

Chương 1: LỰC VÀ MÔ MEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ TRONG QUÁ TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

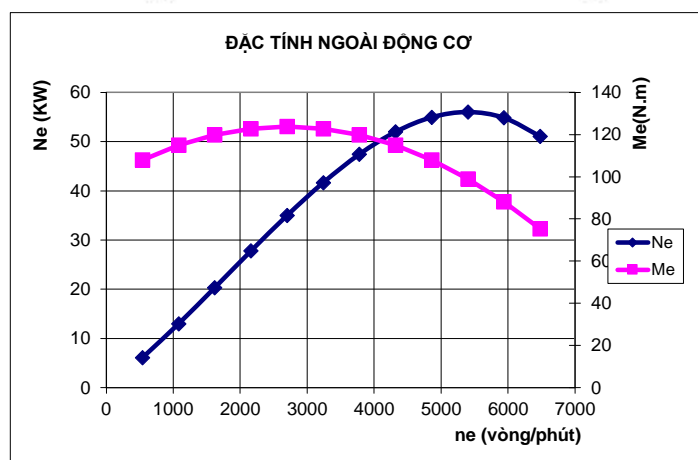
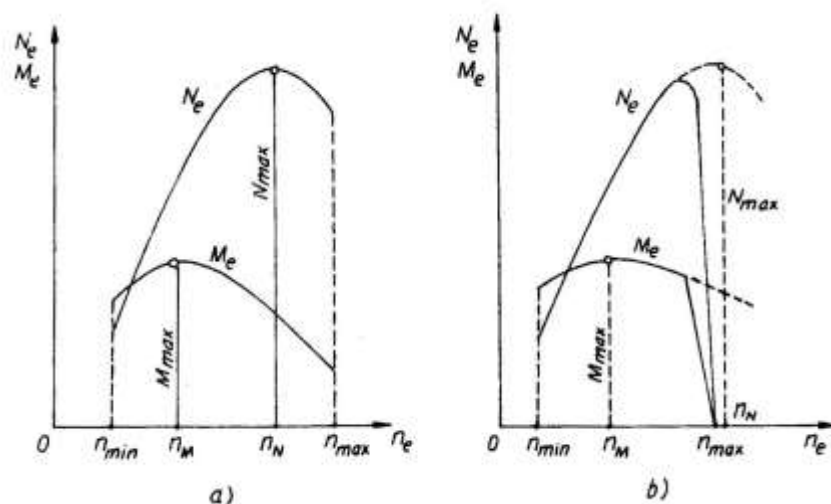
1.1. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

Đường đặc tính tốc độ của động cơ là các đồ thị biểu thị sự phụ thuộc của công suất có ích N_e , mô men xoắn có ích M_e , tiêu hao nhiên liệu trong 1 giờ và suất tiêu hao nhiên liệu g_e theo số vòng quay n hoặc theo tốc độ góc ω của trục khuỷu.

Có hai loại đường đặc tính tốc độ của động cơ:

- Đường đặc tính tốc độ cục bộ.
- Đường đặc tính tốc độ ngoài, gọi tắt là đường đặc tính ngoài của động cơ.

Đường đặc tính ngoài nhận được khi lượng nhiên liệu cấp cho động cơ là cực đại, tức là bướm ga mở hoàn toàn đối với động cơ xăng hoặc thanh răng của bơm cao áp ứng với chế độ cấp nhiên liệu hoàn toàn đối với động cơ diesel. Còn nếu bướm ga hoặc thanh răng bơm cao áp ở các vị trí trung gian thì ta nhận được đường đặc tính cục bộ.



Hình 1.1. Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ xăng
a. Không hạn chế số vòng quay; b. Có hạn chế số vòng quay; c. Ví dụ

Số vòng quay n_{\min} của trục khuỷu là số vòng quay nhỏ nhất mà động cơ có thể làm việc ổn định ở chế độ toàn tải. Khi tăng số vòng quay thì công suất và mô men tăng lên. Mô men xoắn đạt giá trị cực đại M_{\max} ở số vòng quay n_M và công suất đạt giá trị cực đại N_{\max} tại số vòng quay n_N . Động cơ làm việc chủ yếu ở trong vùng $n_M - n_N$.

Khi tăng số vòng quay của trục khuỷu lớn hơn giá trị n_N thì công suất sẽ giảm, chủ yếu là do sự nạp hỗn hợp khí kém và do tăng số vòng quay sẽ làm tăng tải trọng động gây hao mòn nhanh các chi tiết.

Hình 1.1.b là đường đặc tính ngoài của động cơ xăng có bộ phận hạn chế tốc độ của động cơ. Bộ phận này có tác dụng làm giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ do đó công suất và mô men của động cơ giảm, số vòng quay của trục khuỷu sẽ ít hơn giá trị n_N .

Đối với động cơ diesel thì thường trang bị bộ điều tốc để cho động cơ làm việc ở vùng có suất tiêu hao nhiên liệu ít nhất. Ở hành trình không tải, động cơ có số vòng quay chạy không n_{ck} , khi xuất hiện tải thì bộ điều tốc sẽ tăng lượng nhiên liệu cung cấp vào trong xi lanh của động cơ, nhờ vậy công suất và mô men của động cơ tăng lên, đồng thời số vòng quay của trục khuỷu giảm đi. Thanh răng của bơm cấp áp sẽ dịch chuyển đến vị trí tính toán nhất định tương ứng với điểm tiêu hao nhiên liệu ít nhất.

Công suất cực đại của động cơ khi làm việc có bộ điều tốc gọi là công suất định mức của động cơ N_n , mô men xoắn ứng với công suất đó gọi là mô men định mức M_n .

Khi không có đường đặc tính ngoài của động cơ bằng thực nghiệm, ta có thể xây dựng đường đặc tính nhờ công thức kinh nghiệm của Lây-Đécman.

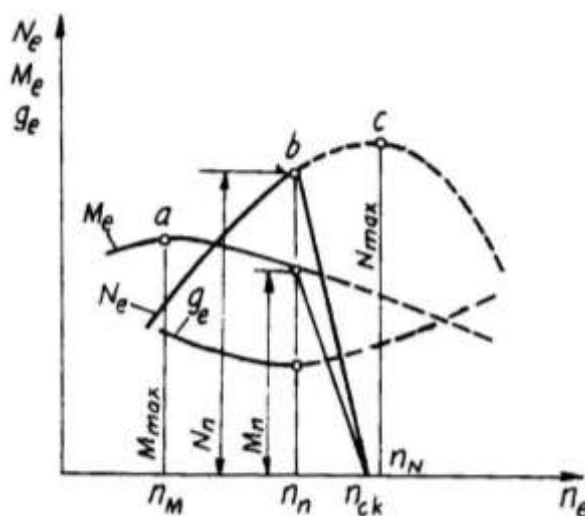
Công thức Lây-Đécman có dạng như sau:

$$N_e = N_{\max} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$$

Trong đó:

- N_e, n_e : công suất hữu ích của động cơ và số vòng quay của trục khuỷu ứng với một điểm bất kì của đồ thị đặc tính ngoài.

- N_{\max}, n_N : công suất có ích cực đại và số vòng quay ứng với công suất nói trên.



Hình 1.2. Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ diesel

- n_{emax} : số vòng quay lớn nhất ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô.

$$n_{\text{emax}} = \lambda \cdot n_N$$

- a, b, c: hệ số xác định bằng thực nghiệm

Bảng 0.1 Các hệ số thực nghiệm Lây- Đec-man

Loại động cơ	a	b	c
Động cơ xăng	1	1	1
Động cơ diesel buồng cháy thống nhất	0,87	1,13	1
Động cơ diesel buồng cháy ngăn cách	0,6	1,4	1
Động cơ diesel buồng cháy xoáy lốc	0,7	1,3	1

Cho các trị số n_e khác nhau, dựa theo công thức trên ta sẽ tính được N_e tương ứng và từ đó xây dựng được đồ thị $N_e = f(n_e)$

Từ đó ta xác định được giá trị mô men xoắn của động cơ ứng với các tốc độ khác nhau.

$$M_e = \frac{10^4 N_e}{1,047 n_e}$$

$$N_e = \omega_e \cdot M_e$$

1.2. TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

$$i_t = \frac{n_e}{n_b} = \frac{\omega_e}{\omega_b}; \quad \omega_e = \frac{2\pi n_e}{60}$$

Trong đó:

n_e, n_b - Tốc độ của động cơ và bánh xe.

ω_e, ω_b - Vận tốc góc của động cơ và bánh xe.

Nếu xét về kết cấu bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô thì:

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o$$

i_h - Tỷ số truyền của hộp số chính.

i_p - Tỷ số truyền của hộp số phụ (nếu có).

i_o - Tỷ số truyền của truyền lực chính.

Tỷ số truyền i_t của hệ thống truyền lực phụ thuộc vào i_h, i_p , khi i_h, i_p thay đổi thì i_t cũng thay đổi theo.

1.3. CÔNG SUẤT CỦA ĐỘNG CƠ TRUYỀN ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ

ĐỘNG

Công suất của động cơ truyền đến bánh xe chủ động sẽ bị tổn thất do ma sát của các chi tiết trong hệ thống truyền lực và do lực cản chuyển động của dầu bôi trơn. Do vậy, công suất truyền đến các bánh xe chủ động sẽ là:

$$N_k = N_e - N_t$$

Trong đó:

N_k - Công suất truyền đến bánh xe chủ động.

N_e - Công suất của động cơ.

N_t - Công suất tiêu hao do ma sát và do khuấy dầu ở hệ thống truyền lực.

1.4. HIỆU SUẤT CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

- Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

$$\eta_t = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_e - N_t}{N_e} = 1 - \frac{N_t}{N_e} < 1$$

- Hiệu suất của hệ thống truyền lực η_t phụ thuộc vào nhiều thông số và phụ thuộc vào điều kiện làm việc của ô tô trong quá trình hoạt động như: chế độ tải trọng, vận tốc chuyển động của ô tô, độ nhớt của dầu bôi trơn, chất lượng chế tạo chi tiết...

Hiệu suất η_t có thể xác định như sau:

$$\eta_t = \eta_{lh} \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_o$$

Trong đó:

η_{lh} - Hiệu suất của ly hợp. ($\eta_{lh}=1$)

η_{hs} - Hiệu suất của hộp số.

η_{cd} - Hiệu suất của truyền động các đăng.

η_o - Hiệu suất của truyền lực chính.

Thông thường thì hiệu suất truyền lực η_t được xác định bằng thực nghiệm.

Loại ô tô	η_t
Ô tô du lịch	0,93
Ô tô tải có truyền lực chính 1 cấp	0,89
Ô tô tải có truyền lực chính 2 cấp (kép)	0,85

1.5. MÔ MEN XOẺN Ở BÁNH XE CHỦ ĐỘNG M_k VÀ LỰC KÉO TIẾP TUYẾN P_k

a. Khi chuyển động ổn định

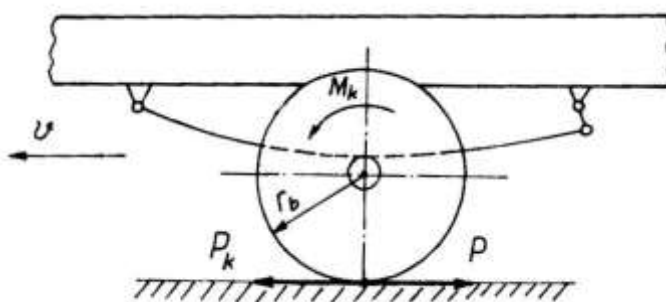
Mô men xoắn M_k của bánh xe chủ động tác dụng vào mặt đường một lực P ngược chiều chuyển động của ô tô.

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t$$

Nhờ tác dụng hỗ tương giữa mặt đường và bánh xe mà bánh xe sẽ chịu 1 lực P_k tác dụng và có giá trị tương đương với P có chiều cùng chiều chuyển động của ô tô. Lực P_k này được gọi là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động. Do đó, lực P_k là phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động với chiều cùng chiều chuyển động của ô tô, nhờ lực kéo P_k mà ô tô có thể thắng được các lực cản chuyển động để có thể chạy trên đường. Lực P_k được tính theo công thức sau đây:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_k}$$

Trong đó r_k bán kính đặt lực P_k do sai số không lớn nên có thể lấy $r_k \approx r_b$, mặt khác do điều kiện làm việc của lớp xe với mặt đường nên $r_b = \lambda_b \cdot r_k$



Hình 1.3. Lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động

λ_b - hệ số kể đến sự biến dạng của lốp.

Lốp có áp suất thấp: $\lambda_b = 0,93 \div 0,935$

Lốp có áp suất cao: $\lambda_b = 0,945 \div 0,950$

r_b - bán kính làm việc bánh xe.

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot \eta_t}{r_b}$$

b. Khi chuyển động không ổn định

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t - I_e \cdot \varepsilon_e \cdot i_t \cdot \eta_t - \sum I_n \cdot \varepsilon_n \cdot i_n \cdot \eta_n - \sum I_b \cdot \varepsilon_b$$

Trong đó:

- I_e : Mô men quán tính của bánh đà động cơ và các chi tiết quay khác động cơ quy dẫn về trục khuỷu.
- I_n : mô men quán tính của chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực đối với trục quay của chính nó.

- I_b : mô men quán tính của một bánh xe chủ động nào đó đối với trục quay của nó.
- $\varepsilon_e, \varepsilon_n, \varepsilon_b$: lần lượt là gia tốc góc của trục khuỷu động cơ, chi tiết quay thứ n, và của bánh xe chủ động.
- i_t : tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.
- i_n tỷ số truyền của chi tiết quay thứ n nào đó trong hệ thống truyền lực so với bánh xe chủ động.
- η_t, η_n : hiệu suất của hệ thống truyền lực và chi tiết quay thứ n nào đó đến bánh xe chủ động.

Gia tốc góc được xác định như sau:

$$\varepsilon_e = \varepsilon_b \cdot i_t = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} \cdot i_t = j \cdot \frac{i_t}{r_b}$$

$$\varepsilon_n = \varepsilon_b \cdot i_n = \frac{d\omega_n}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} \cdot i_n = j \cdot \frac{i_n}{r_b}$$

$$\varepsilon_e = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} \cdot i_t = j \cdot \frac{1}{r_b}$$

1.6. HỆ SỐ BÁM GIỮA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG VỚI MẶT ĐƯỜNG

1.6.1. Lực bám và hệ số bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường

Để ô tô có thể chuyển động được thì ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường phải có độ bám nhất định và được đặc trưng bởi hệ số bám φ . Nếu hệ số bám φ thấp thì bánh xe có thể bị trượt quay khi có mô men xoắn lớn truyền từ động cơ đến các bánh xe chủ động, nghĩa là ô tô không thể tiến về phía trước được.

Hệ số bám φ là tỷ số giữa lực kéo tiếp tuyến cực đại P_{kmax} sinh ra tại điểm tiếp xúc và tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động, đó chính là trọng lượng bám G_φ

$$\text{Do đó hệ số bám } \varphi = \frac{P_{kmax}}{G_\varphi}$$

Chú ý: Lực kéo P_k được xác định bằng công thức trên là theo khả năng của động cơ, nhưng lực kéo này ô tô có thể sử dụng hết hay không còn phụ thuộc vào khả năng bám giữa bánh xe với mặt đường. Do vậy lực kéo tiếp tuyến cực đại P_{kmax} phát sinh theo điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường khi ô tô chuyển động cụ thể là:

$$P_{k\max} = \varphi \cdot G_{\varphi}$$

Gọi Z là phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động trong điều kiện ô tô trên đường bằng phẳng thì $Z = G_{\varphi}$.

Do đó lực bám xác định theo:

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot Z.$$

Để ô tô có thể chuyển động được có nghĩa là bánh xe không bị trượt quay thì:

$$P_k \leq P_{k\max} \leq P_{\varphi}$$

Tương đương:

$$\frac{M_{k\max}}{r_b} \leq \varphi \cdot Z$$

Tổng quát: Nếu ô tô chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng thì ở vùng tiếp xúc của bánh xe chủ động có các lực tiếp tuyến X và phản lực ngang Y của mặt đường tác dụng lên bánh xe thì điều kiện để bánh xe chủ động không bị trượt là

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq P'_{\varphi}$$

$$\text{và } P'_{\varphi} = \varphi' \cdot Z$$

φ' : Hệ số bám của bánh xe chủ động với mặt đường theo hướng véc tơ hợp lực của X và Y .

1.6.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

1. Vật liệu chế tạo bề mặt đường và lớp
2. Tình trạng mặt đường và kết cấu dạng hoa lốp.
3. Áp suất trong của lốp (Hình 1.4.a)

Khi tăng áp suất của lốp thì hệ số bám lúc đầu tăng lên rồi sau đó lại giảm xuống. Giá trị hệ số bám cực đại sẽ tương ứng với áp suất được khuyến để dùng cho lốp đó.

4. Tốc độ chuyển động của ô tô (Hình 1.4.b)

Khi tăng tốc độ chuyển động thì hệ số bám giảm từ từ theo dạng đường cong.

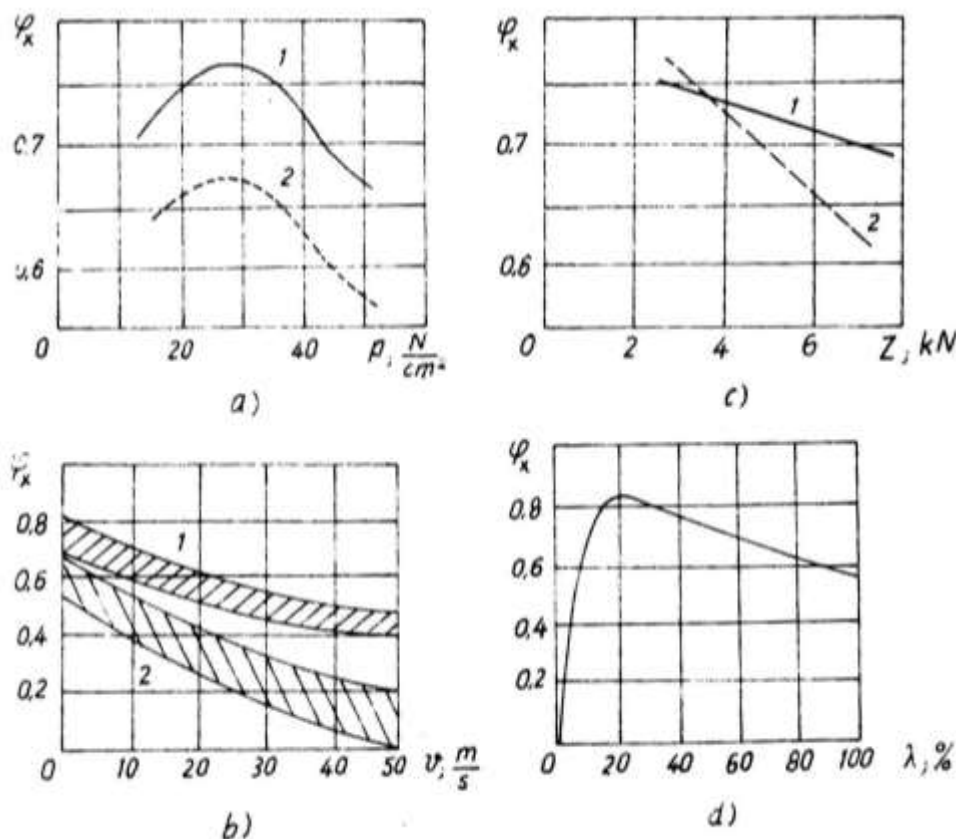
5. Tải trọng thẳng đứng.

Khi tăng tải trọng thẳng đứng thì hệ số bám giảm đi một ít và đồ thị có dạng tuyến tính.

6. Độ trượt của bánh xe chủ động với mặt đường.

Khi tăng độ trượt của bánh xe chủ động thì hệ số bám ban đầu tăng lên nhanh chóng và đạt cực đại trong khoảng độ trượt (15÷25)%. Khi tiếp tục tăng độ trượt thì hệ số bám giảm, khi $s = 100\%$ thì φ giảm (20÷30)% so với cực đại. Đối với đường ướt thì giảm đến (50÷60)%.

Đối với hệ số bám ngang thì cũng chịu tác dụng tương tự của các yếu tố trên. Giá trị trung bình có bảng tra.



