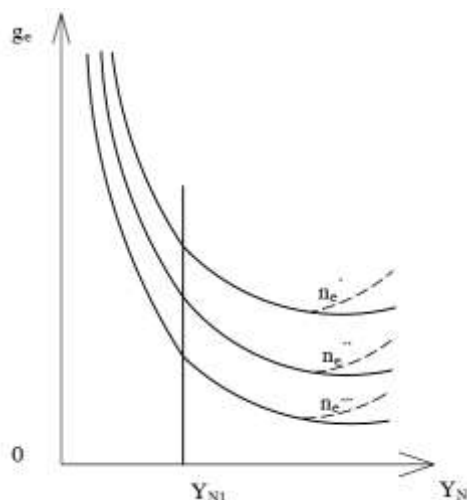
Z - Số lần xe quay đầu xe cho mỗi chuyển

4.2. Đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô

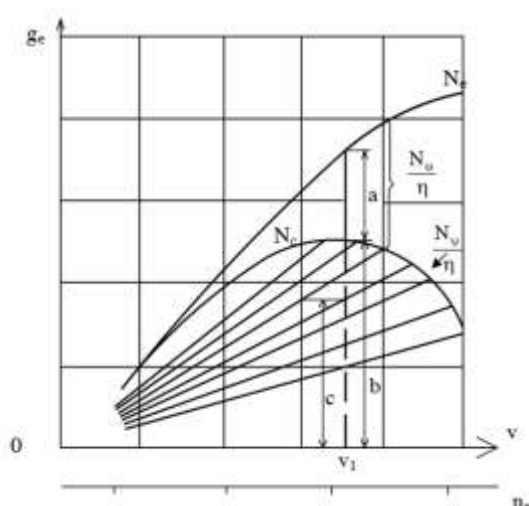
4.2.1. Đường đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định

Sử dụng phương trình (4-8) để tính toán mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động ổn định ta gặp rất nhiều khó khăn vì chỉ số g_e phụ thuộc vào số vòng quay của trục khuỷu n_e và mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N . Vì vậy ta cần xây dựng đường đặc tính tiêu hao nhiên liệu cho ô tô

Trước tiên ta xây dựng đồ thị mức tiêu hao nhiên liệu của động cơ theo mức độ sử dụng công suất động cơ (bằng thí nghiệm), nghĩa là $g_e = f(Y_N)$ ứng với số vòng quay khác nhau của động cơ (hình 4.2). Qua đồ thị ta thấy mức độ sử dụng công suất động cơ càng tăng thì suất tiêu hao nhiên liệu càng giảm.



Hình 4.2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ($n_e > n_e'' > n_e'''$)



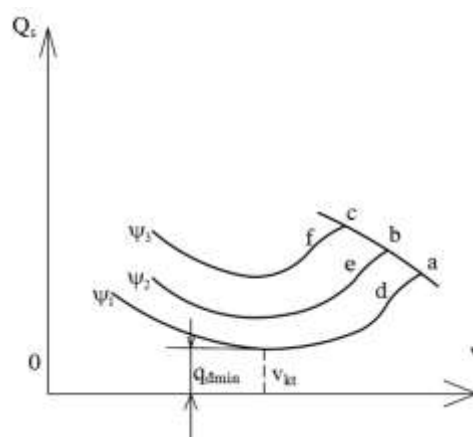
Hình 4.3. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô với các hệ số cản khác nhau của mặt đường

Tiếp đó ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các hệ số cản ψ của mặt đường khác nhau để tìm mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N (hình 4.3).

Hình 4.3 là đồ thị cân bằng công suất của động cơ cho một số truyền có các đường N_ψ với các trị số ψ khác nhau.

Dựa vào đồ thị này, ta có thể xác định Y_N ứng với số vòng quay của động cơ n_e . Từ đồ thị Y_N , n_e tìm được trên đồ thị 4.3, dựa vào đồ thị 4.2 ta tìm được g_e của động cơ.

Sau khi tính toán được các trị số P_ψ , P_ω tương ứng và thay chuyển động ổn định ta xác định được mức tiêu hao nhiên liệu như trên hình 4.4 và được gọi là đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô.



Hình 4.4. Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định

Khi thay tất cả trị số tìm được vào phương trình 4-8, ta xác định trị số mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Trên mỗi đường cong của đồ thị có hai điểm đặc trưng:

- Điểm thứ nhất xác định mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất $q_{\text{đmin}}$ thì vận tốc tại điểm đó được gọi là vận tốc

- Điểm thứ hai là nút cuối cùng của mỗi đường cong, nó đặc trưng cho mức tiêu hao nhiên liệu khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (a, b, c) và tương ứng với vận tốc chuyển động của ô tô ở những hệ số cản ψ khác nhau

4.2.2. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định

Ta biết rằng, phần lớn thời gian hoạt động của ô tô là chuyển động không ổn định: lúc thì chuyển động có gia tốc, lúc lăn trơn, lúc thì phanh. Chúng ta xem xét đồ thị hình 4.5 minh họa chu kỳ chuyển động của ô tô. Giả sử cho ô tô tăng tốc đến vận tốc v_1 , sau đó cho lăn trơn đến khi vận tốc giảm đến v_2 , quá trình này gọi là chu kỳ gia tốc - lăn trơn của ô tô. Chu kỳ này được lặp đi lặp lại.

4.2.2.1. Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình sử dụng của ô tô

Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình sử dụng của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_j = A_t \frac{g_{etb}}{36.10^5} \quad (4-9)$$

Trong đó:

g_{etb} - suất tiêu hao nhiên liệu có ích trung bình của động cơ trong khoảng vận tốc $v_1 - v_2$ (kg/kwh)

A_t - tổng số công tiêu tốn trong quá trình tăng tốc:

$$A_t = \frac{A_c + A_d}{\eta_t}$$

Trong đó:

A_c - công tiêu tốn để khắc phục các lực cản:

$$A_c = (P_{\psi} + P_{\omega}). S_j$$

S_j - quãng đường ô tô chuyển động tăng tốc (m)

P_{ω} - Lực cản không khí: $P_{\omega} = W. v_{tb}^2$, $v_{tb} = \frac{v_1 + v_2}{2}$

A_d - công cần thiết để tăng động năng của ô tô (Nm)

$$A_d = \frac{G}{2g} (v_1^2 - v_2^2) + \frac{1}{2} j_b (\omega_{b1}^2 - \omega_{b2}^2)$$