Hình 1.4. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

1. Đường khô, 2. Đường ướt

a. Ảnh hưởng của áp suất trong lốp,

b. Ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của ô tô

c. Ảnh hưởng của tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe

d. Ảnh hưởng của độ trượt của bánh xe với mặt đường

Do hệ số bám φ phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau nên tính toán sẽ gặp nhiều khó khăn, để áp dụng trong tính toán thường sử dụng giá trị hệ số bám φ trung bình như sau:

Loại đường và tình trạng mặt đường	Hệ số bám dọc φ_x
* Đường nhựa (bê tông) - Khô và sạch - Ướt	0,7 ÷ 0,8 0,35 ÷ 0,45
* Đường đất: - Pha sét, khô - Ướt	0,5 ÷ 0,6 0,2 ÷ 0,4
* Đường cát. - Khô	0,2 ÷ 0,3

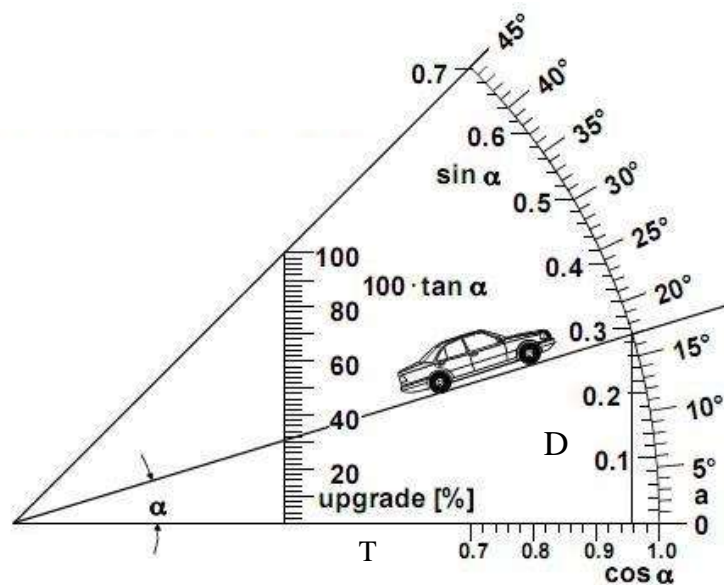
- Ướt	0,4 ÷ 0,5
-------	-----------

Nếu xét theo chiều dọc (chiều chuyển động của xe) thì lực kéo cực đại P_{kmax} bị giới hạn bởi lực bám $P_{\phi x}$. Nếu muốn sử dụng toàn bộ lực kéo từ động cơ truyền xuống để thắng các lực cản chuyển động thì cần phải tăng lực bám. Để tăng lực bám, chúng ta phải tăng hệ số bám hoặc trọng lượng bám, và tốt nhất là tăng cả hai yếu tố đó.

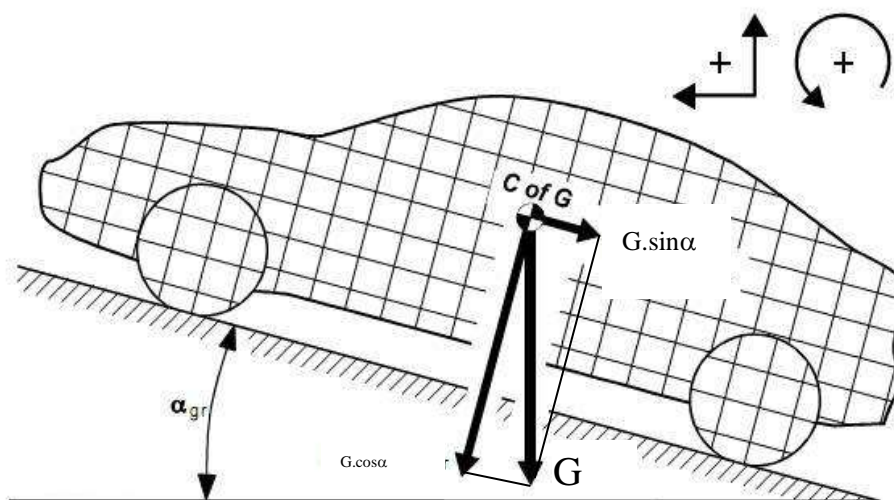
Để tăng hệ số bám, người ta thường sử dụng lốp có vấu cao. Để tăng trọng lượng bám, người ta sẽ thiết kế xe có nhiều cầu chủ động nhằm sử dụng toàn bộ trọng lượng của xe làm trọng lượng bám.

1.7. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ

1.7.1. Lực cản lên dốc P_i



Hình 1.5. Khái niệm độ dốc của đường



Hình 1.6. Tác dụng của trọng lực ô tô trên đường dốc

Góc dốc α và độ dốc i có mối quan hệ như sau:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D}{T} = i$$

D, T - kích thước của đường dốc.

Lực cản lên dốc:

$$P_i = G \cdot \sin \alpha \text{ (N)} ; G \text{ (N)}$$

Khi góc dốc nhỏ: $\alpha < 5^\circ$ thì ta xem $i = \operatorname{tg} \alpha = \sin \alpha$.

Do đó ta có: $P_i = G \cdot \sin \alpha = G \cdot i$

Khi xe xuống dốc thì lực P_i cùng chiều chuyển động của xe (-).

Khi xe lên dốc thì lực P_i ngược chiều chuyển động của xe (+).

1.7.2. Lực cản lăn P_f và lực cản tổng cộng P_ψ

a. Lực cản lăn và hệ số cản lăn

Khi xe chuyển động trên mặt đường, tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường có lực tác dụng song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động. Lực này sinh ra do sự biến dạng của lốp và mặt đường, do sự tạo thành vết bánh xe trên đường và do sự ma sát ở bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường.

Để đơn giản người ta chỉ coi lực cản lăn là ngoại lực tác dụng lên bánh xe khi nó chuyển động và được xác định theo công thức:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \text{ (N)}$$

P_f - lực cản lăn của ô tô-máy kéo

P_{f1} - lực cản lăn của bánh trước.

P_{f2} - lực cản lăn của bánh sau.

Và được xác định như sau:

$$P_{f1} = Z_1 \cdot f_1$$

$$P_{f2} = Z_2 \cdot f_2$$

f_1, f_2 - hệ số cản lăn của bánh trước và bánh sau. Nếu xem hai giá trị này là như nhau thì lúc đó: $f_1 = f_2 = f$

$$P_f = (Z_1 + Z_2) \cdot f = f \cdot G \cdot \cos \alpha \text{ (N)}$$

α - góc dốc của mặt đường.

Loại đường	Hệ số cản lăn $f = f_0$ ứng với vận tốc $\leq 80 \text{ km/h}$
Nhựa tốt	0,015 ÷ 0,018

Nhựa bê tông	0,012 ÷ 0,015
Rải đá	0,023 ÷ 0,030
Đất khô	0,025 ÷ 0,035
Đất sau khi mưa	0,050 ÷ 0,150
Cát	0,100 ÷ 0,300
Đất sau khi cày	0,120

Bảng thực nghiệm người ta đã tìm ra công thức xác định hệ số cản lăn theo vận tốc ($v > 80 \text{ km/h}$)

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right)$$

f_0 : Hệ số cản lăn ứng với vận tốc $\leq 80 \text{ km/h}$, tra theo bảng.

v : Vận tốc chuyển động của ô tô (m/s)

b. Các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn f

- Tính chất cơ lý và trạng thái của mặt đường;
- Tải trọng tác dụng lên bánh xe G_b ;
- Vật liệu chế tạo lốp và áp suất không khí trong lốp;
- Mô men xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động càng tăng thì hệ số cản lăn càng tăng;

- Những yếu tố gây ra biến dạng bên của bánh xe như lực ngang P_y , góc lệch bên δ_1 và góc nghiêng của bánh xe so với mặt phẳng thẳng đứng, đều có ảnh hưởng xấu đến hệ số cản lăn.

- Tốc độ của xe, khi tốc độ xe nhỏ hơn 80 km/h (22 m/s) hệ số cản lăn là hằng số, khi lớn hơn tốc độ này thì hệ số cản lăn tăng lên rõ rệt.

c. Lực cản tổng cộng và hệ số cản tổng cộng

Lực cản tổng cộng là hợp của hai lực P_f và P_i còn gọi là lực cản của đường P_ψ :

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G(f \pm i)$$

Dấu (-) khi ô tô - máy kéo xuống dốc, (+) khi xe lên dốc.

Đại lượng $(f \pm i)$ được gọi là hệ số cản tổng cộng của đường và ký hiệu là ψ

$$\psi = f \pm i$$

$$\Rightarrow P_\psi = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G \cdot \psi$$

1.7.3. Lực cản gió P_w

Một vật bất kỳ chuyển động trong môi trường không khí sẽ gây nên sự dịch

chuyển các phần tử không khí bao quanh nó và gây nên sự ma sát giữa không khí với bề mặt của vật thể đó. Lực cản không khí P_{ω} đặt tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô cách mặt đường ở độ cao h_{ω} .

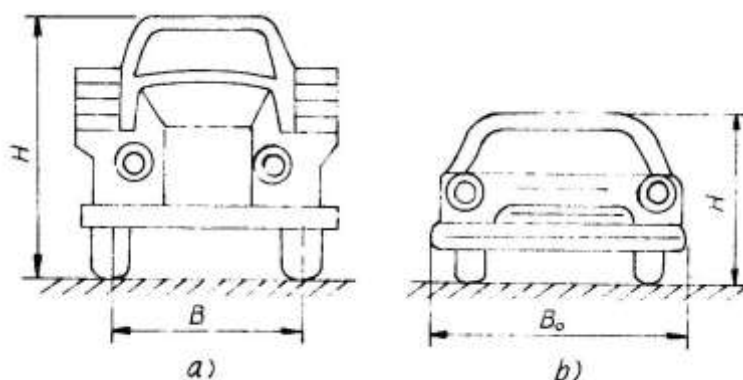
Thực nghiệm chứng tỏ rằng:

$$P_{\omega} = K.F.v_0^2$$

K- Hệ số cản không khí, Ns^2/m^4 , phụ thuộc vào dạng ô tô và chất lượng bề mặt của nó. Phụ thuộc vào mật độ không khí, (có bảng tra). Khi có móc kéo theo sau thì hệ số cản không khí K sẽ tăng lên từ (9÷32)% tùy theo moóc bố trí xa hoặc gần ô tô kéo.

F- diện tích cản chính diện của ô tô-máy kéo, tức là diện tích hình chiếu của ô tô-máy kéo trên mặt phẳng vuông góc với trục dọc của chúng, m^2 .

v_0 : tốc độ tương đối của ô tô và không khí.



Hình 1.7. Sơ đồ xác định lực cản chính diện của ô tô.

Trong thực tế người ta xác định F như sau:

- Đối với ô tô vận tải: $F=B.H$
- Đối với ô tô du lịch: $F=0,8.B_0.H$

Đối với ô tô du lịch có tốc độ chuyển động cao nên lực cản không khí có giá trị khá lớn. Còn đối với máy kéo thì có tốc độ chuyển động tương đối thấp nên trong quá trình tính toán có thể bỏ qua.

Tích số $W=K.F$ được gọi là nhân tố cản không khí có đơn vị là $N.s^2/m^2$.

$$\Rightarrow P_{\omega} = W.v_0^2$$

Bảng 1.1. Hệ số khí động và diện tích cản chính diện của loại ô tô

Loại ô tô	K (Ns^2/m^4)	F (m^2)	W (Ns^2/m^2)
Du lịch vỏ kín	0,2 ÷ 0,35	1,6 ÷ 2,8	0,3 ÷ 0,9
Du lịch vỏ hở	0,4 ÷ 0,5	1,5 ÷ 2,0	0,6 ÷ 1,0
Tải	0,6 ÷ 0,7	3 ÷ 5	1,8 ÷ 3,5
Ô tô khách	0,25 ÷ 0,4	4,5 ÷ 6,5	1,8 ÷ 2,6
Ô tô đua	0,13 ÷ 0,15	1,0 ÷ 1,3	0,13 ÷ 0,18

Bảng 1.2. Hệ số khí động và diện tích cản chính diện của một số ô tô

Ô tô	K	F [m^2]	K.F (Ns^2/m^2)
------	---	-------------	--------------------

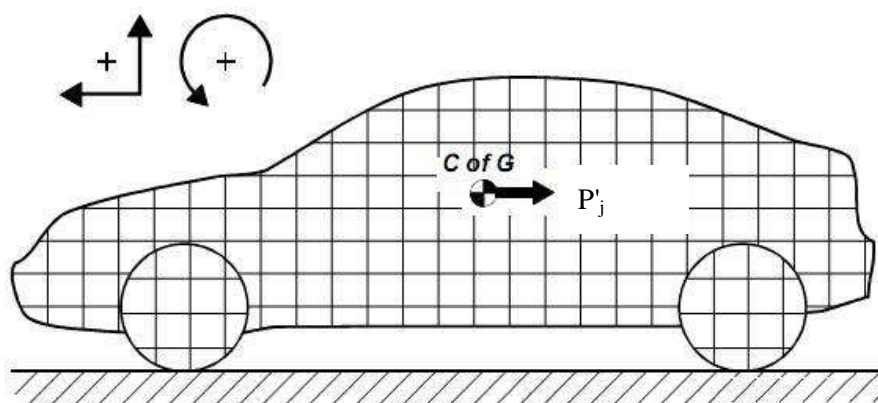
Citroen 2CV	0,51	1,65	0,85
VW Beetle	0,48	1,80	0,87
VW Polo	0,32	1,90	0,61
VW Golf	0,30	1,99	0,60
Ford Mondeo	0,32	2,00	0,64
BMW 5 series	0,27	2,17	0,59
MB S-class	0,31	2,38	0,74

1.7.4. Lực quán tính của ô tô P_j

Khi ô tô chuyển động không ổn định sẽ xuất hiện lực quán tính P_j bao gồm các thành phần sau:

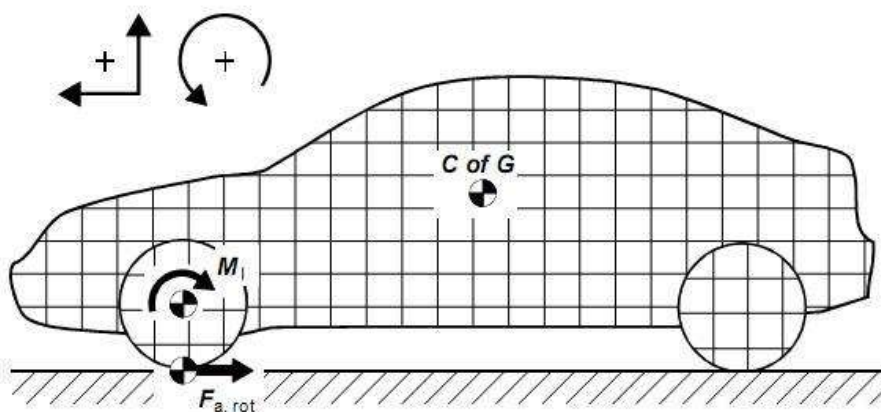
- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô, P'_j :

$$P'_j = \frac{G}{g} j$$



Hình 1.8. Thành phần lực quán tính do chuyển động tịnh tiến

- Lực quán tính do gia tốc của các khối lượng chuyển động quay của ô tô-máy kéo (gồm các khối lượng chuyển động quay của động cơ, hệ thống truyền lực và của các bánh xe), P''_j .



Hình 1.9. Thành phần lực quán tính do chuyển động quay không đều

Người ta chứng minh rằng:

$$P_j = P'_j + P''_j = \delta_j \frac{G}{g} j$$

Ở đây:

δ_j : hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay, δ_i có thể lấy theo công thức gần đúng sau đây:

$$\delta_j = 1,05 + 0,05.i_h^2$$

i_h : tỷ số truyền của hộp số.

Do vậy theo công thức trên thì lực quán tính của ô tô:

$$P_j = (1,05 + 0,05.i_h^2) \frac{G}{g} j$$

1.7.5. Lực cản moóc kéo P_m

Khi ô tô có kéo rơ moóc thì lực ở moóc kéo P_m theo phương nằm ngang được xác định như sau theo công thức:

$$P_m = n.Q.\psi$$

Trong đó Q: Trọng lượng toàn bộ của 1 moóc kéo.

n: Số lượng moóc kéo.

ψ : Hệ số cản tổng cộng của đường.

1.8. CÂN BẰNG LỰC KÉO VÀ LỰC CẢN CỦA Ô TÔ

Điều kiện để cho xe có thể di chuyển được mà không bị trượt trên đường thì lực kéo tiếp tuyến P_k sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường phải có trị số lớn hơn hoặc bằng tổng các lực cản chuyển động của xe nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám P_ϕ .

Do đó, điều kiện để ô tô chuyển động là:

$$P_\phi \geq P_k \geq \pm P_i + P_f + P_\omega \pm P_j + P_m$$

P_i : có dấu (+) khi ô tô lên dốc, dấu (-) khi ô tô xuống dốc.

P_j : có dấu (+) khi ô tô tăng tốc, dấu (-) khi ô tô giảm tốc.

* Khi ô tô không kéo móc, ta có phương trình cân bằng lực kéo và lực cản như sau:

$$P_k = P_f \pm P_i + P_\omega \pm P_j$$

Khai triển đầy đủ ta có:

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = fG \cos \alpha \pm G \sin \alpha + W.v^2 \pm \frac{G}{g} \delta_j \cdot j$$

Tương đương:

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = \psi \cdot G + W.v^2 \pm \frac{G}{g} \delta_j \cdot j$$

Tương đương:

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} - W.v^2 = \psi \cdot G \pm \frac{G}{g} \delta_j \cdot j = G \left(\psi \pm \frac{\delta_j}{g} j \right)$$

Chương 2: ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ

2.1. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI BÁN KÍNH BÁNH XE, KÝ HIỆU LỚP

2.1.1. Các loại bán kính bánh xe

- Bán kính thiết kế, r_0 được xác định theo kích thước tiêu chuẩn của lốp.
- Bán kính tĩnh, r_t là khoảng cách trục bánh xe đến mặt đường khi xe không chuyển động.
- Bán kính động lực, r_d (r_{dyn}) là khoảng cách trục bánh xe lăn đến mặt đường. Nó phụ thuộc tải trọng thẳng đứng, áp suất hơi, lực ly tâm của bánh xe, mô men xoắn hoặc mô men phanh.
- Bán kính lăn, r_l là bán kính của bánh xe tưởng tượng mà không bị biến dạng khi làm việc, không bị trượt lết hoặc trượt quay, và có cùng tốc độ tịnh tiến và quay như bánh xe thực tế.

$$r_l = \frac{V}{\omega_b} = \frac{S}{2\pi \cdot n_b} \quad 2-1$$

Bán kính lăn phụ thuộc tải trọng, khả năng bám của bánh xe với đường, độ đàn hồi và áp suất hơi trong lốp.

Khi trượt quay hoàn toàn (100%):

$$\begin{cases} S = 0 \\ n_b \neq 0 \end{cases} \rightarrow r_l = 0$$

Khi trượt lết hoàn toàn (100%):

$$\begin{cases} S \neq 0 \\ n_b = 0 \end{cases} \rightarrow r_l = \infty$$

- Bán kính làm việc trung bình r_b :

Trong thực tế tính toán, người ta dùng bán kính bánh xe có kể đến biến dạng của lốp do ảnh hưởng của các thông số kể trên. Bán kính này so với thực tế sai lệch không lớn lắm, và gọi là bán kính làm việc trung bình. $r_b = \lambda_b \cdot r_0$.

Hệ số λ_b là kể đến sự biến dạng của lốp, phụ thuộc vào loại lốp:

- Lốp áp suất thấp: $\lambda_b = (0,930 - 0,935)$

- Lốp áp suất cao: $\lambda_b = (0,945 - 0,950)$

2.1.2. Ký hiệu của lốp

Kích cỡ bánh xe được biểu thị bằng một trong nhiều phương pháp, như chiều cao lốp, chiều rộng lốp, tỷ số profile, và đường kính vành bánh.

Kích cỡ của kiểu bánh “bias-ply” được biểu thị bằng 2 con số; số thứ nhất (đơn vị inch) là chiều rộng và số thứ hai (inch) là đường kính vành bánh. Ví dụ: 6.95-14.

Kích cỡ kiểu “radial-ply” được biểu thị với số thứ nhất (mm) chỉ chiều rộng lốp và số thứ hai (inch) chỉ đường kính vành bánh. Ví dụ: 175R14.