Trong đó:

j_b - tổng mô men quán tính của bánh xe

ω_1, ω_2 - vận tốc góc của bánh xe, tương ứng với lúc cuối và lúc bắt đầu

tăng tốc (ứng với vận tốc v_1, v_2 của ô tô)

4.2.2.2. Xác định lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong thời gian chuyển động lăn trơn

Lượng tiêu hao nhiên liệu này được xác định theo biểu thức:

$$Q_{lt} = \frac{G_{xx} t_{lt}}{3600} \quad (\text{kg}) \quad (4-10)$$

Trong đó:

G_{xx} - lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ khi lăn trơn (kg)

t_{lt} - thời gian lăn trơn (s)

$$t_{lt} = \frac{v_1 - v_2}{j_{tb}} \quad (\text{s}) \quad (4-11)$$

Trong đó: j_{tb} - gia tốc chậm dần trung bình khi chuyển động lăn trơn (m/s^2)

$$j_{tb} = \left[\psi + \frac{(P_{\psi} + P_{xx})}{G} \right] \frac{g}{\delta_i} \quad (\text{m/s}^2)$$

Trong đó: P_{xx} - lực ma sát trong hệ thống truyền lực khi động cơ làm việc không tải, thu gọn về bánh xe chủ động (N)

δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay khi chuyển động lăn trơn.

Từ công thức 4-10 và 4-11 ta có:

$$Q_{lt} = \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (\text{kg}) \quad (4-12)$$

Vậy tổng lượng tiêu hao nhiên liệu cho một chu kỳ gia tốc - lăn trơn sẽ là:

$$Q_t = Q_j + Q_{lt} \quad (\text{kg}) \quad (4-13)$$

$$Q_t = \frac{A_t g_{etb}}{36 \cdot 10^5} + \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (\text{kg})$$

Nếu xác định được quãng đường khi ô tô chuyển động tăng tốc S_j và khi chuyển động lăn trơn S_{lt} , ta có thể tìm được mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy như sau:

$$Q_{st} = \frac{100 Q_t}{(S_j + S_{lt}) \rho_n} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-14)$$

4.3. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi có truyền động thủy lực

Ngày nay, có nhiều ô tô sử dụng truyền động thủy lực như ly hợp thủy lực, biến mô thủy lực. Khi ô tô có truyền động thủy lực việc xác định các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô cần lưu ý một số vấn đề sau:

- Cần có các đồ thị thực nghiệm của động cơ: quan hệ giữa mô men xoắn của trục khuỷu với số vòng quay $M_e = f(n_e)$ và mức tiêu hao nhiên liệu-giờ với số vòng quay $G_T = f(n_e)$ ở các mức độ sử dụng công suất khác nhau.

- Cần có các đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô.

- Cần xây dựng quan hệ làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô.
- Xác định các thông số ra cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số.

Sau khi đã có đầy đủ các thông số cần thiết, ta có thể dùng các công thức (4-7) và (4-8) để đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động ổn định và không ổn định.

Đối với ô tô có trang bị hộp số vô cấp, về nguyên lý nó có thể đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ kinh tế nhiên liệu tốt nhất trong bất kỳ điều kiện mặt đường như thế nào. Tuy nhiên khi có truyền động thuỷ lực thì hiệu suất truyền động sẽ giảm, nhất là ở khu vực có tỷ số truyền i_{bm} nhỏ. Vì vậy khi đặt biến mô thuỷ lực lên ô tô thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng, đôi khi tăng từ 25 ÷ 30%. Để khắc phục vấn đề này, người ta lắp thêm một hộp số cơ khí để tăng số vòng quay của bánh tước bin trong khi tốc độ của ô tô vẫn như cũ, do đó nâng cao được hiệu suất truyền động.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Nêu các chỉ tiêu kinh tế nhiên liệu của ô tô.
2. Viết phương trình tiêu hao nhiên liệu của ô tô.
3. Trình bày đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.
4. Trình bày đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển không động ổn định.

Chương 5

TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ

5.1. Khái chung về tính ổn định

Một cách khái quát, tính ổn định của ô tô là khả năng giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau tùy vào điều kiện chuyển động của ô tô, có thể đứng yên, chuyển động trên đường bằng, đường dốc, có thể quay vòng hoặc phanh trên các loại đường khác nhau. Trong những điều kiện chuyển động phức tạp như vậy, ô tô cần giữ quỹ đạo chuyển động của nó sao cho không bị lật đổ, không bị trượt, cầu xe không bị lệch trong giới hạn cho phép để đảm bảo cho xe chuyển động an toàn.

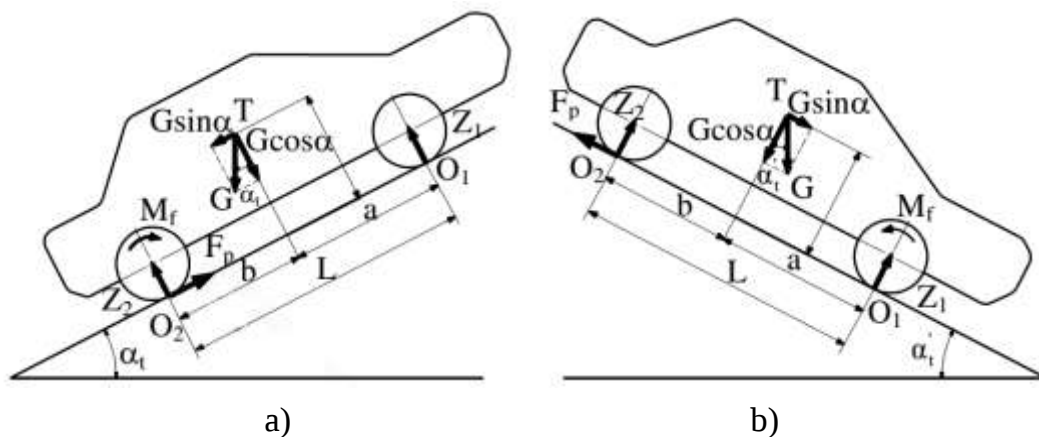
Ở đây ta chỉ nghiên cứu tính ổn định của ô tô để xe không bị lật đổ và trượt khi xe đứng yên trên dốc nghiêng dọc và khi xe chuyển động trên các loại đường khác nhau.

5.2. Tính ổn định dọc của ô tô

5.2.1. Tính ổn định dọc tĩnh

Tính ổn định dọc tĩnh của ô tô là khả năng đảm bảo cho xe không bị lật đổ hoặc bị trượt khi đứng trên đường dốc nghiêng dọc.

Khi ô tô đứng trên dốc nghiêng dọc quay đầu lên sẽ bị tác dụng các lực sau (theo sơ đồ 5.1a)



Hình 5. 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi đứng trên dốc
a. Xe quay đầu lên dốc b. Xe quay đầu xuống dốc

Trọng lượng của ô tô đặt tại trọng tâm xe là G . Do có góc dốc α nên G được phân ra thành hai thành phần $G \cdot \cos \alpha$ và $G \cdot \sin \alpha$

Các phản lực thẳng đứng Z_1, Z_2 ta có $Z_1 + Z_2 = G \cdot \cos \alpha$

Thành phần $G \sin \alpha$ của trọng lượng có xu hướng kéo xe trượt xuống dốc.

Sơ đồ hình 5.1a ứng với xe đứng trên dốc quay đầu lên. Khi góc dốc α tăng dần cho tới lúc bánh xe trước nhấc khỏi mặt đường, lúc đó phản lực $Z_1=0$, xe sẽ bị lật đổ quanh điểm O_2 . Để xác định góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta lập phương trình mô

men của tất cả các lực đối với điểm O_2 rồi rút gọn với $Z_1 = 0$ sẽ được :

$$G.b.\cos\alpha_l - G.h_g.\sin\alpha_l = 0 \quad (5-1)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_l = \frac{b}{h_g} \quad (5-2)$$

Trong đó:

α_l - góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng yên quay đầu lên dốc.

b, h_g - kích thước toạ độ trọng tâm (hình 5.1)

Trường hợp xe đứng trên dốc quay đầu xuống (hình 5.1b) ta cũng làm tương tự bằng cách lấy mô men các lực đối với điểm O_1 , sau đó thay $Z_2 = 0$ và rút gọn ta được

$$\operatorname{tg}\alpha_l = \frac{a}{h_g} \quad (5-3)$$

Trong đó: α_l - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng yên quay đầu xuống dốc.

Qua các biểu thức trên, ta thấy rằng góc dốc giới hạn lật đổ tĩnh chỉ phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm của xe

Khi xe đứng trên dốc, ngoài sự mất ổn định do bị lật đổ, xe còn bị trượt xuống dốc do không đủ lực phanh hoặc do độ bám không tốt giữa bánh xe với mặt đường... Để tránh cho xe không bị trượt xuống dốc người ta thường bố trí hệ thống phanh tay trên xe. Trường hợp khi lực phanh lớn nhất đạt đến giới hạn bám, xe có thể bị trượt xuống dốc. Ta có:

$$P_{p\max} = \varphi.Z_2 = G.\sin\alpha_l \quad (5-4)$$

Trong đó: $P_{p\max}$ - Lực phanh lớn nhất ở bánh xe sau;

φ - Hệ số bám dọc của bánh xe đối với đường

Z_2 - Phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe sau

Giá trị Z_2 xác định theo công thức sau:

$$Z_2 = \frac{G.a.\cos\alpha + G.h_g.\sin\alpha}{L} \quad (5-5)$$

Thay Z_2 vào công thức (5-4) rồi rút gọn ta sẽ xác định được góc dốc giới hạn khi xe đứng trên dốc trượt (trường hợp quay đầu lên)

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-6)$$

Góc dốc giới hạn khi đứng trên dốc quay đầu xuống bị trượt:

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-7)$$

Điều kiện để đảm bảo an toàn cho xe đứng trên dốc là xe bị trượt trước khi bị lật.

Ta có biểu thức:

$$\operatorname{tg}\alpha_t < \operatorname{tg}\alpha_l$$

$$\varphi \frac{a}{L - \varphi h_g} < \frac{b}{h_g}$$

Rút gọn ta được;

$$\varphi < \frac{b}{h_g} \quad (5-8)$$

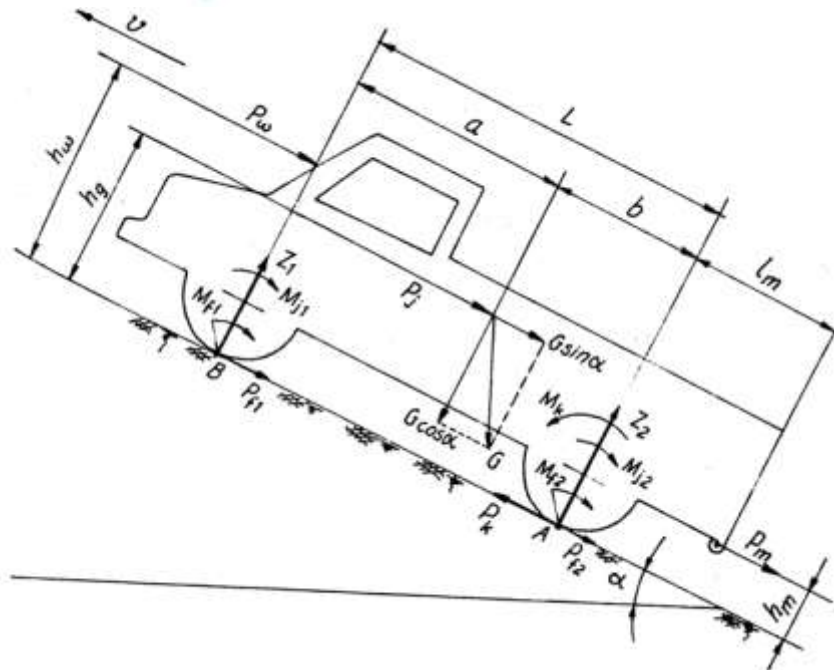
Từ công thức nêu trên ta có nhận xét rằng góc dốc giới hạn khi ô tô đứng trên dốc bị trượt hoặc bị lật đổ chỉ phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm và hệ số bám của bánh xe với mặt đường.