Gần đây, kích cỡ bánh xe còn được biểu thị theo công dụng, cách ký hiệu bánh xe phụ thuộc tiêu chuẩn. Dưới đây là một ví dụ ký hiệu lốp xe du lịch - theo tiêu chuẩn ETRTO hiện hành (European Tire and Rime Technical Organization):

175 / 65 R 14 82 H

175 chiều rộng lốp mới, đo với áp suất 1,8 bar, mm

65 tỷ lệ profile chiều cao/rộng lốp theo %

R mã loại lốp, Radial

14 đường kính vành, inch

82 chỉ số tải trọng, tối đa 475 kg ở điều kiện 2,5 bar, 160 km/h.

H chỉ số mã tốc độ, đến 210 km/h

Một ví dụ ký hiệu lốp ô tô du lịch, theo tiêu chuẩn của Mỹ và các nước ngoài châu Âu, như sau:

P 175 / 70 R14

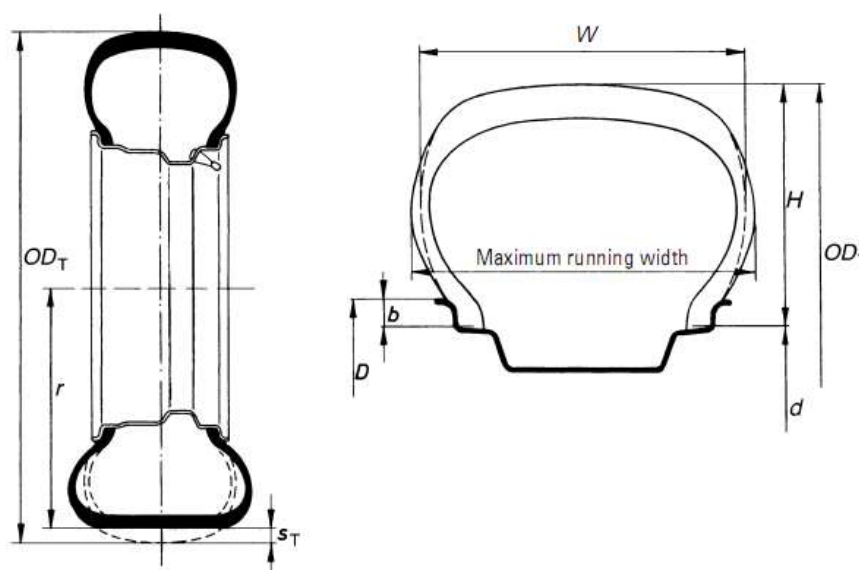
P Passenger, chỉ lốp ô tô du lịch;

175 Chiều rộng lốp, mm;

70 Tỷ lệ profile chiều cao/rộng của lốp;

14 Đường kính vành, inch;

R Radial. (Đối với các ký hiệu khác, B – từ belted, D – bias).



Hình 2.1. Các thông số hình học của lốp xe

*** Phân loại lớp**

- Lớp chịu áp suất thấp:

Loại lớp này có áp suất hơi trong lớp $p = 0,08 - 0,5 \text{ MN/m}^2$.

Ký hiệu: W - d

W	bề rộng của lớp (inch hoặc mm)
d	đường kính vành bánh xe (inch).

Ví dụ: 6.00-16; 12.00-20

- Lớp chịu áp suất cao:

Loại lớp này có áp suất hơi trong lớp $p = 0,5 - 0,7 \text{ MN/m}^2$.

Ký hiệu: W x d hoặc OD_T x H

W	bề rộng của lớp (inch hoặc mm)
OD _T	đường kính ngoài của lớp (mm).
H	chiều cao lớp

Ví dụ: 34x17; 880x35

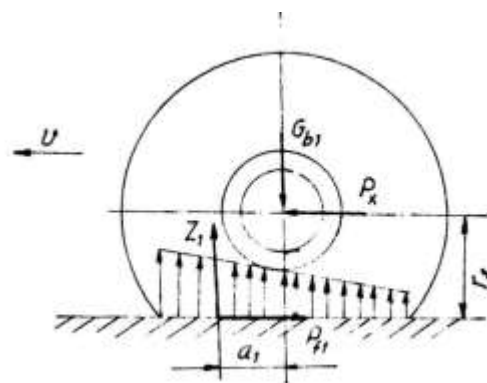
2.2. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE BỊ ĐỘNG**2.2.1. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên mặt đường cứng**

Khi bánh xe lăn các lực tác dụng lên bánh xe gồm:

- Tải trọng tác dụng lên bánh xe G_{b1} .
- Lực đẩy từ khung đặt vào tâm trục bánh xe, hướng theo chiều chuyển động, P_x .

- Hợp lực của các phản lực tiếp tuyến từ đường tác dụng lên bánh xe đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe và đường, Z_1 .

- Hợp lực của các phản lực tiếp tuyến song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động của xe, P_{f1} .



Hình 2.2. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi trên đường cứng

Ngoài ra, còn có các lực và mô men ma sát trong ổ trục, mô men quán tính, các lực này có trị số nhỏ nên có thể bỏ qua.

Trường hợp này, khi bánh xe lăn chỉ các phần tử của lớp bị biến dạng. Các phần tử của lớp ở phía trước tiếp xúc với đường và bị nén lại, các phần tử của lớp ở phía sau lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi trạng thái ban đầu. Như vậy sẽ xuất hiện ma sát giữa các phần tử của lớp, ma sát của lớp với đường và phát sinh lực cản

chuyển động. Nếu lớp có độ đàn hồi lý tưởng thì năng lượng tiêu hao cho sự biến dạng của lớp sẽ trả lại hoàn toàn khi nó phục hồi trạng thái ban đầu. Nhưng thực tế phần năng lượng tiêu hao cho biến dạng không được trả lại hoàn toàn mà một phần biến thành nhiệt tỏa ra môi trường xung quanh.

Trên đồ thị đặc tính biến dạng của các bánh xe đàn hồi cho thấy: năng lượng làm biến dạng theo đường OkA và năng lượng phục hồi AmB. Phần năng lượng mất đi là OAB.

Để xác định P_{f1} và hệ số cản lăn ta lập phương trình mô men của tất cả các lực đối với tâm trục bánh xe như sau:

$$Z_1 \cdot a_1 = P_{f1} \cdot r_d$$

Hoặc $Z_1 \cdot a_1 = G_{b1} \cdot a_1 = P_x \cdot r_d$

Rút gọn công thức trên ta có:

$$P_{f1} = Z_1 \cdot \frac{a_1}{r_d} = G_{b1} \cdot \frac{a_1}{r_d}$$

r_d - bán kính động học của bánh xe;

a_1 - khoảng cách từ điểm đặt hợp lực Z_1 đến giao điểm của đường thẳng góc đi qua tâm trục bánh xe với đường

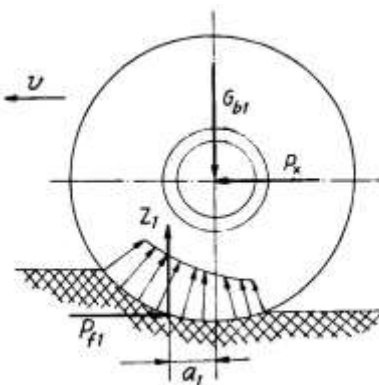
Hệ số cản lăn: $f_1 = \frac{a_1}{r_d}$

Mô men cản lăn: $M_{f1} = P_{f1} \cdot r_d$

Lực cản lăn: $P_{f1} = Z_1 \cdot f_1$

2.2.2. Động lực học của bánh xe cứng lăn trên đường mềm

Tương tự trường hợp trên

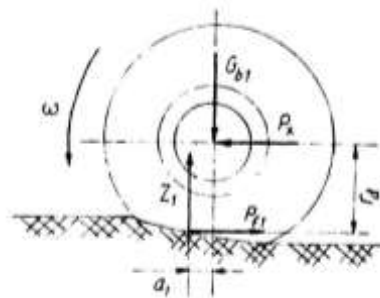


Hình 2.4. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe cứng trên đường đàn hồi

2.2.3. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

Khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường nhựa tốt, muốn giảm lực cản lăn thì tăng áp suất không khí trong lốp.

Khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm để giảm tổn thất cản lăn thì phải giảm áp suất không khí bên trong lốp.



Hình 2.5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi trên đường đàn hồi

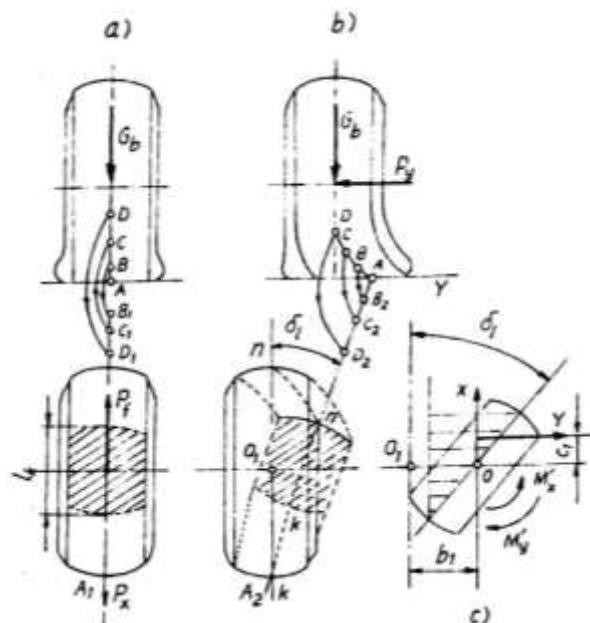
2.2.4. Biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang, góc lệch hướng

Khi các bánh xe lăn không có lực ngang P_y tác dụng, bánh xe chỉ chịu tác dụng của lực G_b , lực đẩy P_x , lực cản lăn P_f . Điểm B của lốp sẽ tiếp xúc với đường tại B_1 , điểm C ở C_1 ... Quỹ đạo của mặt phẳng quay của bánh xe trùng với đường thẳng AA_1 . Vết tiếp xúc của bánh xe trùng với đường đối xứng qua mặt phẳng dọc của bánh xe (phần gạch chéo trên hình 2.6a).

Khi có lực ngang tác dụng (lực P_y trên hình 2.6b), bánh xe lăn bị biến dạng, các thớ lốp bị uốn cong, mặt phẳng giữa của bánh xe bị dịch chuyển so với tâm của vết tiếp xúc một đoạn b_1 . Khi bánh xe lăn, điểm B của lốp lần lượt tiếp xúc với đường ở điểm B_2 , điểm C tại điểm C_2 ... Kết quả là các bánh xe lăn lệch theo hướng AA_2 , mặt phẳng quay của bánh xe vẫn giữ nguyên vị trí của mình, do đó sẽ tạo với hướng chuyển động của bánh xe một góc δ , đường tâm của vết tiếp xúc trùng với hướng chuyển động cũng tạo với mặt phẳng quay của bánh xe một góc δ . Sự lăn của bánh xe như vậy gọi là sự lăn lệch và góc δ gọi là góc lệch hướng (góc lệch bên).

Trong quá trình bánh xe lăn lệch, các phần tử lốp ở khu vực phía trước của vết tiếp xúc (khu vực kk trên hình 2.6b) bị biến dạng ngang nhỏ hơn so với các phần tử lốp ở phía sau (khu vực nn) vì vậy các phản lực ngang riêng phần ở phần trước vết tiếp xúc sẽ nhỏ hơn ở phần sau. Hợp lực Y_b của phản lực ngang có trị số bằng P_y và bị dịch chuyển ra phía sau so với tâm của vết tiếp xúc một đoạn c_1 .

Do đó khi bánh xe đàn hồi lăn có tác dụng của lực ngang P_y sẽ chịu thêm một mô men do sự dịch chuyển của phản lực X_b và Y_b so với tâm của vết tiếp xúc của lốp.



Hình 2.6. Sơ đồ minh họa sự lăn của bánh xe đàn hồi.

a. Khi không có lực ngang tác dụng.

b. Khi có lực ngang tác dụng.

c. Biểu đồ phân bố lực ngang ở vết bánh xe.

$$M_l = M'_y - M'_x \quad (2.2)$$

Góc lệch hướng δ phụ thuộc vào trị số lực ngang (hoặc phản lực ngang Y_b vì $P_y = Y_b$) và góc nghiêng của bánh xe so với mặt phẳng thẳng đứng. Khi lực ngang P_y hướng theo phía nghiêng của bánh xe thì góc lệch hướng tăng và ngược lại thì góc lệch hướng giảm xuống.

Khi lực ngang P_y có giá trị nhỏ thì sự thay đổi hướng chuyển động của bánh xe là do biến dạng đàn hồi của lốp. Nếu lực ngang tăng dần lên gần bằng giá trị của lực bám ngang thì lốp bắt đầu trượt ngang cục bộ (chủ yếu ở phần sau của vết tiếp xúc). Nếu lực ngang tăng lên bằng hoặc lớn hơn $P_{\phi y}$ thì lốp sẽ bị trượt ngang hoàn toàn.

Góc lệch hướng δ và lực ngang P_y có quan hệ với nhau bởi biểu thức sau (ứng với khi $P_y < P_{\phi y}$):

$$P_y = k_c \delta$$

$$\text{Hoặc} \quad Y_b = k_c \delta$$

Trong đó:

P_y – Lực ngang tác dụng lên bánh xe (N).

δ – Góc lệch hướng của bánh xe (góc lệch bên) (độ).

k_c – Hệ số chống lệch bên. Hệ số này phụ thuộc vào kích thước lốp, kết cấu và áp suất trong lốp (N/độ).

Sự lăn lệch của bánh xe dưới tác dụng của lực ngang ảnh hưởng rất lớn đến tính năng dẫn hướng và tính ổn định của xe khi chuyển động.

2.3. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Trong phần này chỉ nghiên cứu trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm (đường biến dạng).

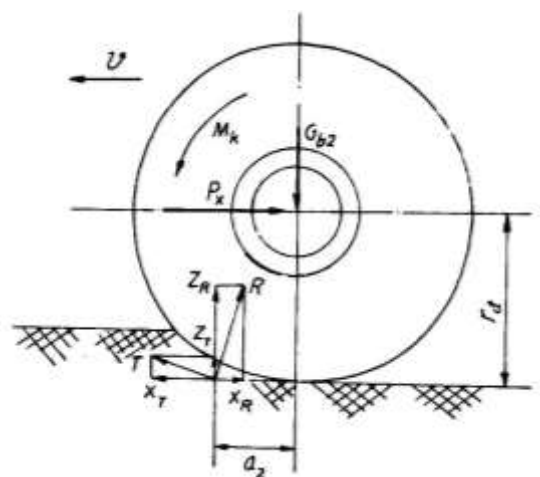
Nhiệm vụ: xác định mô men kéo M_k và hệ số cản lăn.

Hợp lực pháp tuyến R:

$$\vec{R} = \vec{Z}_R + \vec{X}_R$$

Hợp lực tiếp tuyến T

$$\vec{T} = \vec{Z}_T + \vec{X}_T$$



Hình 2.7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động

Điểm đặt hợp lực R và T nằm cách giao điểm của đường thẳng đứng qua tâm trục bánh xe và đường một đoạn a_2 .

Phương trình cân bằng mô men đối với tâm trục bánh xe:

$$M_K = (Z_R + Z_T).a_2 + (X_T - X_R).r_d$$

Tương đương:

$$M_K = Z_2.a_2 + X_K.r_d$$

Với:

$$Z_2 = Z_R + Z_T$$

$$X_K = X_T - X_R$$

Để xác định hệ số cản lăn, ta có:

$$Z_2.a_2 = G_{b2}.a_2 = P_{f2}.r_d = M_{f2}$$

Suy ra:

$$\text{Tỷ số: } f_2 = \frac{a_2}{r_d} \text{ được gọi là hệ số cản lăn của bánh xe với mặt đường.}$$

Do $a_2 > a_1$ vì ảnh hưởng của M_K nên $f_2 > f_1$. Tuy nhiên, để đơn giản trong tính toán:

$$f_1 \approx f_2 \approx f$$

2.4. SỰ TRƯỢT CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

2.4.1. Sự trượt của bánh xe chủ động

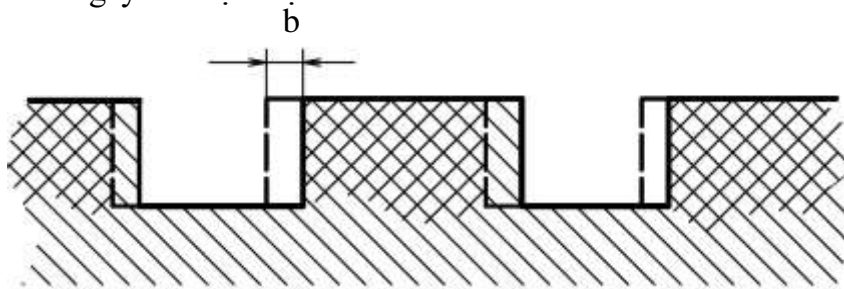
Khi các bánh xe lăn, dưới tác dụng của mô men xoắn chủ động, các bánh xe có mấu bám lên đất, ép đất theo phương nằm ngang và có chiều ngược với chiều chuyển động của xe. Đất sẽ bị nén lại một đoạn b (hình 2.9) làm cho trục bánh xe lùi về sau một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Vì thế làm cho xe giảm vận tốc tịnh tiến và đó cũng chính là bản chất của hiện tượng trượt quay.

Ngoài ra, do sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lốp dưới tác dụng của mô men xoắn M_K cũng làm giảm vận tốc tịnh tiến của xe, gây nên hiện tượng trượt. Điều đó được giải thích như sau: khi các phần tử lốp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị nén lại làm cho bán kính thực tế của bánh xe nhỏ lại, do đó quãng đường xe đi được sau một vòng quay sẽ giảm đi. Do đó mô men xoắn là nguyên nhân chính gây ra sự trượt ở bánh xe chủ động.

Khi bánh xe đang phanh, dưới tác dụng của mô men phanh, đất sẽ bị nén lại cùng chiều với chiều chuyển động của xe. Do đó trục của bánh xe tiến về trước một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Vì thế vận tốc thực tế của xe được tăng lên, đó là bản chất của hiện tượng trượt lết. Mặt khác sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lốp dưới tác dụng của mô men phanh cũng làm tăng vận tốc của xe, tạo nên sự trượt lết

ở các bánh xe đang phanh.

Ngoài ra, tải trọng, vật liệu chế tạo lốp, áp suất trong lốp và điều kiện mặt đường cũng là nguyên nhân gây nên sự trượt ở bánh xe.



Hình 2.8: Sơ đồ biến dạng của đất khi bánh xe chủ động lăn.