5.2.2. Tính ổn định dọc động

Khi xe ô tô chuyển động trên đường dốc có thể bị mất ổn định (bị lật đổ hoặc bị trượt) dưới tác dụng của các lực và mô men tác dụng lên chúng. Mặt khác khi ô tô chuyển động với tốc độ cao trên đường bằng cũng có thể bị lật đổ. Dưới đây ta sẽ lần lượt xét từng trường hợp xe bị mất ổn định

5.2.2.1. Trường hợp tổng quát

Hình 5.2 trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc, không ổn định có kéo moóc



Hình 5. 2. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc

Ta sử dụng các công thức xác định phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe trước (Z_1) và các bánh xe sau (Z_2) đã nghiên cứu ở **chương 2** ta có:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G \cdot \cos \alpha (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) h_g - P_m \cdot h_m}{L} \\ Z_2 &= \frac{G \cdot \cos \alpha (a + f \cdot r_b) + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g + P_m \cdot h_m}{L} \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

Cách làm cũng tương tự như phần ổn định dọc tĩnh, ta xác định được ngay góc dốc

mà xe bị lật đổ khi chuyển động lên dốc hoặc xuống dốc (trường hợp xe lên dốc ứng với $Z_1 = 0$ và xuống dốc ứng với $Z_2 = 0$)

Để đơn giản ta xét trường hợp ô tô chuyển động ổn định lên dốc, không kéo moóc. Do đó lực quán tính $P_j = 0$, lực kéo moóc $P_m = 0$

Góc dốc giới hạn khi xe bị lật đổ

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - f.r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{h_g} \quad (5-10)$$

5.2.2.2. Trường hợp xe chuyển động lên dốc với tốc độ nhỏ, không kéo moóc và chuyển động ổn định

Trường hợp này $P_j = 0$; $P_m = 0$, ta sẽ xác định được góc được góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ:

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - f.r_b}{h_g} \quad (5-11)$$

Trường hợp xe xuống dốc, góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ được xác định như sau:

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{a + f.r_b}{h_g} \quad (5-12)$$

Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt được xác định như sau:

Khi lực kéo của bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám thì xe bắt đầu trượt. Trị số của lực kéo được xác định như sau:

$$P_{k_{\max}} = P_\varphi = \varphi.Z_2 = G.\sin \alpha_\varphi \quad (5-13)$$

Thay trị số Z_2 ở trên vào biểu thức (5-4) đồng thời coi lực cản lăn nhỏ có thể bỏ qua ta có:

$$P_\varphi = \varphi.Z_2 = \varphi G \frac{(a.\cos \alpha_\varphi + h_g.\sin \alpha_\varphi)}{L} \quad (5-14)$$

Tiếp tục thay (5-14) vào công thức (5-13) rồi rút gọn ta xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt khi chuyển động lên dốc:

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-15)$$

Trong đó:

$P_{k_{\max}}$ - lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động;

P_φ - lực bám của bánh xe chủ động

Điều kiện để đảm bảo cho xe bị trượt trước khi bị lật đổ cũng được xác định như phần ổn định tĩnh

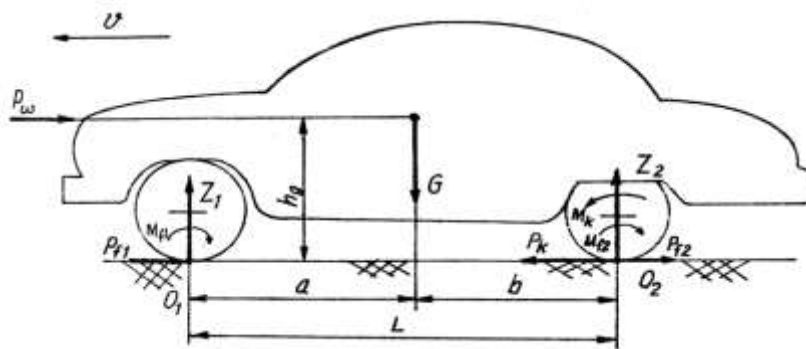
5.2.2.3. Trường hợp xe chuyển động trên đường ngang với vận tốc cao không

kéo moóc

Hình 5.3 trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao

Trong trường hợp này, khi chuyển động với vận tốc cao (như xe du lịch, xe cứu thương...) trên đường tốt nên có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực cản lăn và lực quán tính $P_t = 0$; $P_j = 0$ và $P_m = 0$. Trị số của lực cản không khí rất lớn sẽ gây ra sự lật đổ của xe. Khi ô tô chuyển động với vận tốc đạt tới trị số giới hạn, xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 (O_2 là giao điểm của mặt phẳng thẳng đứng qua tâm trục bánh xe sau với đường) lúc đó hợp lực $Z_1 = 0$

Để xác định vận tốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta sử dụng công thức tính toán Z_1 đã học ở *chương 2* như sau:



Hình 5. 3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao

$$Z_1 = \frac{G.b - P_{\omega}.h_g}{L} \quad (5-16)$$

Thay trị số lực cản không khí $P_{\omega} = k.F.v^2$ rồi rút gọn, ta xác định được vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ:

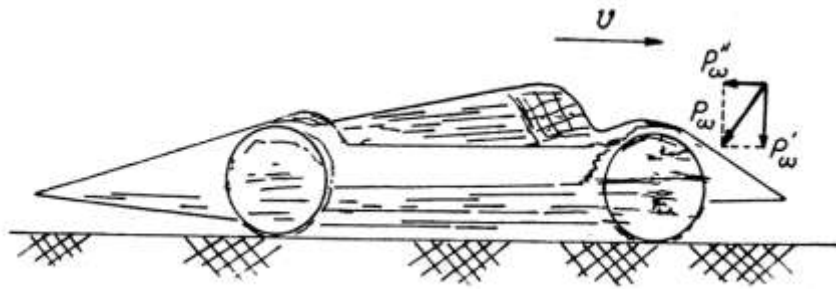
$$v_n = 3,6 \sqrt{\frac{G.b}{k.F.h_g}} \quad (5-17)$$

Trong đó : v - là vận tốc của xe tính theo km/h;

v_n - vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ tính theo km/h

Từ biểu thức (5-17) ta có nhận xét rằng vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ phụ thuộc vào trọng tâm của xe và nhân tố cản không khí. Vì vậy để tăng tính ổn định của xe khi thiết kế người ta thường tìm cách hạ thấp trọng tâm của xe.

Mặt khác một số loại xe đặc biệt như xe đua, người ta làm cho phía trước xe có hình dạng đặc biệt để một thành phần của lực cản không khí P_{ω} (phản lực P_{ω}) có tác dụng ép bánh xe xuống mặt đường tăng tính ổn định của xe (hình 5.4)



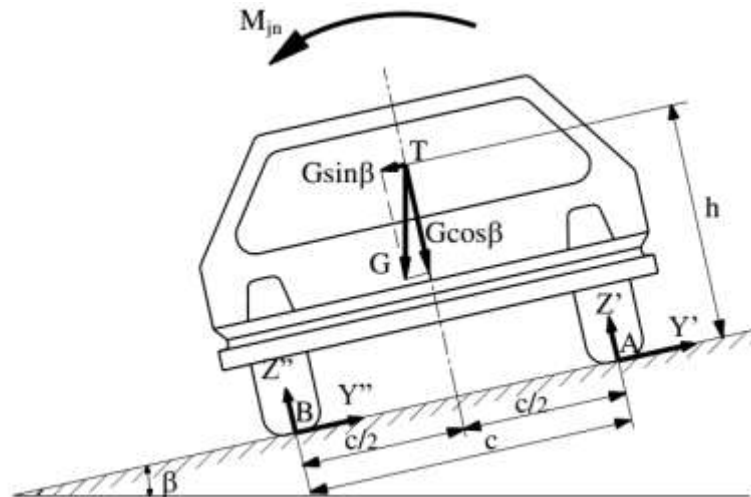
Hình 5.4. Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao

5.3. Tính ổn định ngang của ô tô

5.3.1. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Hình (5.5) trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động đường nghiêng ngang không kéo moóc. Trường hợp này giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mô men tác dụng lên ô tô gồm:

- β là góc nghiêng ngang của đường
- Trọng lượng của ô tô G phân ra thành hai thành phần theo góc nghiêng β
- Mô men của các lực quán tính tiếp tuyến M_{jn} tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định
- Các phản lực Z', Z'' và Y', Y''



Hình 5.5. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Dưới tác dụng của các lực và mô men, khi góc β tăng dần tới góc giới hạn, xe bị lật qua điểm A (A là giao điểm của mặt phẳng thẳng đứng qua tâm trục bánh xe bên trái và mặt đường), lúc đó phản lực $Z = 0$. từ công thức tính phản lực đã học ở **chương 2** ta có:

$$Z'' = \frac{G \frac{c}{2} \cos \beta_d - G h_g \sin \beta_d - M_{jn}}{c} = 0 \quad (5-18)$$

Trong công thức (5-18) ta coi $M_{jn} \approx 0$ vì trị số nhỏ có thể bỏ qua từ đó ta có thể xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{c}{2h_g} \quad (5-19)$$

Trong đó:

β_d - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ

Khi chất lượng bám của xe với mặt đường không tốt, xe cũng có thể bị trượt trên đường nghiêng. Để xác định góc giới hạn khi xe bị trượt, ta lập phương trình hình chiếu các lực lên mặt phẳng song song với đường:

$$G \sin \beta_\phi = Y' + Y'' = \varphi_y (Z'' + Z') = \varphi_y G \cos \beta_\phi \quad (5-20)$$

Trong đó:

β_ϕ - góc dốc giới hạn mà xe bị trượt

φ_y - hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường

Rút gọn công thức trên ta được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt

$$\operatorname{tg} \beta_\phi = \varphi_y \quad (5-21)$$

Điều kiện để xe bị trượt trước khi bị lật đổ khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

$$\operatorname{tg} \beta_\phi < \operatorname{tg} \beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{c}{2h_g} \quad (5-22)$$

Trường hợp ô tô đứng yên trên đường nghiêng ngang, bằng cách tương tự như trên ta cũng xác định được góc nghiêng giới hạn mà tại đó bị lật hoặc bị trượt.

Góc dốc giới hạn bị lật khi chuyển động trên đường nghiêng ngang:

$$\operatorname{tg} \beta_t = \frac{c}{2h_g} \quad (5-23)$$

Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\operatorname{tg} \beta_\phi = \varphi_y \quad (5-24)$$

Điều kiện để xe trượt trước khi bị lật

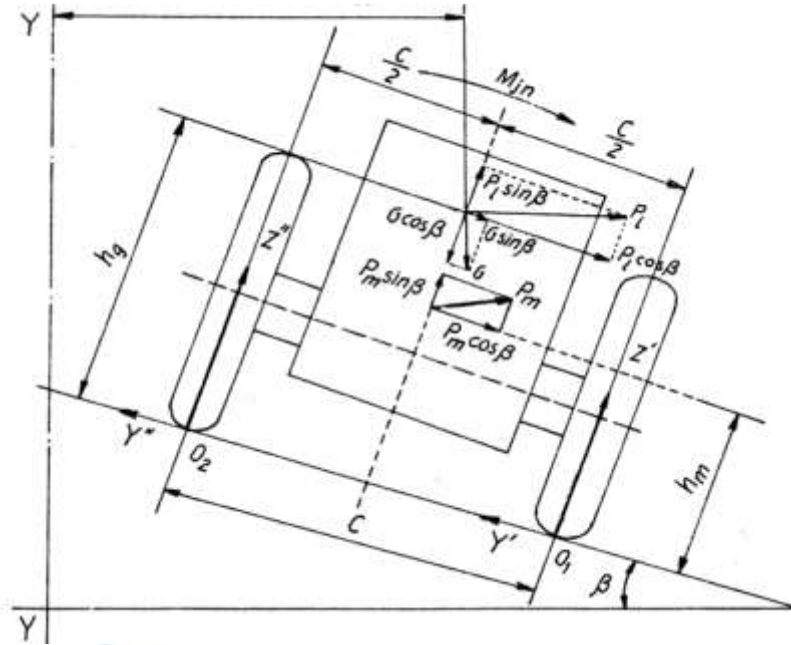
$$\operatorname{tg} \beta_\phi < \operatorname{tg} \beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{c}{2h_g} \quad (5-25)$$

5.3.2. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

5.3.2.1. Theo điều kiện lật đổ

Khi xe quay vòng, ngoài các lực tác dụng giống như phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_L đặt tại trọng tâm xe (hình 5.6) có trục quay là YY và lực kéo ở moóc là P_m . Trường hợp này coi phương của lực P_m tác dụng theo phương nằm ngang. Các lực P_L và P_m đều được phân ra thành hai thành phần do góc nghiêng β . Khi góc β

tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_b xe bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua O_1 (là giao tuyến giữa mặt phẳng đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) ứng với vận tốc tới hạn và hợp lực $Z'' = 0$



Hình 5. 6. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Sử dụng công thức đã xác định chương 2, mặt khác ta thay trị số của lực ly tâm

$P_L = \frac{G.v_l^2}{gR}$ vào công thức rồi rút gọn ta có:

$$v_n^2 = \frac{\left[G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) - P_m \left(h_m \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right) \right] gR}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)} \quad (5-26)$$