2.4.1. Phương pháp xác định hệ số trượt

- Hệ số trượt và độ trượt khi kéo:

Sự trượt của bánh xe được thể hiện thông qua hệ số trượt δ_k :

$$\delta_k = \frac{v_\delta}{v_0} = \frac{v_0 - v}{v_0} = 1 - \frac{v}{v_0} \quad (2.4)$$

Mức độ trượt của bánh xe được đánh giá thông qua độ trượt λ_k :

$$\lambda_k = \delta_k \cdot 100\% \quad (2.5)$$

- Hệ số trượt và độ trượt khi phanh:

Trong trường hợp phanh ta có hệ số trượt và độ trượt như sau:

$$\delta_k = \frac{v_\delta}{v} = \frac{v_0 - v}{v} = \frac{v}{v} - 1 \quad (2.6)$$

$$\lambda_p = \delta_p \cdot 100\% \quad (2.7)$$

Trong đó:

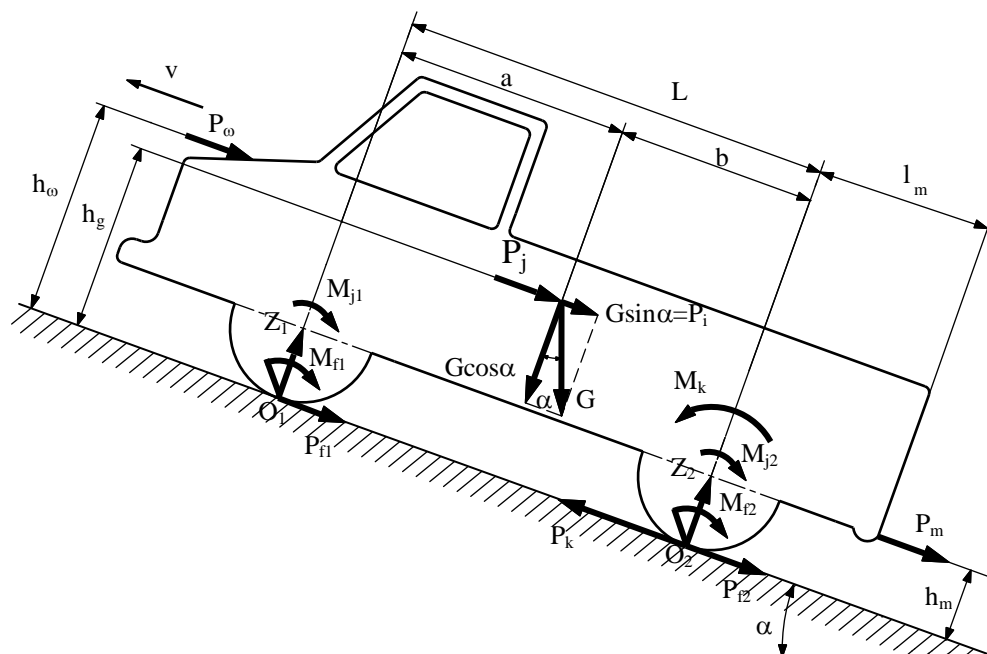
v_δ : vận tốc mất đi do bị trượt, m/s

v_0 vận tốc dài tính tại bánh xe, m/s

v : vận tốc của xe, m/s

2.5. XÁC ĐỊNH PHẢN LỰC THẲNG GÓC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE TRONG MẶT PHẲNG DỌC

2.5.1. Trường hợp tổng quát



Hình 2.9. Sơ đồ các lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc

Trong đó:

G – Trọng lượng toàn bộ của ô tô.

P_k – Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động.

P_{f1} – Lực cản lăn ở các bánh xe cầu trước.

P_{f2} – Lực cản lăn ở các bánh xe cầu sau.

P_ω – Lực cản không khí.

P_i – Lực cản lên dốc.

P_j – Lực cản quán tính khi xe chuyển động không ổn định (có gia tốc).

P_m – Lực cản ở móc kéo.

M_{f1} – Mô men cản lăn ở các bánh xe cầu trước.

M_{f2} – Mô men cản lăn ở các bánh xe cầu sau.

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = G \cdot f \cdot r_b \cdot \cos \alpha$$

α – Góc dốc của mặt đường.

f – Hệ số cản lăn.

r_b – Bán kính tính toán của bánh xe.

h_g – Tọa độ trọng tâm của xe theo chiều cao.

h_m – Khoảng cách từ điểm đặt lực kéo móc đến mặt đường.

L – Chiều dài cơ sở của ô tô.

l_m – Khoảng cách từ tâm bánh xe sau đến điểm đặt lực kéo móc.

Z_1, Z_2 – Phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau.

M_{j1}, M_{j2} – Mô men cản quán tính của bánh xe, thông thường trị số này nhỏ nên có thể bỏ qua.

Qua việc lấy mô men lần lượt đối với điểm O_2, O_1 (O_1, O_2 là giao điểm của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục của bánh xe cầu trước, cầu sau) và rút gọn ta được:

$$Z_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) h_g - P_m \cdot h_m}{L}$$

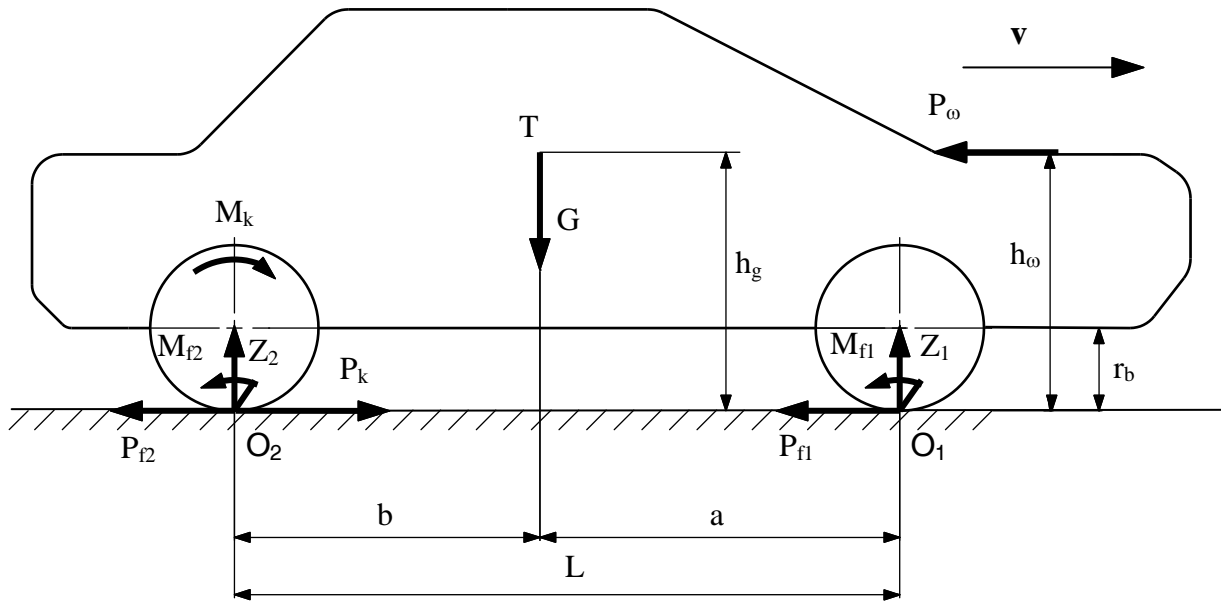
$$Z_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha (a + f \cdot r_b) + (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) h_g + P_m \cdot h_m}{L}$$

2.5.2. Trường hợp xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo móc

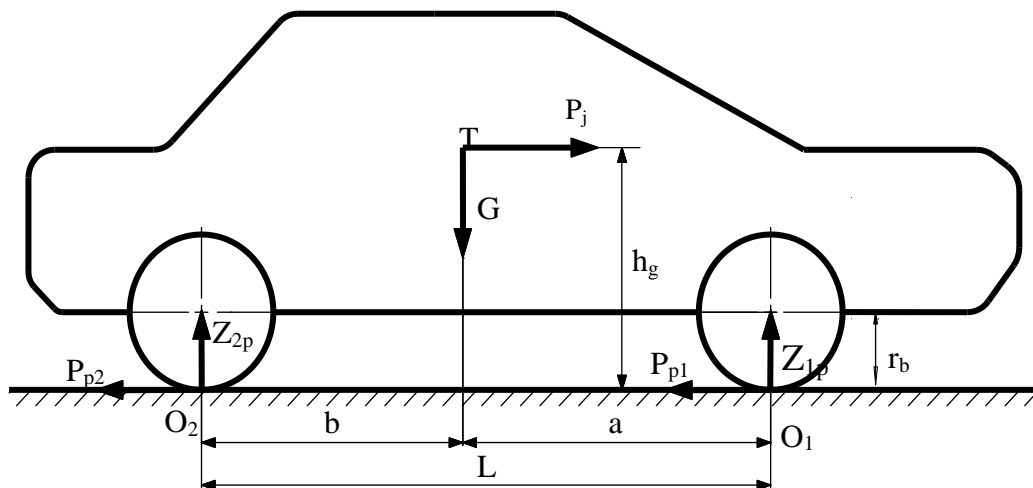
Trong trường hợp này thì: Xe chuyển động ổn định nên $P_j = 0$; không kéo móc nên $P_m = 0$, và xe chuyển động trên đường bằng $\alpha = 0$ nên $P_i = G \sin \alpha = 0$.

Để xác định các lực Z_{1k}, Z_{2k} ta lập phương trình mô men đối với điểm O_2 và O_1 rồi rút gọn, ta được:

$$\left. \begin{aligned} Z_{1k} &= \frac{G(b - f \cdot r_b) - P_\omega \cdot h_g}{L} \\ Z_{2k} &= \frac{G(a + f \cdot r_b) + P_\omega \cdot h_g}{L} \end{aligned} \right\}$$



Hình 2.10. Sơ đồ mô men và lực tác dụng lên ô tô chuyển động trên đường nằm ngang
2.5.3. Trường hợp xe đang phanh trên đường nằm ngang, không kéo rơ móc



Hình 2.11. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh trên đường nằm ngang, không kéo rơ móc.

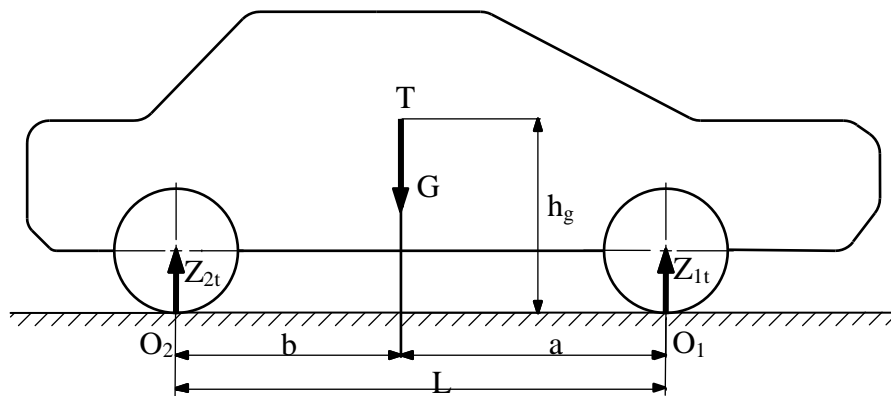
Trong trường hợp này ta coi lực cản không khí $P_\omega \approx 0$, mô men cản lăn $M_f \approx 0$, lực quán tính cùng chiều chuyển động của xe.

Tương tự như trên ta cũng xác định được Z_{1p} và Z_{2p} thông qua việc lấy mô men đối với điểm O_2 và O_1 , rồi rút gọn ta được:

$$\left. \begin{aligned} Z_{1p} &= \frac{Gb + P_j h_g}{L} \\ Z_{2p} &= \frac{Ga - P_j h_g}{L} \end{aligned} \right\}$$

2.5.4. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang, không kéo rơ-móc

Trong trường hợp này chỉ còn ba lực tác dụng lên xe: Trọng lượng toàn bộ của xe G và các phản lực thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe của cầu trước và cầu sau ở trạng thái tĩnh Z_{1t} và Z_{2t} .



Hình 2.12. Sơ đồ lực tác dụng lên xe khi đứng yên

Z_{1t} và Z_{2t} cũng được xác định bằng cách lấy mô men đối với điểm O_2 và O_1 :

$$Z_{1t} = \frac{Gb}{L} \quad ; \quad Z_{2t} = \frac{Ga}{L}$$

2.5.5. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe của ô tô

Trong thực tế, ô tô làm việc ở những điều kiện khác nhau tùy thuộc vào điều kiện đường xá và sự điều khiển của người lái. Do đó trị số các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe cũng bị thay đổi theo. Tuy nhiên, các hợp lực $Z_1 + Z_2$ vẫn luôn bằng trọng lượng của xe. Nghĩa là khi chuyển động tiến, thì trọng lượng phân ra cầu trước sẽ giảm đi và trọng lượng phân ra cầu sau sẽ tăng lên. Khi phanh ô tô, trọng lượng phân ra cầu sau giảm đi, còn phần trọng lượng phân ra cầu trước sẽ tăng lên.

Để đánh giá sự phân bố tải trọng người ta đưa khái niệm hệ số phân bố tải trọng và được đặc trưng bởi tỉ số:

$$n_1 = \frac{Z_1}{G}$$

$$n_2 = \frac{Z_2}{G}$$

Trong đó:

Z_1, Z_2 - Phản lực thẳng đứng từ đường tác dụng lên các bánh xe.

n_1, n_2 - Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau.

G - Trọng lượng toàn bộ của ô tô.

Hệ số phân bố tải trọng được xác định ứng với từng trường hợp cụ thể sau:

a. Xe đứng yên trên đường nằm ngang, không kéo rơ-móc

Thay các giá trị của Z_1 và Z_2 ở (2.5) vào (2.6) ta được:

$$\left. \begin{aligned} n_{1t} &= \frac{Z_{1t}}{G} = \frac{Gb}{GL} = \frac{b}{L} \\ n_{2t} &= \frac{Z_{2t}}{G} = \frac{Ga}{GL} = \frac{a}{L} \end{aligned} \right\}$$

Trong đó:

n_{1t}, n_{2t} - Hệ số phân bố tải trọng tĩnh lên các bánh xe cầu trước và cầu sau.

b. Xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo rơ-móc

Thay các giá trị Z_1 và Z_2 ở biểu thức (5.3) vào (5.6) ta được:

$$\left. \begin{aligned} n_{1k} &= \frac{Z_{1k}}{G} = \frac{Gb}{GL} - \frac{Gf_r + P_{\omega} h_g}{GL} = n_{1t} - \frac{Gf_r + P_{\omega} h_g}{GL} \\ n_{2k} &= \frac{Z_{2k}}{G} = \frac{Gb}{GL} + \frac{Gf_r + P_{\omega} h_g}{GL} = n_{2t} + \frac{Gf_r + P_{\omega} h_g}{GL} \end{aligned} \right\}$$

Trong đó:

n_{1k}, n_{2k} - Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước và sau khi xe chuyển động tịnh tiến.

c. Xe đang phanh trên đường nằm ngang không kéo rơ-móc

Thay các giá trị Z_{1p} và Z_{2p} ở biểu thức (5.4) vào (5.6) ta được:

$$\left. \begin{aligned} n_{1p} &= \frac{Z_{1p}}{G} = \frac{Gb}{GL} + \frac{P_j h_g}{GL} = n_{1t} + \frac{P_j h_g}{GL} \\ n_{2p} &= \frac{Z_{2p}}{G} = \frac{Ga}{GL} - \frac{P_j h_g}{GL} = n_{2t} - \frac{P_j h_g}{GL} \end{aligned} \right\}$$

Trong đó:

n_{1p}, n_{2p} - Hệ số phân bố tải trọng ra cầu trước và cầu sau khi phanh xe.

P_j - Lực quán tính của ô tô khi phanh.

Qua các trường hợp nghiên cứu trên ta có nhận xét sau:

- Sự phân bố tải trọng lên các bánh xe phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe.
- Tọa độ trọng tâm của xe ảnh hưởng tới chất lượng bám của bánh xe với mặt đường, cũng như tính ổn định và tính dẫn hướng của xe.

- Khi phanh ô tô, lực quán tính hướng về phía trước nên phản lực tác dụng lên cầu trước lớn hơn cầu sau.
- Đối với ô tô du lịch, thông thường: $Z_1 = Z_2 = 0,5G$.
- Đối với xe tải, thông thường: $Z_2 = (0,7 \div 0,75)G$.

2.5.6. Hệ số thay đổi tải trọng lên các bánh xe của ô tô

Khi xe chuyển động, do trạng thái và điều kiện chuyển động luôn thay đổi, bởi vậy tải trọng tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau cũng luôn thay đổi so với xe đứng yên trên đường nằm ngang. Để thấy được tải trọng động thay đổi tăng hay giảm so với tải trọng tĩnh, chúng ta sẽ đưa ra khái niệm: Hệ số thay đổi tải trọng (hoặc là: hệ số thay đổi phản lực) lên các bánh xe và được tính như sau:

$$m_1 = \frac{Z_{1đ}}{Z_{1t}}$$

$$m_2 = \frac{Z_{2đ}}{Z_{2t}}$$

Ở đây:

m_1, m_2 – Hệ số thay đổi tải trọng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau.

$Z_{1đ}, Z_{2đ}$ – Tải trọng động tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau.

Z_{1t}, Z_{2t} – Tải trọng tĩnh tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau.

Khi xe tăng tốc (hoặc lên dốc, hoặc chuyển động ngược chiều gió) thì $m_1 < 1$, $m_2 > 1$ và sẽ được ký hiệu là m_{1k}, m_{2k} .

Khi xe đang phanh (hoặc xuống dốc, hoặc chuyển động thuận chiều gió) thì $m_1 > 1$, $m_2 < 1$ và sẽ được ký hiệu là m_{1p}, m_{2p} .

Các hệ số m_1, m_2 được sử dụng thường xuyên khi tính toán các hệ thống phanh, treo, lái và các cầu xe.

2.7. XÁC ĐỊNH PHẢN LỰC THẲNG GÓC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE TRONG MẶT PHẲNG NGANG

2.7.1. Trường hợp chuyển động tổng quát

Ô tô chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang:

Trong trường hợp này ta giả thuyết rằng 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:

G – Trọng lượng toàn bộ của ô tô và được phân ra các thành phần theo góc

nghiêng ngang β .

M_{jn} – Mô men của các lực quán tính tiếp tuyến của các phần quay của động cơ và hệ thống truyền lực tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.

P_m – Lực kéo ở móc kéo (phương của lực P_m trùng với phương nằm ngang của mặt đường).

P_L – Lực ly tâm

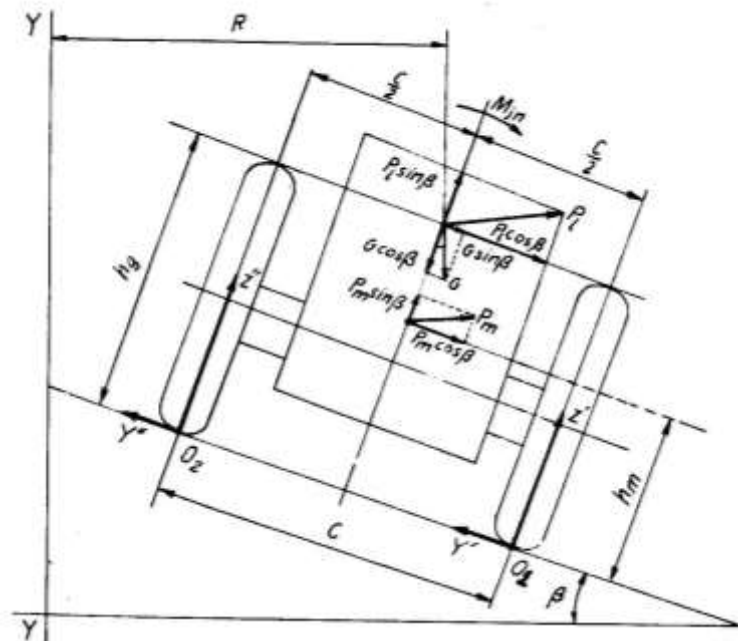
$$P_L = \frac{G.v^2}{g.R} = m.R.\omega^2$$

Ở đây:

v – Vận tốc chuyển động của xe.

R – Bán kính quay vòng của ô tô.

g – Gia tốc trọng trường.



Hình 2.13. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng trên đường nghiêng ngang

Z'_1, Z''_1 và Z'_2, Z''_2 – Các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe bên phải và bên trái ở cầu trước và cầu sau.

Y'_1, Y''_1 và Y'_2, Y''_2 – Các phản lực ngang từ đường tác dụng lên bánh xe bên phải và bên trái ở cầu trước và cầu sau.

C – Chiều rộng cơ sở của ô tô.

YY – Trục quay vòng của ô tô.

β – Góc nghiêng ngang của đường.

Để xác định trị số các phản lực bên trái, ta lập phương trình cân bằng mô men đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_1 và O_2 – hình 2.13) của các bánh xe bên phải với mặt đường, ta được:

$$Z'' = Z''_1 + Z''_2 = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos \beta - h_g \sin \beta \right) - P_m \left(h_m \cos \beta + \frac{c}{2} \sin \beta \right) - M_{jn} - P_l \left(h_g \cos \beta + \frac{c}{2} \sin \beta \right) \right] \quad (2.12)$$

Tương tự, ta lập phương trình cân bằng mô men đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_1, O_2) của các bánh xe bên trái với mặt đường, ta xác định được trị số các phản lực bên phải:

$$Z' = Z'_1 + Z'_2 =$$

$$= \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) + P_m (h_m \cos \beta - \frac{c}{2} \sin \beta) + M_{jn} + P_l (h_g \cos \beta - \frac{c}{2} \sin \beta) \right] \quad (2.13)$$

Muốn xác định phản lực ngang Y_1 , ta cũng lập phương trình mô men đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_2 – hình 2.13) của các bánh xe sau với mặt đường, ta được:

$$Y_1 = Y'_1 + Y''_1 = \frac{Gb \sin \beta + P_l b \cos \beta - P_m l_m \cos \beta}{c} \quad (3.14)$$

Tương tự như trên, ta lập phương trình mô men đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_1) của các bánh xe trước với mặt đường để xác định phản lực ngang Y_2 :

$$Y_2 = Y'_2 + Y''_2 = \frac{Ga \sin \beta + P_l a \cos \beta + P_m (l_m + L) \cos \beta}{L} \quad (2.15)$$

$$\frac{Ga \sin \beta + P_l a \cos \beta - P_m l_m \cos \beta}{c}$$

Trong đó:

Y_1 – Phản lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe trước.