Trong trường hợp ô tô không kéo móc $P_m = 0$ ta xác định được vận tốc tới hạn khi xe bị lật như sau:

$$v_n^2 = \frac{G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) gR}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)} \quad (5-27)$$

Rút gọn ta có:

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) gR}{\left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)}}$$

hay

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2} h_g - \operatorname{tg} \beta_d\right) g R}{1 + \frac{C}{2} h_g \operatorname{tg} \beta_d}} \quad (5-28)$$

Trong đó:

β_d - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ

R - bán kính quay vòng của xe

v - vận tốc chuyển động quay vòng

v_n - vận tốc tới hạn (vận tốc nguy hiểm)

g - gia tốc trọng trường

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ là:

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2} h_g + \operatorname{tg} \beta_d\right) g R}{1 - \frac{C}{2} h_g \operatorname{tg} \beta_d}} \quad (5-29)$$

5.3.2.2. Theo điều kiện bị trượt bên

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt bên dưới tác dụng của thành phần lực $G \sin \beta$ và $P_L \cos \beta$ do điều kiện bám ngang của bánh xe với mặt đường không đảm bảo

Để xác định vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên ta cũng làm tương tự như phần trên bằng cách sử dụng phương trình hình chiếu và rút gọn ta được:

$$P_L \cos \beta_\varphi + G \sin \beta_\varphi = Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') = \varphi_y (G \cos \beta_\varphi - P_L \sin \beta_\varphi)$$

Thay trị số của P_L và rút gọn ta được vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y \cos \beta_d - \sin \beta_d) g R}{(\cos \beta_d + \varphi_y \sin \beta_d)}}$$

hay

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y - \operatorname{tg} \beta_d) g R}{(1 + \varphi_y \operatorname{tg} \beta_d)}} \quad (5-30)$$

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y + \operatorname{tg} \beta_d) g R}{(1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta_d)}} \quad (5-31)$$

Trường hợp xe quay vòng trên đường nằm ngang thì vận tốc tới hạn để xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{\varphi_y g R} \quad (5-32)$$

Trong đó: β_ϕ - góc dốc giới hạn ứng với vận tốc tới hạn

ϕ_y - hệ số bám ngang của bánh xe với mặt đường

Qua các công thức được trình bày ở trên, có thể nhận xét rằng góc dốc giới hạn và vận tốc nguy hiểm mà tại đó xe bị lật đổ hoặc bị trượt bên khi chuyển động trên đường nghiêng ngang phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm, bán kính quay vòng và hệ số bám ngang của bánh xe với mặt đường

Ngoài ra khi xe chuyển động còn mất ổn định ngang do ảnh hưởng của các yếu tố khác như lực gió ngang, đường mấp mô và do phanh trên đường trơn...

Để nghiên cứu trường hợp bánh xe chủ động chịu lực gió ngang P_y ta sử dụng sơ đồ hình 5.7. Bánh xe lăn sẽ chịu tác dụng của các lực và mô men M_k ; G_b ; P_x ; P_k ; P_y và các phản lực Z , Y

Theo sơ đồ hình 5.7 ta biết R là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến P_k và lực ngang Y (do P_y tác dụng). Hợp lực R có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường qua trục bánh xe và được xác định theo công thức:

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (5-33)$$

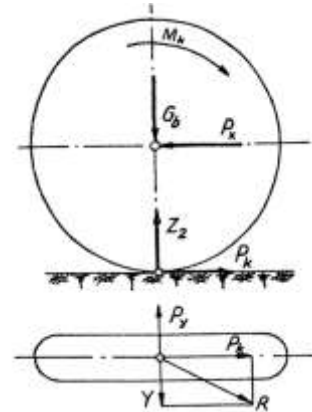
Theo điều kiện bám $R = R_{\max} = \phi \cdot G_b$ và phản lực ngang cũng đạt giá trị cực đại

$$Y = Y_{\max}$$

Thay giá trị của $Y_{\max}$ và $R_{\max}$ vào (5-33) ta có:

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\phi G_b)^2 - P_k^2} \quad (5-34)$$

Theo công thức (5-34) ta thấy lực kéo P_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực kéo P_k và lực phanh P_p đạt đến giá trị giới hạn thì $Y_{\max} = 0$. Do đó chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt. Sự trượt này sẽ dẫn đến hiện tượng quay vòng thiếu (khi bánh xe trước xảy ra sự trượt) hoặc quay vòng thừa (khi bánh xe sau trượt). Hiện tượng quay vòng thừa rất nguy hiểm khi xe có lực ngang tác dụng



Hình 5. 7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Phân tích tính ổn định dọc của ô tô
2. Phân tích tính ổn định ngang của ô tô
3. Xác định góc dốc giới hạn mà tại đó ô tô bị lật đổ hay bị trượt trong những điều kiện chuyển động khác nhau.
4. Xác định vận tốc giới hạn mà tại đó ô tô bị lật đổ hay bị trượt trong những điều kiện chuyển động khác nhau.

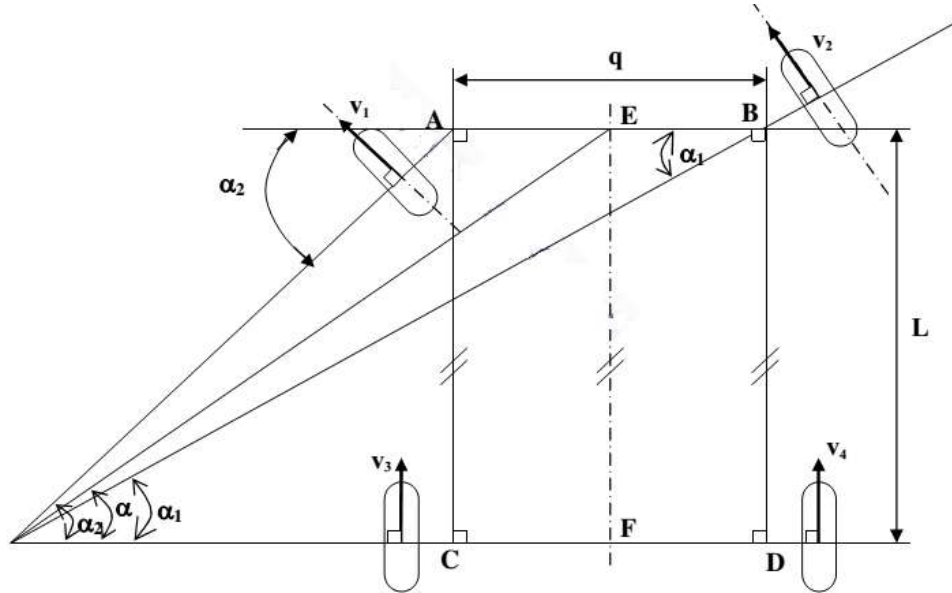
Chương 6

TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

6.1. Động học và động lực học quay vòng của ô tô

Để thực hiện việc quay vòng của ô tô người ta sử dụng các biện pháp sau:

- Biện pháp thứ nhất: Quay vòng các bánh xe dẫn hướng phía trước. Biện pháp này được sử dụng phổ biến cho xe du lịch và xe vận tải.
- Biện pháp thứ hai: Quay vòng cả bánh xe dẫn hướng phía trước và phía sau. Biện pháp này sử dụng cho một số xe đặc chủng.



Hình 6. 1. Sơ đồ động học quay vòng của ô tô khi bỏ qua biến dạng ngang

Để hiểu được động học và động lực học của ô tô có hai trục và hai bánh dẫn hướng phía trước, chúng ta cần nghiên cứu trên hình 6.1

Về lý thuyết khi xe vào đường vòng để đảm bảo cho các bánh dẫn hướng không bị trượt lết hoặc quay trơn thì đường vuông góc với các véc tơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe cần phải gặp nhau tại một điểm, điểm đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O trên hình 6.1)

Cũng từ sơ đồ trên hình 6.1 ta rút ra được biểu thức về mối quan hệ các góc quay của hai bánh xe dẫn hướng để chúng không bị trượt khi chúng vào đường vòng:

$$\cotg\alpha_1 - \cotg\alpha_2 = B/ L \quad (6-1)$$

Trong đó:

α_1, α_2 - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng

B - khoảng cách giữa hai đường tâm trụ quay đứng

L - chiều dài cơ sở của xe

Từ biểu thức (6-1) ta có thể xây dựng đường cong lý thuyết $\alpha_1 = f(\alpha_2)$ như hình (6.2)

Như vậy về mặt lý thuyết để cho bánh xe dẫn hướng lăn không trượt khi xe vào đường vòng thì điều kiện cần thiết thì hiệu cotg các góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong phải luôn bằng hằng số B/L.

Trong thực tế để tạo được mối liên kết động học quay vòng giữa các bánh xe dẫn hướng, trên các xe ô tô người ta thường sử dụng một hệ thống các khâu-khớp để tạo nên hình thang lái.

Hình thang lái đơn giản về mặt kết cấu nhưng không không đảm bảo được mối quan hệ hoàn toàn chính xác giữa các góc quay

vòng của hai bánh xe dẫn hướng như nêu trong biểu thức (6-1).

Mức độ sai khác này phụ thuộc vào việc lựa chọn kích thước của các khâu tạo nên hình thang lái. Trên hình (6.2) biểu thị một ví dụ về đường cong thực tế $\alpha_1 = f(\alpha_2)$

Từ sơ đồ trên hình (6.1) ta lần lượt xác định được các thông số đặc trưng cho mối quan hệ động học và động lực học quay vòng của ô tô.

6.1.1 Bán kính quay vòng

$$R = \frac{L}{\tan \alpha} \quad (6-2)$$

Trong đó: α - góc quay vòng của xe

Trường hợp tất cả các bánh xe đều là bánh dẫn hướng thì ứng với cùng một góc quay vòng α , bán kính quay vòng của xe sẽ giảm đi một nửa:

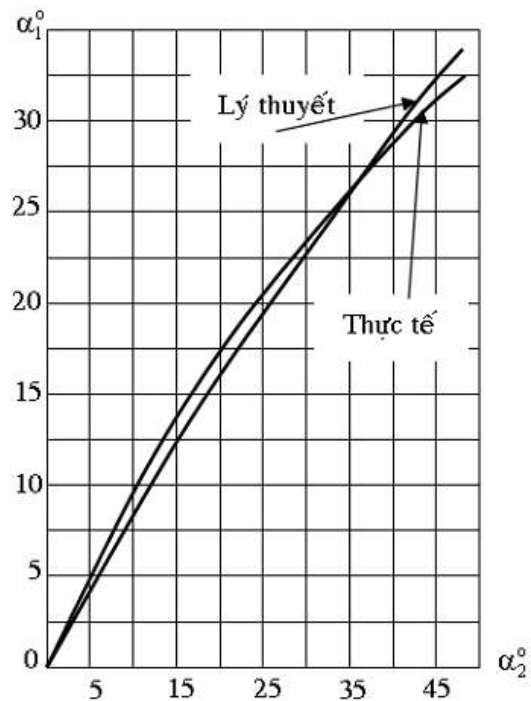
$$R = \frac{L}{2 \tan \alpha} \quad (6-3)$$

6.1.2 Vận tốc góc quay vòng của xe

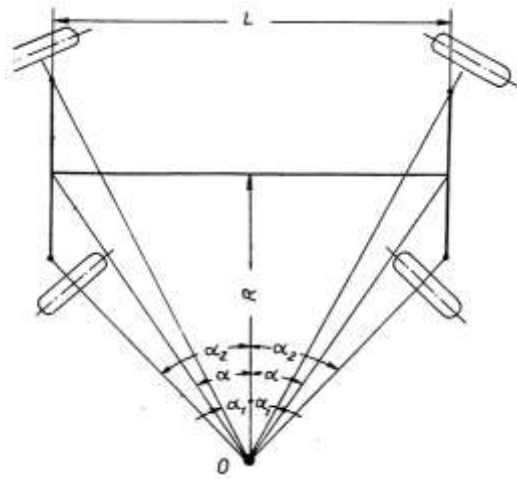
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\tan \alpha}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (6-4)$$

Từ sơ đồ hình (6-1) ta có:

$$\cos \alpha = \frac{R}{\sqrt{L^2 + R^2}} \quad (6-5)$$



Hình 6. 2. Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ động học giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng



Hình 6.3. Sơ đồ quay vòng của ô tô có bốn bánh dẫn hướng
Thay các giá trị tương ứng từ biểu thức (6-2) và (6-5) vào biểu thức (6-4) ta được:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R} \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] \quad (6-6)$$