Y_2 – Phản lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe sau.

l_m – Khoảng cách từ điểm đặt lực kéo móc đến điểm O_2 (xem hình 2.13).

2.7.2. Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo rơ-móc

Trong trường hợp này thì lực ly tâm $P_l = 0$ và lực kéo móc $P_m = 0$.

Rút gọn biểu thức (5.12) và (5.13) ta xác định được các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên các bánh xe bên trái và bên phải như sau:

$$\left. \begin{aligned} Z' &= \frac{G}{C} \left(\frac{C}{2} \cos \beta - h_g \sin \beta \right) \\ Z &= \frac{G}{C} \left(\frac{C}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) \end{aligned} \right\}$$

Từ các biểu thức tính toán trên, ta có nhận xét sau:

- Trị số của các phản lực thẳng góc cũng như các phản lực ngang từ đường tác dụng lên các bánh xe phụ thuộc vào trị số, điểm đặt và chiều tác dụng của các ngoại lực tác dụng trong mặt phẳng của ô tô.

- Các phản lực này ảnh hưởng đến tính ổn định và tính năng dẫn hướng của ô tô.

Chương 3: TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

3.1. MỤC ĐÍCH

Khi thiết kế ô tô, việc cần thiết trước tiên là phải tiến hành tính toán sức kéo. Tính toán sức kéo nhằm mục đích: xác định những thông số cơ bản của động cơ và hệ thống truyền lực để đảm bảo cho ô tô đạt được những yêu cầu về sức kéo đề ra khi thiết kế, đó là:

- Tốc độ cực đại mà ô tô phải đạt được trên đường tốt nằm ngang.
- Hệ số cản lớn nhất của đường mà xe có thể khắc phục được.

Những thông số cơ bản đó gồm:

- Công suất cực đại (N_{emax}), số vòng quay của trục khuỷu động cơ ứng với công suất cực đại (n_N), dung tích làm việc của động cơ (V_h) cũng như tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp số phân phối và truyền lực chính (i_o).

Tính toán sức kéo còn nhằm mục đích xây dựng một số đồ thị quan trọng như đồ thị cân bằng công suất $N=f(v)$, cân bằng lực kéo $P=f(v)$, đồ thị đặc tính động lực $D=f(v)$, đồ thị tính gia tốc $J=f(v)$, đồ thị quãng đường tăng tốc $S=f(v)$

Nhờ đó có thể tiến hành phân tích, đánh giá, so sánh được khả năng và chất lượng động cơ của ô tô cũng như giải quyết được nhanh chóng những nhiệm vụ tính kéo như:

1. Tìm tốc độ chuyển động lớn nhất cả ô tô trên mỗi loại đường đã cho hoặc ngược lại: Tìm loại đường mà ô tô có thể hoạt động được ở một số truyền nào đó khi cho biết vận tốc chuyển động và tải trọng của xe.

2. Tìm số truyền sử dụng hợp lý nhất ứng với từng loại đường.

3. Xác định khả năng tăng tốc, leo dốc hoặc kéo moóc của ô tô cũng như xác định sức cản lớn nhất của đường mà xe có thể vượt qua được từng số truyền ứng với mỗi tải trọng nào đó.

4. Xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô ứng với giá trị ψ và v đã biết.

Tính toán sức kéo cũng được tiến hành để kiểm tra ô tô đã được chế tạo hoặc đang lưu hành, khi cần nghiên cứu về chất lượng và tính kinh tế nhiên liệu của nó.

3.2. THÔNG SỐ CHO TRƯỚC VÀ THÔNG SỐ CHỌN

3.2.1. Thông số cho trước khi tính toán

Theo điều kiện kỹ thuật và yêu cầu thiết kế các thông số cho trước bao gồm:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Loại ô tô		Du lịch	
Tải trọng toàn bộ	G	1500+STT	kg
Tốc độ cực đại	v_{\max}	120+STT/10	km/h
Hệ số cản cực đại	Ψ_{\max}	0.57	
Loại động cơ		Xăng	

3.2.2. Thông số chọn

Là thông số không cho trước, nhưng cũng không tính toán được mà phải chọn. Trên cơ sở loại ô tô, loại động cơ và các số liệu kỹ thuật đã cho ta tiến hành chọn các thông số cần thiết cho tính toán như sau:

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị
Hệ số dạng khí động	K	
Diện tích cản chính diện	F	
Hiệu suất truyền lực	η_t	

3.3. XÁC ĐỊNH TRỌNG LƯỢNG TOÀN BỘ CỦA Ô TÔ

* Đối với ô tô du lịch và ô tô khách:

$$G = G_o + n \cdot (G_p + G_l) \quad \mathbf{0-1}$$

* Đối với ô tô tải:

$$G = G_o + n \cdot (G_p + G_l) + Q \quad \mathbf{0-2}$$

Trong đó:

G_o - Trọng lượng bản thân (tự trọng) ô tô

G_p - Trọng lượng một người.

G_l - Trọng lượng hành lý cho mỗi người.

n - Số người chở, kể cả người lái.

Q - Tải trọng định mức của ô tô tải.

3.4. CHỌN LỚP

Từ kết quả tính toán trọng lượng toàn bộ của ô tô và hệ số phân bố tải trọng trên các trục bánh xe đã chọn, có thể xác định được tải trọng hướng kính tác dụng lên từng bánh xe trên các trục bánh, cũng như tải trọng lớn nhất trong số các lớp xe. Thông thường, lớp xe ô tô trên tất cả các trục bánh có cùng một cỡ. Lớp xe được xác định căn cứ vào:

- Loại lớp;
- Phạm vi sử dụng;
- Vận tốc lớn nhất của ô tô;
- Tải trọng hướng kính (tĩnh) tác dụng lên lớp;
- Khả năng cung ứng.

Cỡ lớp được chọn, thông thường là loại có cỡ nhỏ hơn cả trong tất cả các cỡ thỏa mãn các tiêu chí trên. Sau khi chọn cỡ lớp xe cụ thể, có thể xác định các thông số liên quan khác của lớp xe, như bán kính thiết kế.

3.5. XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT CỰC ĐẠI VÀ XÂY DỰNG ĐỒ THỊ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA Ô TÔ

3.5.1. Xác định công suất cực đại và đồ thị đặc tính ngoài của động cơ

Ta có:

$$N_k = N_e \cdot \eta_t \quad (3-1)$$

Mặt khác:

$$N_k = N_e - N_t \quad (3-2)$$

Suy ra:

$$N_t = N_e (1 - \eta_t)$$

Phương trình cân bằng công suất:

$$N_e = N_c$$

$$N_e = N_t + N_f \pm N_i + N_{\omega} \pm N_j$$

Trong đó:

N_e : Công suất do động cơ phát ra.

N_c : Công suất cản.

N_t : Công suất tổn hao do ma sát trong hệ thống truyền lực.

N_f : Công suất tiêu hao cho cản lăn.

N_{ω} : Công suất tiêu hao cho lực cản không khí.

N_i : Công suất tiêu hao cho lực cản dốc.

N_j : Công suất tiêu hao cho lực cản tăng tốc.

N_m : Công suất cản ở moóc kéo.

N_p : Công suất truyền cho các thiết bị phụ.

Được khai triển như sau:

$$N_e = N_e(1 - \eta_t) + Gfv \cos \alpha \pm Gv \sin \alpha + Wv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i vj$$

Phương trình cân bằng công suất khai triển viết lại như sau:

$$N_e = \frac{1}{\eta_t} \left(Gfv \cos \alpha \pm Gv \sin \alpha + KFv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i vj \right)$$

$$\text{Hoặc: } N_k = Gfv \cos \alpha \pm Gv \sin \alpha + KFv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i vj$$

$$\text{Hoặc: } N_k = G\psi v + KFv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i vj$$

Thành phần $G\psi v + KFv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i vj$ chính là công cản trong quá trình chuyển động N_c .

Ô tô chỉ đạt được tốc độ v_{\max} khi chuyển động đều trên đường tốt, bằng phẳng và không kéo moóc hoặc truyền công suất cho các thiết bị phụ. Công suất của động cơ khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất:

$$N_v = \frac{(\psi \cdot G \cdot v_{\max} + K \cdot F \cdot v_{\max}^3)}{1000 \cdot \eta_t} \text{ kW}; G(N)$$

Sau khi tính được N_v , căn cứ vào loại động cơ ta xác định được công suất cực đại của nó theo công thức kinh nghiệm Lây đec man:

$$N_{e \max} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}$$

a,b,c là các hệ số kinh nghiệm phụ thuộc chủng loại động cơ, (xem mục 1.1)

Hệ số tỷ lệ tốc độ lớn nhất tương ứng vận tốc lớn nhất của ô tô và công suất lớn nhất của động cơ.

$$\lambda = \frac{n_{e \max}}{n_N}$$

$n_{e \max}$ - số vòng quay lớn nhất của động cơ ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô.

n_N - số vòng quay ứng với công suất lớn nhất của động cơ.

Loại động cơ	λ
Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay	1,1-1,3
Động cơ xăng có hạn chế số vòng quay	0,8-0,9
Động cơ diesel	0,8-0,9

Tính toán các giá trị công suất khác của động cơ theo số vòng quay n_e để xây

dựng đồ thị đặc tính vận tốc của động cơ.

3.5.2. Chọn động cơ lắp trên ô tô và đồ thị đặc tính ngoài của động cơ

Động cơ lắp trên ô tô lớn hơn $(10\div 20\%)N_{\text{emax}}$ để bù cho phần công suất khi lắp các bộ phận phụ như tiêu âm, quạt gió, máy phát.

Sau khi chọn động cơ ta có các thông số:

Công suất cực đại ứng số vòng quay n_N (v/p).

Mô men cực đại ứng với số vòng quay n_M (v/p).

Đặc tính tốc độ ngoài của động cơ là các đường biểu diễn quan hệ giữa công suất và mô men động cơ theo số quay.

Các đường đặc tính này phụ thuộc loại động cơ. Các điểm quan trọng của đường đặc tính là:

- Điểm ứng với công suất cực đại: N_{emax}, n_N .
- Điểm ứng với mô men xoắn cực đại: M_{emax}, n_M .
- Điểm ứng với tốc độ quay lớn nhất của trục khuỷu.
- Điểm ứng với tốc độ quay nhỏ nhất của trục khuỷu.
- Điểm hạn chế số vòng quay.

$$\text{Chọn } \omega_{\text{emax}} = \lambda \omega_N$$

$$M_N = 10^3 \cdot \frac{N_{\text{emax}}}{\omega_M} \text{ (N.m)}.$$

- Hệ số thích ứng theo mô men:

$$K_M = \frac{M_{\text{emax}}}{M_N}$$

- Hệ số thích ứng theo số vòng quay:

$$K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_M}$$

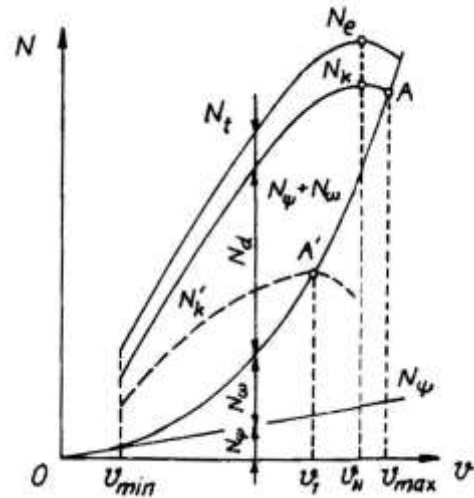
Ở phần trên ta tính được N_v, N_{emax} và cũng đã biết n_v, n_N . Những điểm còn lại của nó ta xác định tiếp nhờ công thức Lây dec man.

$$N_e = N_{\text{max}} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$$

$$N_e = N_{e\max} \left[a \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right) + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right]$$

3.5.4. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

Đồ thị biểu thị mối quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công cản trong quá trình ô tô chuyển động phụ thuộc với vận tốc chuyển động của ô tô hoặc số vòng quay của trục khuỷu động cơ gọi là đồ thị cân bằng công suất của ô tô.



Hình 3.1. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

3.5.5. Mức độ sử dụng công suất động cơ

Mức độ sử dụng công suất động cơ là tỷ số công suất cần thiết để ô tô chuyển động đều với công suất phát ra ở bánh xe chủ động khi mở bướm ga hoàn toàn hoặc kéo hết thanh răng.

$$Y_N = \frac{N_\psi + N_\omega}{N_K}$$

Mức độ sử dụng công suất động cơ càng giảm xuống càng gây ra sự tăng tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

3.5.6. Xác định thể tích công tác của động cơ

$$V_h = \frac{17,5 \cdot 10^5 \tau \cdot N_{e\max}}{p_{eN} \cdot n_N} \text{ (lít)}$$

τ - số kỳ của động cơ

p_{eN} - áp suất có ích trung bình ứng với công suất lớn nhất của động cơ

$$p_{eN} = 0,45 \div 0,6 \text{ MPa}$$

n_N - số vòng quay của động cơ ứng với công suất định mức.

3.6. XÁC ĐỊNH TỶ SỐ TRUYỀN

3.6.1. Tỷ số truyền của số truyền cao nhất của hộp số

Có hai phương án chọn số truyền cao nhất:

- Phương án số truyền “thẳng”: Tỷ số truyền số cao nhất $i_{hn} = 1$.

- Phương án số truyền “tăng”: Tỷ số truyền số cao nhất $i_{hn} < 1$. Giá trị của nó được chọn trong khoảng 0,75-0,85.

Đối với ô tô tải và ô tô khách, tải trọng thay đổi trong phạm vi khá lớn. Để có thể sử dụng tốt công suất động cơ khi ô tô chạy non hoặc không tải, phương án số truyền tăng có thể được sử dụng. Khi đó, ô tô có thể chạy được với vận tốc cao hơn. Tuy nhiên, việc tính chọn động cơ vẫn được thực hiện ứng với vận tốc lớn nhất yêu cầu V_{max} , ô tô hoạt động đúng tải định mức và hoạt động ở số truyền kế cuối (số truyền thẳng).

Đối với ô tô du lịch, phương án số truyền tăng cũng có thể được chọn với mục đích giảm số vòng quay lớn nhất của động cơ. Do đó, tuổi thọ động cơ tăng cũng như giảm các yêu cầu khắc khe về dao động. Trái lại với ô tô tải và khách, nếu chọn số truyền tăng thì việc tính chọn công suất động cơ được thực hiện khi ô tô hoạt động ở số cao nhất.

3.6.2. Tỷ số truyền của truyền lực chính

Tỷ số truyền i_0 của truyền lực chính được xác định từ điều kiện đảm bảo vận tốc lớn nhất v_{max} theo yêu cầu.

$$i_0 = \frac{2\pi r_b \cdot n_{e\max}}{60 i_{hn} \cdot i_{pc} \cdot v_{\max}}$$

i_{hn} - tỷ số truyền của hộp số ở số truyền cao nhất

i_{pc} - tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối ở số cao, sơ bộ có thể chọn.

$$i_{pc} = 1 \div 1,5$$

$n_{e\max}$ - Số vòng quay lớn nhất của động cơ ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô.

Đối với ô tô con, thông thường lấy:

$$n_{e\max} = 5000 - 5500 \text{ v/ph}$$

Đối với ô tô vận tải và chở khách dùng động cơ xăng:

$$n_{e\max} = 2600 - 3500 \text{ v/ph}$$

Đối với ô tô vận tải và chở khách dùng động cơ diesel:

$$n_{e\max} = 2000 - 2600 \text{ v/ph}$$

3.6.3. Xác định tỷ số truyền của hộp số và hộp số phụ

a. Tỷ số truyền số I

Nhắc lại: Phương trình cân bằng lực kéo và lực cản:

$$P_{\varphi} \geq P_k \geq \pm P_i + P_f + P_{\omega} \pm P_j + P_m$$

Tỷ số truyền số 1 được xác định theo các điều kiện sau:

- Khả năng thắng sức cản lớn nhất trong điều kiện sử dụng cho trước, ở số I xem các lực cản gió không đáng kể:

$$P_{k\max} \geq \psi_{\max} \cdot G$$

Tương đương:

$$\frac{M_{e\max} \cdot I_{hl} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \geq \psi_{\max} \cdot G$$

Suy ra:

$$I_{hl} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot r_b}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}$$

Trong đó:

ψ_{\max} - hệ số cản lớn nhất của đường

G - trọng lượng toàn bộ của xe (N)

$M_{e\max}$: Mô men cực đại của động cơ (N.m)

η_t - hiệu suất truyền lực chính

i_{pc} - tỷ số truyền của số phụ ở số cao.

- Khả năng tạo lực kéo lớn nhất theo điều kiện bám:

$$P_{K\max} \leq m \cdot G_{\varphi} \cdot \varphi$$

Tương đương:

$$\frac{M_{e\max} \cdot I_{hl} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \leq m \cdot G_{\varphi} \cdot \varphi$$

Suy ra:

$$I_{hl} \leq \frac{\varphi \cdot m \cdot G_{\varphi} \cdot r_b}{M_{e\max} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t \cdot i_0}$$

Ở đây:

φ - hệ số bám (chọn)

m - hệ số phân bố lại tải trọng lên cầu chủ động khi xe chuyển động. Với cầu sau chọn $m = 1,2$

G_{φ} - trọng lượng bám

Như vậy, số I được xác định trong khoảng sau:

$$\frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot r_b}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t} \leq I_{hl} \leq \frac{\varphi \cdot m \cdot G_{\varphi} \cdot r_b}{M_{e\max} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t \cdot i_0}$$

Nếu không thỏa mãn điều kiện trên cần xác định lại m , nghĩa là bố trí lại các trọng lượng tác dụng lên ô tô.

b. Tỷ số truyền số lùi

Tỷ số truyền của số lùi thông thường được chọn như sau:

$$I_{hL} = (1,2 \div 1,3) I_{hl}$$

c. Xác định số cấp của hộp số và tỷ số truyền của các số trung gian

Số cấp của hộp số được xác định phụ thuộc vào các yếu tố:

- Loại và công dụng của ô tô;
- Giá trị khoảng tỷ số truyền $k_i = i_{hl} / i_{hn}$;

Nói chung, tăng số cấp hộp số sẽ tăng được mức độ sử dụng công suất động cơ, tăng tính kinh tế nhiên liệu, tốc độ trung bình, nhờ vậy tăng năng suất và giảm giá thành vận chuyển. Tuy vậy tăng số cấp sẽ làm phức tạp kết cấu và quá trình điều khiển, tăng kích thước và giá thành hộp số.

Tỷ số truyền các tay số trung gian:

Hộp số ít cấp (số số truyền tiến không quá 6):

Trong đa số trường hợp, tỷ số truyền các tay số trung gian được xác định theo qui luật cấp số nhân để đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ như nhau khi tăng tốc ô tô ở các tay số khác nhau.

Khi số cấp của hộp số ít, có thể xác định tỷ số truyền của các tay số trung gian theo qui luật cấp số điều hoà hay tính theo cả hai qui luật rồi chọn giá trị trung bình. Khi tính theo cấp số điều hoà, khoảng biến thiên tốc độ ở các tay số khi xe tăng tốc đều bằng nhau và bước ở các số truyền cao sẽ nhỏ hơn khá nhiều so với ở các số truyền thấp.

Hộp số nhiều cấp (số số truyền tiến hơn 6):

Hộp số nhiều cấp thường gồm hộp số chính và một hộp số phụ bố trí chung trong một cụm. Do đó dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp được xác định bởi:

- Qui luật phân phối tỷ số truyền của hộp số chính;
- Quan hệ vị trí cũng như sự phân phối khoảng tỷ số truyền giữa hộp số chính và hộp số phụ.