6.1.3. Gia tốc tại trọng tâm của xe khi vào đường vòng

Gia tốc tác dụng dọc theo trục của ô tô j_x và vuông góc với nó j_y (tại trọng tâm C của xe) được xác định như sau:

- Gia tốc j_A của tâm trục sau ô tô (điểm A trên hình 6-4) là tổng của gia tốc hướng tâm j_A^{cto} và tiếp tuyến j_A^{to} đối với tâm quay tức thời O:

$$j_A = j_A^{do} + j_A^{to} = R\omega^2 + R \frac{d\omega}{dt} = R\omega^2 + \frac{dv}{dt} \quad (6-7)$$

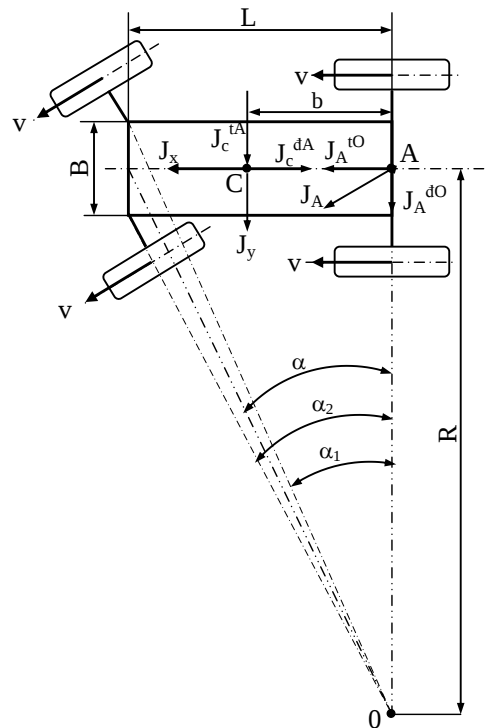
- Cách làm tương tự ta xác định gia tốc của trọng tâm xe j_C đối với tâm trục sau A:

$$j_C = j_C^{dA} + j_C^{tA} = b\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \quad (6-8)$$

- Như vậy gia tốc J_x và j_y tại trọng tâm của xe được xác định như sau:

$$j_x = j_A^{to} - j_C^{dA} = \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \quad (6-9)$$

$$j_y = j_C^{cto} + j_C^{tA} = R\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \quad (6-10)$$



Hình 6.4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng trái

6.1.4. Lực quán tính khi xe vào đường vòng

Lực quán tính tác dụng dọc theo trục của ô tô (tại C)

$$P_{jx} = m.j_x = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right) = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - b \frac{v^2}{R^2} \right) \quad (6-11)$$

Lực quán tính tác dụng vuông góc với trục dọc của ô tô (tại C)

$$P_{jy} = m \cdot j_y = \frac{G}{g} \left(R\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \right) = \frac{G}{gR} \left\{ \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] b + v^2 \right\} \quad (6-12)$$

Trường hợp ô tô chuyển động đều trên một quỹ đạo tròn ($\frac{dv}{dt} = 0, \alpha = \text{const}$), ta có:

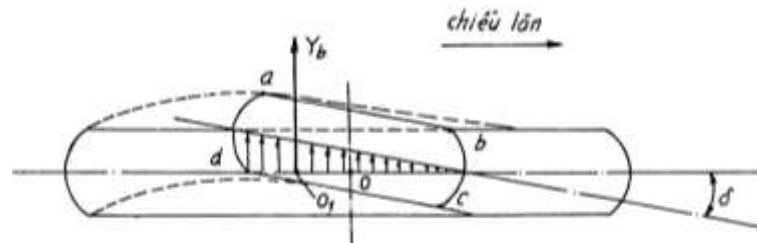
$$P_{jx} = - \frac{Gbv^2}{gR^2} \quad (6-13)$$

$$\text{Và} \quad P_{jy} = \frac{Gv^2}{gR} \quad (6-14)$$

Như vậy, trường hợp ô tô chuyển động đều trên một quỹ đạo tròn thì ngoài khối lượng, các lực li tâm đặt tại trọng tâm của xe phụ thuộc rất lớn vào vận tốc tịnh tiến của xe trên đường vòng

6.2. Ảnh hưởng độ đàn hồi của lốp tới tính năng quay vòng của ô tô

Phần trên, khi nghiên cứu động học và động lực học quay vòng của ô tô ta không tính đến độ đàn hồi bên của lốp. Hiện nay trên hầu hết các ô tô du lịch và vận tải người ta sử dụng loại lốp có áp suất thấp, vì vậy cần nghiên cứu ảnh hưởng của nhân tố này tới tính năng quay vòng và tính an toàn chuyển động của xe.

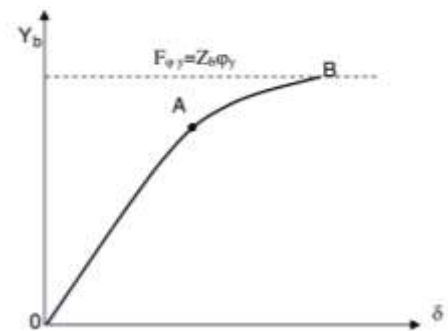


Hình 6.5. Sơ đồ bánh xe lăn khi lốp bị biến dạng bên

Trên hình 6.5 phần diện tích **abcd** biểu thị vết tiếp xúc của lốp với mặt đường khi bánh xe lăn và chịu tác dụng của lực bên Y_b đặt tại trục của bánh xe. Giả sử lực bên Y_b chưa vượt quá lực bám ngang của lốp với mặt đường thì sẽ xảy ra hiện tượng lệch bên của lốp và tiếp xúc của lốp với mặt phẳng sẽ bị lệch đi một góc δ với mặt phẳng quay của bánh xe, người ta gọi góc này là góc lăn lệch của bánh xe khi có lực ngang tác động

Mối quan hệ giữa phản lực bên Y_b ở khu vực tiếp xúc của lốp với mặt đường (lực ngang Y) và góc lăn lệch của bánh xe δ được biểu thị bằng đồ thị trên hình 6.5

Đoạn thẳng OA tương ứng với sự lệch tĩnh của lốp (không có sự trượt bên) đoạn cong AB đặc trưng cho sự trượt cục bộ từ lúc bắt đầu (điểm A) tới khi trượt hoàn toàn (điểm B) tại thời điểm này (điểm B), lực bên Y_b đạt tới giá trị của lực bám ngang của lốp với mặt đường:



Hình 6.6. Đồ thị quan hệ giữa phản lực bên Y_b và góc lăn lệch δ của bánh xe