Có 2 phương án xây dựng dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp:

- Hộp số phụ đặt trước hộp số chính

- Hộp số phụ đặt sau hộp số chính.

Tùy theo yêu cầu và điều kiện làm việc cụ thể của ô tô mà chọn phương án phù hợp.

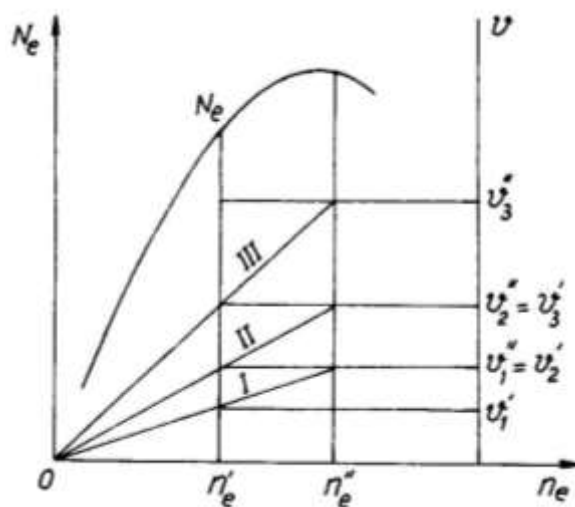
Phân phối tỉ số truyền theo cấp số nhân:

Cấp số nhân (công bội q):

Ví dụ: 2 -- 4 -- 8 -- 16 -- 32 ---q=2

Cấp số cộng (công sai d):

Ví dụ: 2 -- 4 -- 6 -- 8 -- 10 ---d(a)=2



Hình 3.2. Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân

Dựa trên cơ sở sử dụng công suất trung bình của động cơ khi làm việc ở chế độ toàn tải là không thay đổi trong quá trình gia tốc ô tô.

Ở tất cả các số truyền thì khoảng biến thiên số vòng quay động cơ từ $n_e' \rightarrow n_e''$ là không đổi.

Giả thiết: Khi chuyển số thì ô tô không bị ngắt dòng công suất, do đó không bị mất mát vận tốc và xem thời gian chuyển số bằng không hay **vận tốc cuối cùng của số thấp bằng vận tốc đầu tiên của số cao** tiếp theo, tức là:

$$v''_1 = v'_2 ; v''_2 = v'_3 \dots v''_{n-1} = v'_n$$

Vận tốc cuối cùng của xe ở các số truyền khác nhau được tính:

Số thứ (n -1)

$$v''_{n-1} = \frac{2\pi r_b n''_e}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}} \quad (3.33)$$

Tốc độ đầu tiên khi gia tốc ở các số truyền khác nhau được tính:

$$\text{Số thứ } n \quad v'_n = \frac{2\pi r_b n'_e}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}} \quad (3.34)$$

Kết hợp các biểu thức trên ta có:

$$\frac{n''_e}{i_{h1}} = \frac{n'_e}{i_{h2}} ; \frac{n''_e}{i_{h2}} = \frac{n'_e}{i_{h3}} \dots \frac{n''_e}{i_{h(n-1)}} = \frac{n'_e}{i_{hn}}$$

Vậy ta có:

$$\frac{i_{h1}}{i_{h2}} = \frac{i_{h2}}{i_{h3}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n_e''}{n_e'} = q$$

Với:

v', v'' – Vận tốc ô tô tương ứng với số vòng quay n_e', n_e'' .

n – Số lượng số truyền của hộp số.

q – Công bội cấp số nhân.

Từ biểu thức trên ta thấy các tỷ số truyền của hộp số được sắp xếp theo cấp số nhân với công bội là q :

$$i_{h2} = \frac{i_{h1}}{q}; i_{h3} = \frac{i_{h2}}{q}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

Hay:

$$i_{h3} = \frac{i_{h1}}{q^2}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h1}}{q^{(n-1)}}$$

$$\rightarrow q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}} \quad (3.35)$$

* Để xác định công bội q ta cần biết tỉ số truyền i_{h1} , số lượng số truyền n và tỉ số truyền của số cuối cùng i_{hn} . Thông thường người ta chọn $i_{hn} = 1$ (số truyền thẳng). Do đó q được tính như sau:

$$q = \sqrt[n-1]{i_{h1}} \quad (3.36)$$

Vậy tỉ số truyền của các tay số trung gian:

$$i_{h2} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-2}}$$

$$i_{h3} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-3}}$$

.....

$$i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-k}}$$

Trong đó k là số thứ tự của số truyền.

* Với hộp số có số truyền tăng thì $i_{hn} < 1$ và số truyền ngay trước nó $i_{h(n-1)} = 1$. Lúc đó các công thức tổng quát để xác định các tỷ số truyền còn lại sẽ là:

Công bội q của cấp số:

$$q = \sqrt[n-2]{i_{h1}} \quad (3.37)$$

Tỷ số truyền thứ k sẽ là:

$$i_{hk} = \sqrt[n-2]{i_{h1}^{n-(k+1)}} \quad (3.38)$$

Qua các biểu thức trên ta có nhận xét:

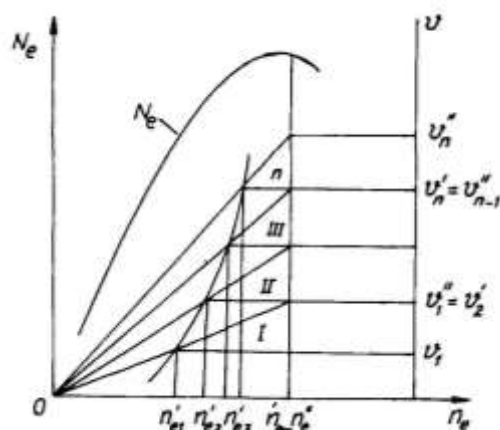
+ Ô tô thông thường sử dụng ở số cao của hộp số, nhưng ở khu vực này thì số lượng số truyền ít so với số lượng số truyền có được ở số thấp, đây là một nhược điểm khi chọn hệ thống tỷ số truyền cho các số trung gian theo cấp số nhân.

+ Đối với hộp số có cấp thì số lượng số truyền bị hạn chế như đã trình bày khi chọn số lượng số truyền của hộp số, do đó sẽ hạn chế khả năng tăng vận tốc trung bình của ô tô và hệ số sử dụng tải trọng của động cơ.

Phân phối tỷ số truyền theo cấp số điều hoà:

Nhằm mục đích khắc phục nhược điểm của hệ thống tỷ số truyền chọn theo cấp số nhân là ở khu vực số cao thì số lượng số truyền ít, người ta có thể **chọn hệ thống tỷ số truyền sao cho khoảng tốc độ giữa các số truyền là như nhau** (hình 3.2), nghĩa là:

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{n-1} = \text{const}$$



Hình 3.2: Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa.

Tương ứng với vận tốc ở các số truyền khác nhau tại số vòng quay n''_e của động cơ (hình 3.2), ta có:

$$v_1'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_{01} i_{h1} i_{pc}} ; \quad v_2'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_{01} i_{h2} i_{pc}} \\ \dots \dots \dots (3.39)$$

$$v_{n-1}'' = \frac{2 \pi r_b n_e''}{60 i_{0h(n-1)} i_{pc}} ; \quad v_n'' = \frac{2 \pi r_b n_e''}{60 i_{0h} i_{pc}}$$

Như vậy ta có:

$$\frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} = \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \quad (3.40)$$

Với:

a – Hằng số điều hoà.

n – Số lượng số truyền của hộp số.

Từ công thức (3.40), ta xác định được tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số khi biết tỷ số truyền ở số 1 là i_{h1} và hằng số điều hòa là a .

$$\begin{aligned} \frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} &= a \rightarrow i_{h2} = \frac{i_{h1}}{1 + a.i_{h1}} \\ \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} &= a \rightarrow i_{h3} = \frac{i_{h1}}{1 + 2a.i_{h1}} \\ &\dots = \dots \\ \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} &= a \rightarrow i_{hn} = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1).a.i_{h1}} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Nếu số truyền cuối cùng của hộp số là số truyền thẳng $i_{h,n} = 1$ thì ta có:

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \rightarrow 1 - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$

Và
$$1 = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1).a.i_{h1}}$$

Vậy:
$$a = \frac{i_{h1} - 1}{(n-1).i_{h1}} \quad (3.42)$$

Hằng số điều hòa a phụ thuộc vào tỷ số truyền ở số 1 i_{h1} của hộp số và số lượng số truyền của chúng. Khi đã xác định được hằng số điều hòa a , ta xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số bằng các kết hợp các biểu thức (3.41) và (3.42), ta có:

$$\begin{aligned} i_{h2} &= \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-2) + i_{h1}} \\ i_{h3} &= \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-3) + 2i_{h1}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

$$\dots\dots = \dots\dots$$

$$i_{hk} = \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-k) + (k-1)i_{h1}} \quad (3.44)$$

$$i_{h(n-1)} = \frac{(n-1).i_{h1}}{1 + (n-2)i_{h1}} \quad (\text{số kế cuối})$$

Và tỷ số truyền ở số thứ k của hộp số:

Đồ thị chuyển số của ô tô khi tỷ số truyền của hộp số phân bố theo cấp số điều hòa được biểu thị trên (hình 3.2). Khác với cấp số nhân, đối với cấp số điều hòa, khi chuyển từ số này sang số khác thì số vòng quay nhỏ của động cơ không phải là một trị số cố định, mà ở các số truyền càng cao thì số vòng quay nhỏ càng lớn:

$$n'_{en} > \dots > n'_{e2} > n'_{e1}$$

Do đó ở số truyền càng cao, động cơ làm việc càng gần trị số công suất lớn nhất và thời gian tăng tốc càng ngắn. Đó là ưu điểm chỉ có được ở cấp số điều hòa.

3.6.4. Tỷ số truyền hộp số phụ

Hộp số phụ hay còn gọi là hộp phân phối, thường có 2 số truyền: cao và thấp.

- Tỷ số truyền ở số cao thường chọn như sau:

$$i_{pc} = 1,0 \div 1,5$$

- Tỷ số truyền ở số thấp xác định theo điều kiện không có sự trượt quay của bánh xe chủ động:

$$i_{pt} = \frac{\varphi.G.r_b}{M_{emax}.i_0.i_{h1}.\eta_t}$$

φ - hệ số bám, $\varphi = 0,6 \div 0,8$

Kiểm tra lại điều kiện ô tô chuyển động ổn định ở tốc độ nhỏ nhất:

$$v_{min} = \frac{2\pi.n_{emin}.r_b}{60.i_0.i_{h1}.i_{pt}}$$

$$v_{min} = 3 \div 5 \text{ km/h } (0,83 \div 1,38) \text{ m/s}$$

3.7. LẬP ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC KÉO

Phương trình lực kéo tổng quát có dạng:

$$P_K = P_f + P_\omega \pm P_i + P_j + P_m$$

Trong đó:

P_K - Lực kéo tiếp tuyến các bánh xe chủ động

$P_f = f \cdot G_n \cdot \cos \alpha$ - Lực cản lăn

$P_\omega = K \cdot F \cdot v^2$ - Lực cản không khí

$P_i = G_n \cdot \sin \alpha$ - Lực cản dốc

P_j - Lực cản tăng tốc

P_m - Lực cản ở moóc kéo.

Tính trị số P_K ở các số truyền khác nhau theo công thức:

$$P_K = \frac{M_{e \max} \cdot \eta_p \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} \quad (N)$$

$$\text{Hay: } P_K = \frac{N_e \cdot \eta_p \cdot i_t \cdot \eta_t}{\omega_e \cdot r_b} \quad (N)$$

Tính trị số $P_\omega = f(v^2)$, rồi lập bảng biến thiên (P_ω cũng không tính theo từng số truyền mà tính theo sự biến thiên tốc độ nói chung)

Bảng giá trị lực kéo ứng với từng tốc độ (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

ω_e / ω_N	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
v_1	2.4	3.7	4.9	6.2	7.4	8.7	9.9	11.2
v_2	3.4	5.2	6.9	8.7	10.4	12.1	13.9	15.6
v_3	4.8	7.2	9.7	12.1	14.5	17.0	19.4	21.8
v_4	6.7	10.1	13.5	16.9	20.3	23.7	27.1	30.5
P_{k1}	7344.5	7846.5	8187.8	8368.6	8388.7	8248.1	7946.9	7485.0
P_{k2}	5261.1	5620.7	5865.2	5994.7	6009.1	5908.4	5692.6	5361.8
P_{k3}	3768.7	4026.3	4201.4	4294.2	4304.5	4232.3	4077.8	3840.8
P_{k4}	2699.6	2884.1	3009.6	3076.0	3083.4	3031.8	2921.0	2751.3

Đường $P_{\Psi}=P_f+P_j$ không đổi và song song với trục hoành ở những giá trị $v=22\text{m/s}$

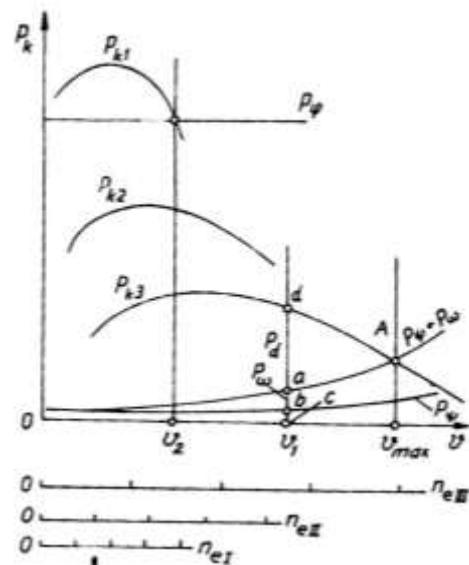
- Đặt đường P_{ω} lên đường P_{Ψ} ta được đường công lực cản tổng $P_{\Psi}+P_{\omega}$

Điều kiện thỏa mãn cho ô tô chuyển động không bị trượt quay là:

$$P_{\varphi} > P_k > P_c$$

Trong đó:

$$P_c = P_{\Psi} + P_{\omega}$$



Hình 3.3. Đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô

3.8. NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC Ô TÔ

3.8.1. Đồ thị nhân tố động lực ô tô khi đầy tải

Chỉ tiêu về lực kéo P_K chưa đánh giá được chất lượng động lực của ô tô này với ô tô khác, vì hai ô tô cùng lực kéo như nhau nhưng ô tô nào có **nhân tố cản không khí** bé hơn, **trọng lượng** bé hơn thì chất lượng động lực của ô tô đó tốt hơn.

Vì vậy, để đánh giá được chất lượng động học của ô tô này so với ô tô khác người ta đưa ra hệ số **nhân tố động học** của ô tô:

$$D = \frac{P_K - P_{\omega}}{G}$$

Trong đó:

P_K - Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động

P_{ω} - Lực cản không khí

G - Trọng lượng toàn bộ của xe

Theo phương trình cân bằng lực kéo của ô tô mục 1.5:

$$\frac{M_e \cdot j_t \cdot \eta_t}{r_b} - W \cdot v^2 = \psi \cdot G \pm \frac{G}{g} \delta_i j = G \left(\psi \pm \frac{\delta_i}{g} j \right)$$

Ta có:

$$D = \frac{P_K - P_{\omega}}{G} = \left(\frac{M_e \cdot j_t \cdot \eta_t}{r_b} - W \cdot v^2 \right) \cdot \frac{1}{G} = \psi \pm \frac{\delta_i}{g} j$$

Nhận xét: nhân tố động lực học thể hiện khả năng thắng lực cản tổng cộng và khả năng tăng tốc.

D_1	0.26677	0.28428	0.295632	0.30083	0.29987162	0.29275818	0.27949	0.26006
D_2	0.19429	0.20622	0.2132884	0.21551	0.21288433	0.20540783	0.19308	0.17591
D_3	0.14071	0.14778	0.1506569	0.14933	0.14380508	0.13407842	0.12015	0.10202
D_4	0.10039	0.1025	0.1003047	0.09381	0.08302465	0.06793841	0.04855	0.02435

3.8.2. Đồ thị nhân tố động lực học ô tô khi tải trọng thay đổi

Giá trị nhân tố động lực học của ô tô tỷ lệ nghịch với trọng lượng toàn bộ của nó. Điều này cho phép chúng ta tính được nhân tố động lực học của ô tô tương ứng với trọng lượng bất kỳ theo công thức:

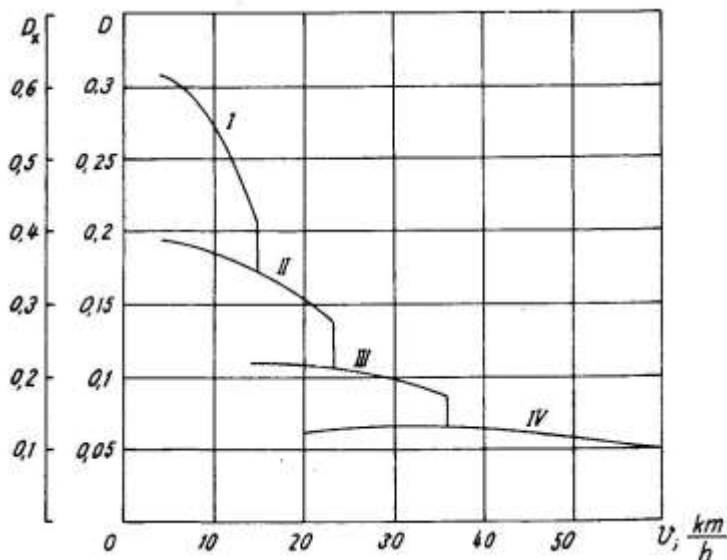
$$D_x G_x = DG$$

$$\text{hay } D_x = D \cdot \frac{G}{G_x}$$

G_x - trọng lượng mới của ô tô

D_x - nhân tố động lực học mới của ô tô

Cần thay đổi tỷ lệ xích trên trục tung để xác định các giá trị D_x



Hình 3.5. Đồ thị nhân tố động lực học ô tô có 4 số truyền khi chuyển động với tải trọng đầy G và khi có $G_x = 0,5G$

Với những tải trọng khác nhau ta có thể xác định D_x trên đồ thị tia theo nhân tố động lực học khi tải trọng thay đổi:

Nếu các tia làm với trục hoành các góc α khác nhau ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D}{D_x} = \frac{G_x}{G}$$

$$\Rightarrow D_x = D \cdot \operatorname{ctg} \alpha$$

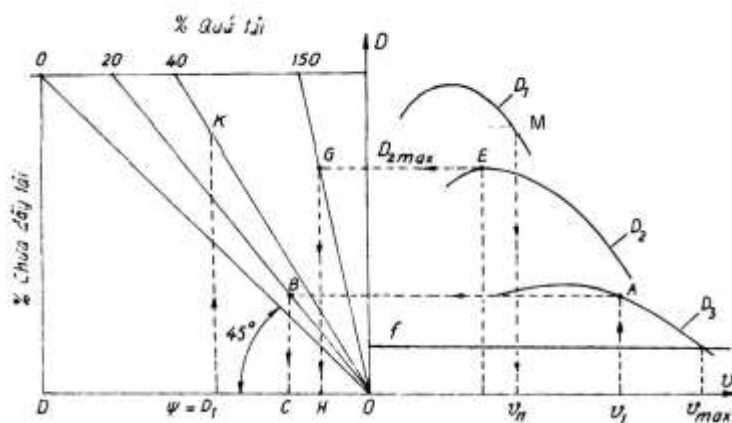
Từ đó ta suy ra cách xây dựng đồ thị như sau;

Góc phần tư bên phải của đồ thị biểu diễn những đường đặc tính động lực học ứng với trường hợp ô tô đủ tải. Góc phần tư bên trái của đồ thị ta dựng từ gốc toạ độ những tia làm với trục hoành những góc α khác nhau, ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_x}{G}$$

$$\text{Suy ra: } \alpha = \operatorname{arctg} \frac{G_x}{G}$$

Như vậy, mỗi tia trên đồ thị ứng với mỗi trọng lượng toàn bộ của xe và trọng tải có ích nào đó tính ra phần trăm so với trọng tải định mức của ô tô và cho phép xác định D_X tương ứng với một giá trị D nào đó. Muốn tính giá trị D_X ta chỉ việc kẻ từ giá trị đó một đường song song với trục hoành.



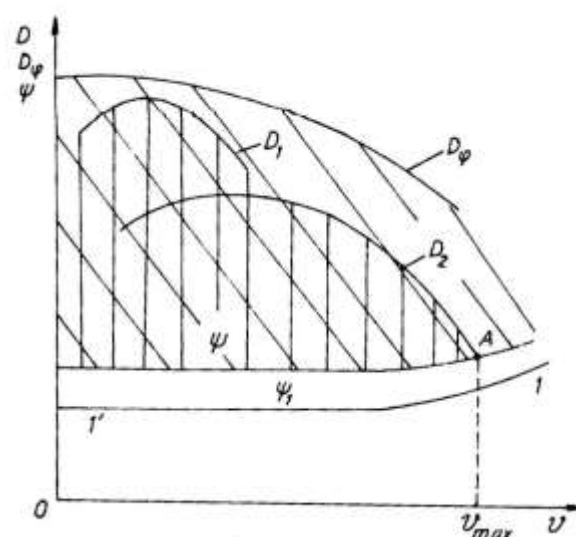
Hình 3.6. Đồ thị tia theo nhân tố động lực học khi tải trọng thay đổi

Bảng tính D khi tải trọng thay đổi (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\frac{G_x}{G} \cdot 100\%$	G_x	$G_x = G_0 + G_x$	$\frac{G_x}{G} = \tan \alpha$	α (độ)
0	0	1260	0,45	24,22
40	504	2044	0,73	36,13
100	1260	2800	1	45
150	1890	3430	1,225	50,77

3.8.3. Giới hạn của đồ thị nhân tố động lực ô tô

Giới hạn sử dụng là những đường cong nằm dưới đường cong $D_\varphi = f(v)$ và nằm trên đường $\psi = f(v)$.



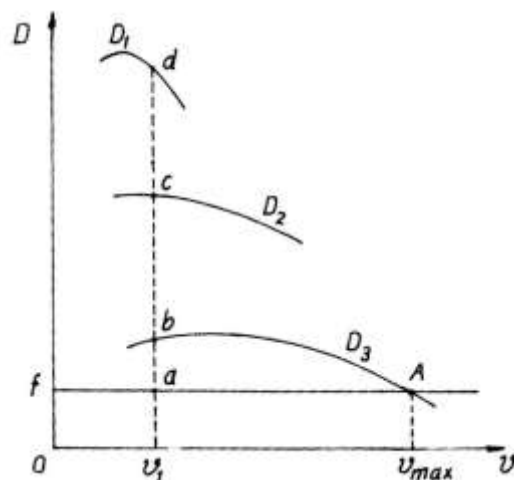
Hình 3.7. Vùng sử dụng đồ thị nhân tố động lực học theo điều kiện bám của bánh xe chủ động và điều kiện sức cản của mặt đường

3.8.4. Sử dụng đồ thị nhân tố động lực học

a. Xác định vận tốc lớn nhất của ô tô

Giao điểm của đường $D = \psi$ với các đường D_n (nhân tố động lực học của số truyền n) sẽ có các vận tốc khác nhau.

Ví dụ: khi $j = 0$, đường nằm ngang $\alpha = 0$. Như vậy $\psi = f$. Giao điểm A với D_3 sẽ có tốc độ lớn nhất v_{max} .



Hình 3.8. Xác định tốc độ lớn nhất của ô tô trên đồ thị nhân tố động lực học

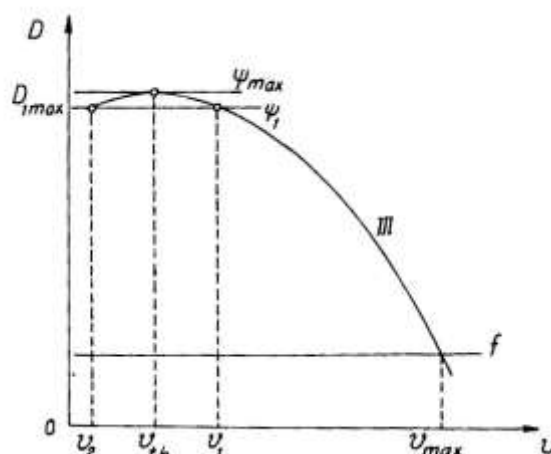
b. Xác định độ dốc lớn nhất của ô tô

Trong trường hợp ô tô chuyển động ổn định lên dốc

$$D = \psi = f + i$$

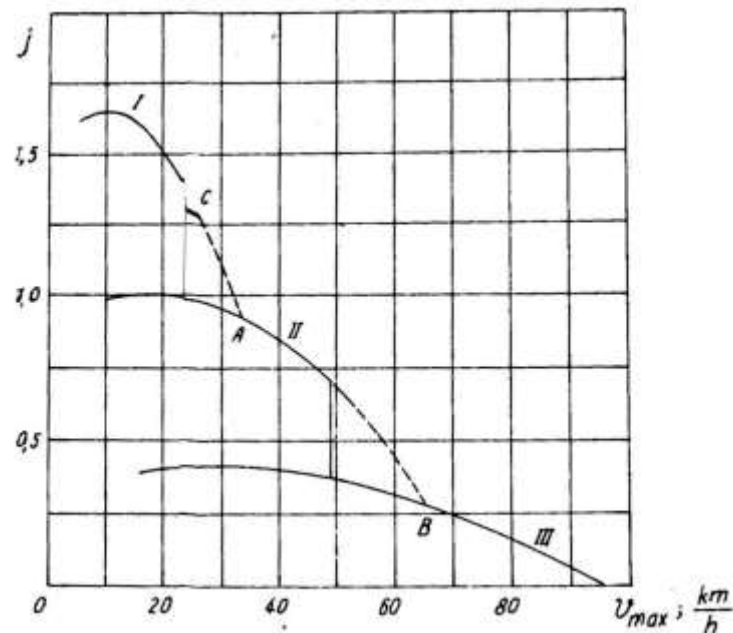
Suy ra:

$$i_{max} = D_{max} - f$$



Hình 3.9. Khu vực làm việc của nhân tố động lực học

12.858	14.6954	1.42603	1.28847	10.11671
14.6954	16.5324	1.31711	1.39472	11.51143
$\Delta v_2 = 0.49475$			$t_c=3$	14.51143



Hình 3.11. Đồ thị biểu diễn gia tốc của ô tô có 3 số truyền

d. Xác định thời gian tăng tốc của ô tô

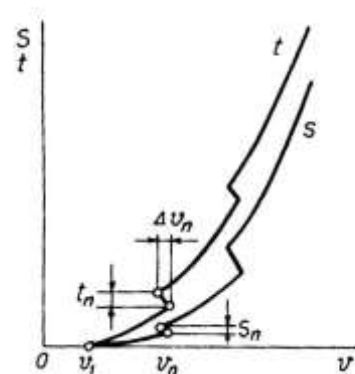
Ta có: $j = \frac{dv}{dt} \Rightarrow dt = \frac{1}{j} dv$, xét thời gian tăng tốc của ô tô từ v_1 đến v_2 :

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv$$

Tích phân này không giải được bằng phương pháp giải tích vì không có mối quan hệ giải tích chính xác giữa gia tốc j và tốc độ v của xe, ta phải xác định bằng phương pháp đồ thị trên cơ sở đồ thị $j-v$. Chia đường cong gia tốc ra nhiều đoạn nhỏ và coi rằng trong mỗi tốc độ ứng với mỗi đoạn đường cong đó thì ô tô tăng tốc với một gia tốc trung bình không đổi:

$$j_{tb} = 0,5(j_{i1} + j_{i2})$$

Trong đó j_{i1} , j_{i2} là gia tốc ứng với điểm đầu và điểm cuối khoảng đó. Vậy thời gian tăng tốc từ v_1 đến v_2 là:



Hình 3.12. Đồ thị thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô có kể đến sự giảm tốc độ chuyển động khi chuyển số

$$\Delta t_i = \frac{v_{i2} - v_{i1}}{j_{itb}} = \frac{\Delta v_i}{j_{itb}}$$

Thời gian tăng tốc:

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n = \sum_1^n \Delta t_i$$

Đối với hệ thống truyền lực của ô tô với hộp số có cấp, thời gian chuyển từ số thấp lên số cao có xảy ra giảm vận tốc chuyển động của ô tô 1 khoảng Δv , trị số giảm vận tốc xác định nhờ công thức:

$$\Delta v = \psi \cdot g \cdot \frac{t_1}{\delta_i}$$

t_1 - thời gian chuyển số, tùy trình độ người lái xe, chọn $t_1 = 0,5 \div 3$ (s)

Bảng tính thời gian ở tay số I (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\Delta v(m/s)$		$j_{itb}(m/s^2)$	$\Delta t_i(s)$	$t(s)$
2.70262	4.05393	1.84476	0.7325117	0.73251
4.05393	5.40523	1.94751	0.6938663	1.42638
5.40523	6.75654	2.00642	0.6734907	2.09987
6.75654	8.10785	2.02152	0.6684624	2.76833
8.10785	9.45916	1.99278	0.6781007	3.44643
9.45916	10.81047	1.92022	0.7037242	4.150156
10.81047	12.16178	1.80384	0.7491294	4.899285
$\Delta v_1 = 0.458213$			$t_c=3$	7.899285

Bảng tính thời gian ở tay số II (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\Delta v(m/s)$		$J_{itb}(m/s^2)$	$\Delta t_i(s)$	$t(s)$
11.7081183	12.858	1.43363	0.80208	8.828241
12.858	14.6954	1.42603	1.28847	10.11671
14.6954	16.5324	1.31711	1.39472	11.51143
$\Delta v_2 = 0.49475$			$t_c=3$	14.51143

Bảng tính thời gian ứng với tay số III (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\Delta v(m/s)$		$J_{itb}(m/s^2)$	$\Delta t_i(s)$	$t(s)$
16.03	17.479	0.76344	1.8979779	16.3299
17.479	19.9766	0.9074	2.7524647	19.0824
19.9766	22.473	0.76923	3.2453263	22.3277
Δv_3	0,55941		$t_c=3$	25,3277

Bảng tính thời gian ứng với tay số IV (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\Delta v(m/s)$		$J_{itb}(m/s^2)$	$\Delta t_i(s)$	$t(s)$
-----------------	--	------------------	-----------------	--------

21.913	23.761	0.3737	4.94515	30.3701
23.761	27.1556	0.29282	11.5927	41.9628
27.1556	30.55	0.11573	29.3299	71.2927

d. Lập đồ thị quãng đường tăng tốc

Từ công thức:

$$v = \frac{ds}{dt}$$

Suy ra:

$$ds = v \cdot dt$$

Như vậy quãng đường tăng tốc của ô tô từ v_1 đến v_2 là:

$$s = \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dt$$

Tích phân này cũng không giải được bằng giải tích vì vậy chúng ta lại áp dụng phương pháp đồ thị tương tự trên, dựa vào đồ thị $t-v$ vừa lập được.

Chia đường cong thời gian tăng tốc ra nhiều đoạn nhỏ và thừa nhận rằng trong mỗi khoảng thay đổi tốc độ ứng với từng đoạn này ô tô chuyển động đều với vận tốc trung bình là:

$$v_{tb} = 0,5(v_{i1} + v_{i2})$$

Lúc đó quãng đường xe đi được trong mỗi khoảng sẽ là:

$$\Delta s_i = V_{tb} \cdot \Delta t_i$$

và quãng đường tăng tốc tổng cộng của ô tô từ tốc độ cực tiểu đến tốc độ cực đại là:

$$s = \Delta s_1 + \Delta s_2 + \Delta s_3 \dots + \Delta s_n$$

Sau mỗi khi sang số ta phải cộng thêm quãng đường đi được trong thời gian chuyển số. Quãng đường đi được trong thời gian chuyển số được tính theo công thức:

$$s_{ci} = (v_i - 4,73 \cdot t_1 \cdot \psi) t_1$$

v_i - vận tốc lớn nhất của ô tô ứng với tay số trước khi sang số.

Ta có quãng đường ô tô đi được trong thời gian chuyển số, được tính như sau:

Bảng giá trị quãng đường tăng tốc ứng với tay số I (giá trị trong bảng chỉ để tham khảo)

$\Delta v(m/s)$	$v_{tb}(m/s)$	$\Delta t_i(s)$	$\Delta s_i(m)$	$s(m)$
2.70262	4.05393	3.37827	0.7412533	2.5041545
4.05393	5.40523	4.72958	0.7022248	3.32123
5.40523	6.75654	6.08089	0.6754898	4.10758
				9.93296059

6.75654	8.10785	7.4322	0.6706959	4.98474	14.9177042
8.10785	9.45916	8.7835	0.6869123	6.0335	20.9512018
9.45916	10.8104	10.1348	0.7132799	7.22896	28.1801607
10.81047	12.1617	11.4861	0.7599017	8.72832	36.9084841
	S_{CI}			35.78	72.6884841

Bảng giá trị quãng đường tăng tốc ứng với tay số II

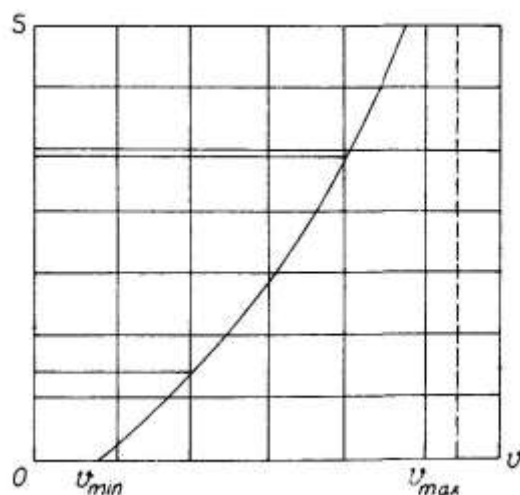
$\Delta v(m/s)$	$v_{tb}(m/s)$	$\Delta t_i(s)$	$\Delta s_i(m)$	$s(m)$
11.7020334	12.858	12.28	0.4909	78.71671
12.858	14.6954	13.7767	0.8635	90.61287
14.6954	16.5324	15.6139	0.92099	104.9931
S_{CII}			48.84	153.8331

Bảng giá trị quãng đường tăng tốc ứng với tay số III

$\Delta v(m/s)$	$v_{tb}(m/s)$	$\Delta t_i(s)$	$\Delta s_i(m)$	$s(m)$
16.03	17.479	16.7545	0.835453	167.8306917
17.479	19.9766	18.7278	2.1142883	207.4266601
19.9766	22.473	21.2248	2.3367595	257.0239141
S_{CIII}			66.56	323.5839141

Bảng giá trị quãng đường tăng tốc ứng với tay số IV:

$\Delta v(m/s)$	$v_{tb}(m/s)$	$\Delta t_i(s)$	$\Delta s_i(m)$	$s(m)$
21.913	23.761	22.837	2.246844	374.8951
23.761	27.1556	25.4583	7.384911	562.9024
27.1556	30.55	28.8528	8.981464	822.0428



Hình 3.13. Đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô

TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN -BTL

1. MỤC ĐÍCH

2. BẢNG THÔNG SỐ CHO TRƯỚC VÀ THÔNG SỐ CHỌN

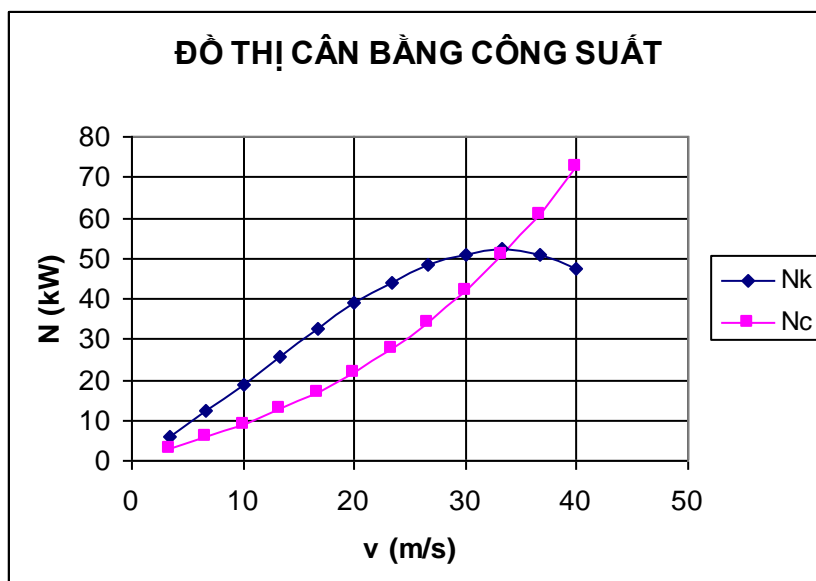
3. XÁC ĐỊNH TRỌNG LƯỢNG THÀNH PHẦN CỦA Ô TÔ

4. CHỌN LỚP

5. CÔNG SUẤT CỰC ĐẠI

$$N_k = N_e \cdot \eta_t$$

v	3.33	6.66	9.99	13.32	16.65	19.98	23.31	26.64	29.97	33.33	36.63	39.96
N_k	5.7	12.1	18.9	25.9	32.6	38.8	44.1	48.4	51.1	52.1	51	47.5
N_c	2.9	5.9	9.1	12.8	17	21.9	27.5	34.1	41.8	50.7	60.8	72.5



$$N_c = G\psi v + KFv^3$$

6. TỶ SỐ TRUYỀN CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH

7. TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ

8. ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC KÉO

9. ĐỒ THỊ NHÂN TỔ ĐỘNG LỰC Ô TÔ KHI ĐẦY TẢI

Chương 4: TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

Tính kinh tế nhiên liệu là lượng tiêu hao nhiên liệu của xe, máy trên một đơn vị: quãng đường xe chạy, khối lượng công việc, hoặc ca máy.

4.1. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ

4.1.1. Mức tiêu hao nhiên liệu trên quãng đường 100km

$$q_d = \frac{100 \cdot Q}{S^*} \left(\frac{1}{100 \text{ km}} \right) \quad (4.1)$$

Q - Lượng nhiên liệu tiêu thụ. (l)

S^* - Quãng đường đi được của ô tô. (km)

Mức tiêu hao nhiên liệu tính theo q_d không kể đến khối lượng hàng hoá khi ô tô vận chuyển. Vì vậy, cần đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô theo đơn vị hàng hoá vận chuyển.

4.1.2. Mức tiêu hao nhiên liệu cho 1 tấn.km

$$q_c = \frac{Q \cdot \rho_n}{G_t \cdot S_t} \left(\frac{\text{kg}}{\text{t.km}} \right) \quad (4.2)$$

G_t - Khối lượng hàng hoá chuyên chở (t)

ρ_n - Khối lượng riêng của nhiên liệu (kg/l)

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

4.2. PHƯƠNG TRÌNH TIÊU HAO NHIÊN LIỆU

Mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian được tính như sau:

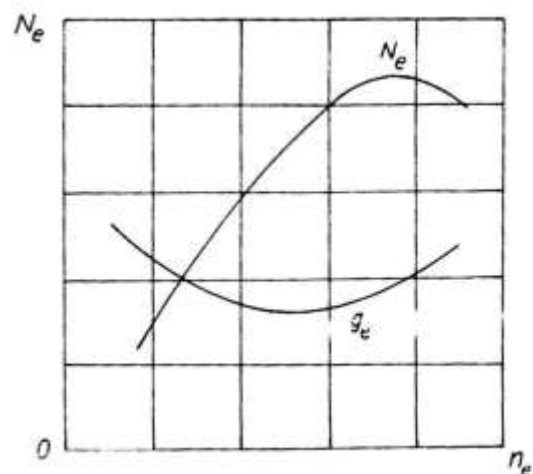
$$G_t = \frac{Q \cdot \rho_n}{t} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \quad (4.3)$$

t : thời gian làm việc của động cơ (h).

Suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e .

$$g_e = \frac{G_t}{N_e \cdot t} = \frac{Q \cdot \rho_n}{N_e \cdot t} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \right) \quad (4.4)$$

Từ (4.1) và (4.4) mức tiêu hao nhiên liệu trên quãng đường được tính:



Hình 4.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ

$$q_d = \frac{100 \cdot g_e \cdot N_e \cdot t}{S \cdot \rho_n} = \frac{100 \cdot g_e \cdot N_e}{v \cdot \rho_n} \left(\frac{1}{100 \text{ km}} \right)$$

Với $v = \frac{S^*}{t}$: Vận tốc chuyển động của ô tô (km/h)

Mà công suất của động cơ dùng để thắng các lực cản chuyển động.

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

v: Vận tốc chuyển động của ô tô tính theo đơn vị m/s.

$$\Rightarrow q_d = \frac{0,36 \cdot (P_\psi + P_\omega \pm P_j) g_e}{\rho_n \eta_t} \left(\frac{1}{100 \text{ km}} \right) \quad (5)$$

Đây là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định.

Khi chuyển động ổn định thì $P_j = 0$.

$$\Rightarrow q_d = \frac{0,36 \cdot (P_\psi + P_\omega) g_e}{\rho_n \eta_t} \left(\frac{1}{100 \text{ km}} \right)$$

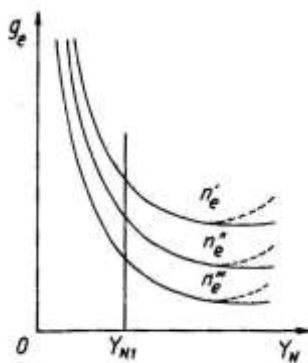
Nhận xét:

- q_d tăng khi g_e tăng

η_t tăng $\rightarrow q_d$ tăng

Lực cản tăng $\rightarrow q_d$ tăng .

4.3. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ KHI CHUYỂN ĐỘNG ỔN ĐỊNH



Hình 4.2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ

Sử dụng phương trình tiêu hao nhiên liệu để phân tích mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô gặp nhiều khó khăn vì g_e phụ thuộc vào n_e và mức độ sử dụng công suất của động cơ.

Trước tiên thông qua thực nghiệm ta xây dựng đồ thị tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ theo mức độ sử dụng công suất $g_e = f(Y_N)$ tương ứng với các số vòng quay khác nhau của động cơ.

Qua đồ thị, ta có nhận xét sau:

Mức độ sử dụng công suất động cơ càng tăng và số vòng quay trục khuỷu động cơ càng giảm thì suất tiêu hao nhiên liệu giảm.

Tiếp theo ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các giá trị khác nhau của ψ để tìm được Y_N ứng với một tỷ số truyền của hộp số.

Công suất cần quy về động cơ:

$$N_C = \frac{N_\psi + N_\omega}{\eta_t}$$

Quá trình xây dựng như sau:

Vẽ đường $N_e = f(v)$

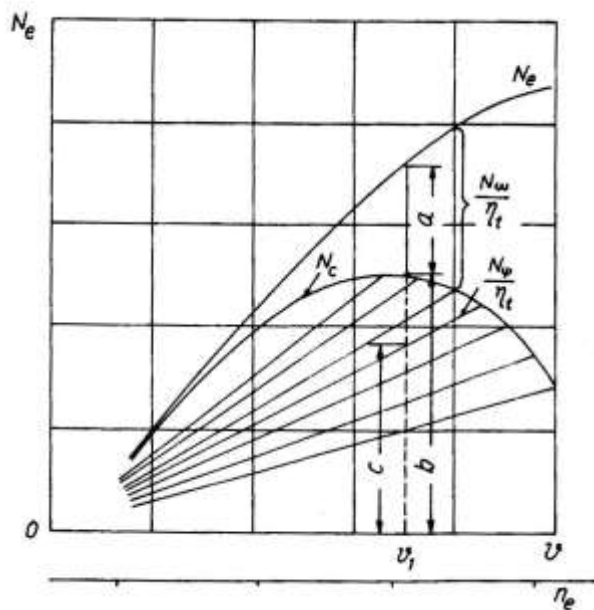
Xây dựng phía dưới đường N_e là đường công suất cần gió quy về động cơ

$$\frac{N_\omega}{\eta_t} = f(v) = \frac{W \cdot v^3}{\eta_t}$$

Xây dựng các đường cong biểu diễn công suất cần của mặt đường ứng với hệ số cản ψ khác nhau;

$$\frac{N_\psi}{\eta_t} = f(v)$$

Từ đó ta có thể xác định mức độ sử dụng công suất của động cơ ứng với số vòng quay khác nhau của động cơ và điều kiện nào đó của đường xá.



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

Ví dụ: để đảm bảo cho ô tô chuyển động được ở tốc độ v_1 trên loại đường có hệ số cản là ψ_1 thì cần phải có công suất được xác định bằng tổng hai đoạn (a+c). Còn công suất của động cơ phát ra tại vận tốc này bằng tổng số hai đoạn (a+b). từ đó ta xác định được mức độ sử dụng công suất của động cơ Y_N theo tỉ số:

$$Y_N = \frac{a + c}{a + b}$$

Từ Y_N và n_e tương ứng ta được g_e trên đồ thị. Và ứng với mỗi giá trị đó ta cũng xác định được P_ψ và P_ω , thế vào phương trình tiêu hao nhiên liệu ta được g_d ứng với các ψ khác nhau và xây dựng được đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu (l/100km).

4.4. KHÁI NIỆM VỀ ĐỊNH MỨC TIÊU HAO NHIÊN LIỆU

Định mức tiêu hao nhiên liệu có ý nghĩa quan trọng trong việc sử dụng hợp lý vật tư và giảm giá thành vận chuyển.

Những công thức trình bày trên thuận lợi cho việc phân tích ảnh hưởng của từng yếu tố tới mức tiêu hao nhiên liệu, nhưng chúng không thể dùng vào việc định mức, ngoài ra những công thức trên không tính đến nhiều nhân tố làm tăng lượng tiêu hao nhiên liệu trong điều kiện sử dụng (số lần đỗ, khởi động, quay đầu ...)

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

$$q_d = \left(K_1 \frac{S}{100} + K_2 \frac{P}{100} + K_3 \cdot z \right) \cdot \left(\frac{1}{100 \text{ km}} \right)$$

Ở đây:

K_1 : định mức tiêu hao nhiên liệu do sự di chuyển của bản thân ô tô và tổn thất bên trong động cơ; (l/100km)

K_2 : định mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn hàng hoá vận chuyển trong 100km; (l/t.100km)

K_3 : định mức tiêu hao nhiên liệu phụ cho mỗi lần vận chuyển. Trong điều kiện sử dụng ta cần phải tính đến lượng tiêu hao nhiên liệu cho những địa điểm ô tô chất và dỡ tải, tại những vị trí này ô tô cần phải dừng xe, tắt máy, quay đầu (khi tắt máy thì động cơ, hộp số, cầu chủ động ... khi khởi động lại thì ta phải tiêu tốn một phần năng lượng để hâm nóng).

P: Công vận tải; (t.km)

S: Quãng đường xe đi được, km.

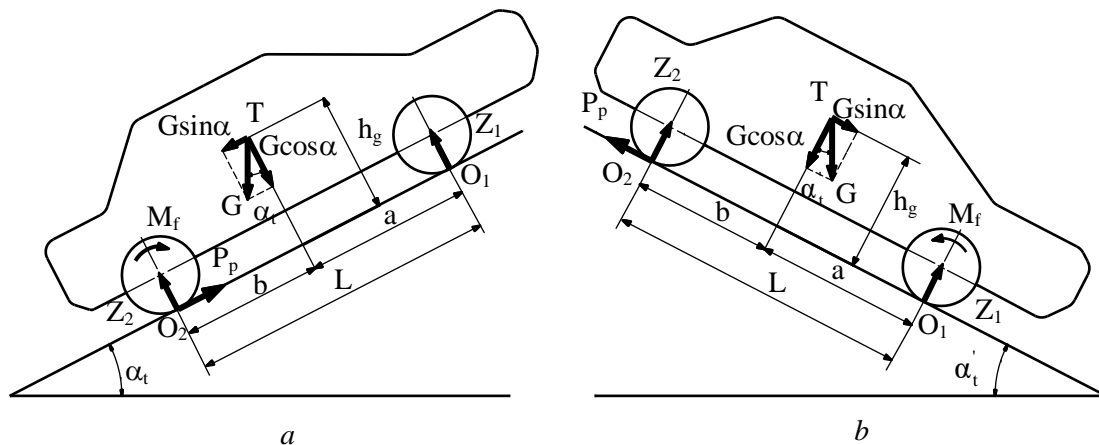
z: Số lần quay đầu, dừng, khởi động ... cho một chuyến.

Chương 5: TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ

5.1. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC

5.1.1. Tính ổn định dọc tĩnh

Tính ổn định dọc tĩnh là khả năng đảm bảo cho xe không bị lật hoặc trượt khi đứng yên trên đường dốc dọc.

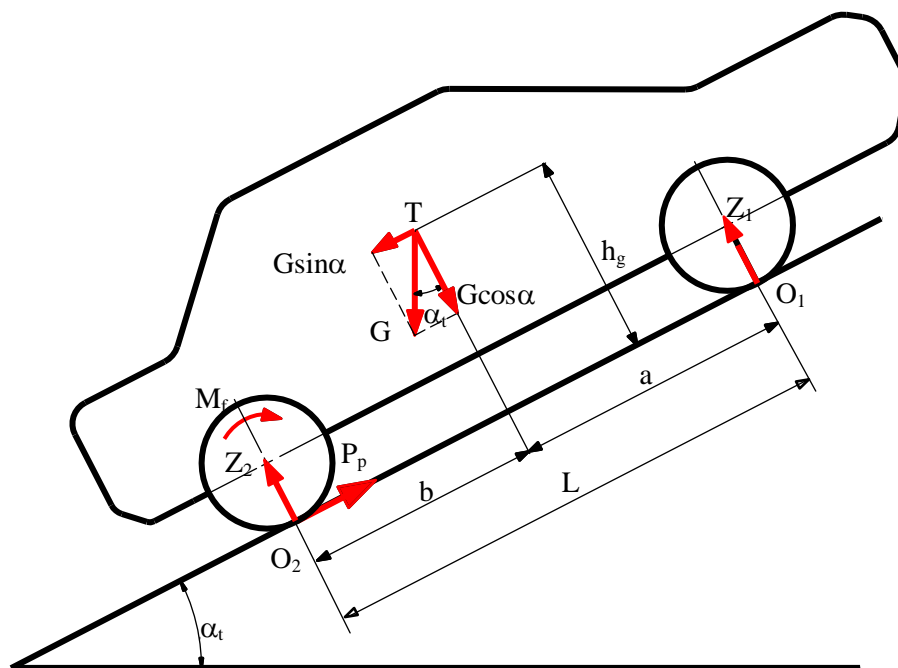


Hình 5.1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi đứng yên.

a- Ô tô đứng quay đầu lên dốc.

b- Ô tô đứng quay đầu xuống dốc.

a. Xét trường hợp xe bị lật



*** Khi đứng trên dốc nghiêng quay đầu lên xe sẽ chịu tác dụng của các lực sau:**

- Trọng lượng của ô tô kéo đặt tại trọng tâm của bánh xe G .
- Hợp lực của các phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe trước Z_1 và sau Z_2 , ta có $Z_1 + Z_2 = G \cdot \cos \alpha$

- Mô men phanh đặt ở các bánh sau.

Tăng dần góc dốc α cho đến khi bánh xe trước nhấc khỏi mặt đường lúc đó $Z_1=0$ và xe bắt đầu lật quanh điểm O_2 . ta sẽ được:

$$G.b.\cos \alpha_1 - G.h_g.\sin \alpha_1 = 0$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{b}{h_g}$$

α_1 : góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng quay đầu lên dốc.

*** Trường hợp xe quay đầu xuống dốc ta làm tương tự và ta được:**

$$\operatorname{tg} \alpha'_1 = \frac{a}{h_g}$$

α'_1 : góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng quay đầu xuống dốc.

Qua đó ta cũng thấy rằng góc dốc giới hạn lật đổ tĩnh chỉ phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm của xe.

Ta có bảng trị số giới hạn góc dốc α

Loại xe	Lên dốc	Xuống dốc
Xe du lịch, xe tải không tải	60°	60°
Xe tải khi đầy tải	$35^\circ - 40^\circ$	60°
Xe tự đổ khi không tải	$20^\circ - 35^\circ$	$> 60^\circ$

b. Xét trường hợp xe bị trượt

Sự mất ổn định không chỉ do sự lật đổ mà còn do **sự trượt trên dốc** khi không đủ lực bám giữa xe với mặt đường. Trong trường hợp này, để tránh cho xe khỏi bị trượt xuống dốc người ta **bố trí phanh ở các bánh xe**.

b1. Ô tô chỉ phanh ở các bánh sau

Góc dốc giới hạn đối với xe quay đầu lên dốc bị trượt được xác định như sau (phanh chỉ bố trí ở bánh sau):

$$P_{p\max} = G.\sin \alpha_t = \varphi.Z_2$$

$P_{p\max}$: lực phanh lớn nhất đặt ở bánh xe sau.

$$Z_2 = \frac{G.a.\cos \alpha_t + G.h_g.\sin \alpha_t}{L}$$

Thay vào công thức trên ta có được góc dốc giới hạn khi ô tô đứng trên nền dốc bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \varphi \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_g}$$

Đối với trường hợp xe quay đầu xuống dốc, phanh chỉ bố trí ở bánh sau thì tương tự ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha'_t = \varphi \cdot \frac{a}{L + \varphi \cdot h_g}$$

b2. Ô tô phanh ở tất cả các bánh

Trong trường hợp **phanh đặt ở tất cả các bánh xe** thì khi xe quay đầu lên hoặc xuống ta đều có góc dốc giới hạn để xe không bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \varphi$$

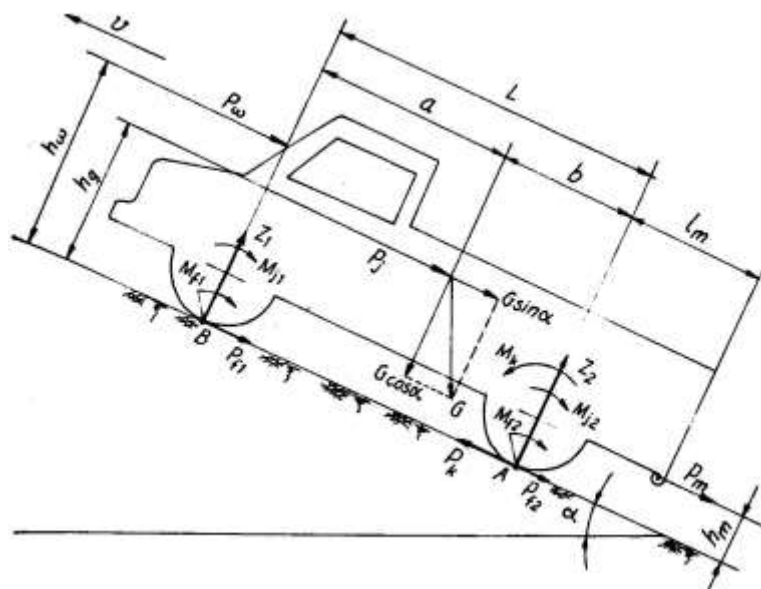
Để đảm bảo an toàn khi xe đứng trên dốc thường sử dụng điều kiện xe bị trượt trước khi bị lật đổ:

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

(Tuỳ theo trường hợp mà ta đưa ra công thức cụ thể)

5.1.2. Ổn định dọc động

a. Trường hợp tổng quát



Hình 5.2. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc

Sử dụng công thức tính phản lực thẳng góc tác dụng lên bánh xe ta có:

$$Z_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) \cdot h_g - P_m \cdot h_m}{L}$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha (a + f \cdot r_b) + (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) h_g + P_m \cdot h_m}{L}$$

Khi góc dốc đến giá trị giới hạn thì xe sẽ bị lật đổ ứng với $Z_1 = 0$, từ đó ta tìm được góc dốc giới hạn xe bị lật đổ khi lên dốc.

Để đơn giản ta xét trường hợp ô tô chuyển động ổn định lên dốc và không kéo móc:

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - f \cdot r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{G \cdot \cos \alpha_d}$$

(tại góc dốc giới hạn xem $\cos \alpha \approx 1$)

$$\text{Ta có: } \operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - f \cdot r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{G}$$

b. Khi xe chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ, không kéo móc và chuyển động ổn định

Ta có: $P_\omega \approx 0$; $P_m = 0$; $P_j = 0$ và $P_f = 0$. Như vậy: $\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b}{h_g}$

Tương tự xe chuyển động xuống dốc:

$$\text{Như vậy: } \operatorname{tg} \alpha'_d = \frac{a}{h_g}$$

* Xác định **điều kiện giới hạn để xe bị trượt trên nền dốc**:

Bánh chủ động được bố trí ở bánh xe sau thì trị số lực kéo được xác định như sau:

$$P_{k \max} = P_\varphi = Z_2 \cdot \varphi = \varphi \cdot \frac{G(a \cdot \cos \alpha_\varphi + h_g \cdot \sin \alpha_\varphi)}{L} = G \cdot \sin \alpha_\varphi$$

\Rightarrow Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \frac{\varphi \cdot a}{L - \varphi \cdot h_g}$$

Điều kiện để đảm bảo xe bị trượt trước lúc bị lật giống như trên.

c. Trường hợp xe kéo móc chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ và ổn định

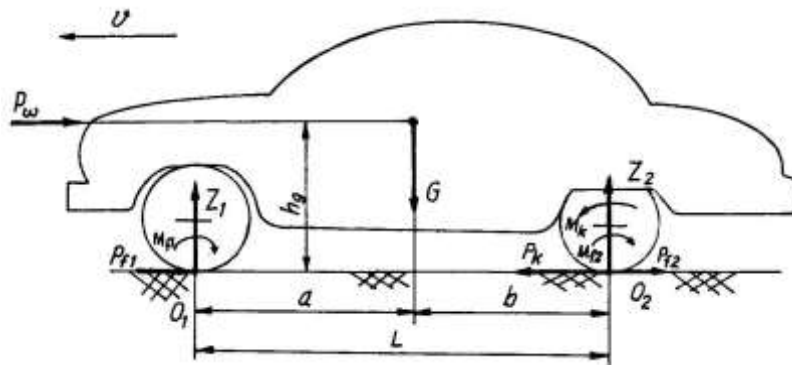
Đoàn xe chuyển động ổn định $P_j = 0$; vận tốc nhỏ nên $P_\omega \approx 0$ và lực cản lăn nhỏ $P_f = 0$.

Bằng phương pháp như trên ta tính được góc dốc giới hạn mà đoàn xe bị trượt khi coi $P_m = G_m \cdot \sin \alpha$ và bỏ qua lực cản lăn của móc.

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \frac{\varphi \cdot a \cdot G}{G(L - \varphi \cdot h_g) + G_m(L - \varphi \cdot h_m)}$$

G_m : trọng lượng của toàn bộ moóc.

d. Trường hợp xe chuyển động ổn định với vận tốc cao trên đường nằm ngang không kéo móc



Hình 5.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô chuyển động ở tốc độ cao

Trong trường hợp này xe có khả năng bị lật do bị lực cản của không khí gây ra khi chuyển động với vận tốc rất lớn. Khi tăng lực cản đến trị số giới hạn thì xe bị lật quanh điểm O_2 , lúc đó $Z_1=0$.

Ở chương trước ta đã có:
$$Z_1 = \frac{G(b - f \cdot r_b) - P_w \cdot h_g}{L}$$

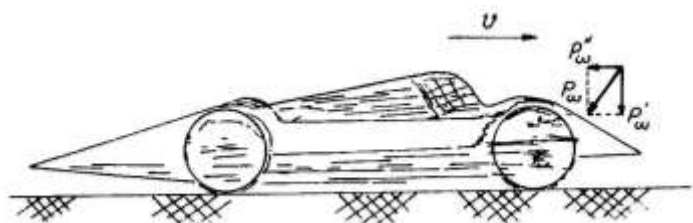
Ta xem $M_f = 0$ vì trị số của nó nhỏ so với P_w . Ta có $P_w = K \cdot F \cdot v_n^2 / 12$ (vận tốc tính bằng km/h)

Thế vào phương trình khi cho $Z_1 = 0$ ta rút ra được vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ là:

$$v_n = 3,6 \sqrt{\frac{G \cdot b}{k \cdot F \cdot h_g}} \text{ (km/h)}$$

Từ công thức trên ta nhận xét rằng: vận tốc nguy hiểm mà xe chuyển động bị mất ổn định phụ thuộc vào trọng tâm và nhân tố cản không khí (W).

Vì thế khi thiết kế các loại xe có vận tốc lớn người ta cố gắng hạn chế chiều cao của xe và hình dạng của xe có dạng đặc biệt để một phần P_w có tác dụng ép bánh xe xuống mặt đường.



Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao

5.2. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG CỦA Ô TÔ

5.2.1. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang (không kéo móc)

Góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang:

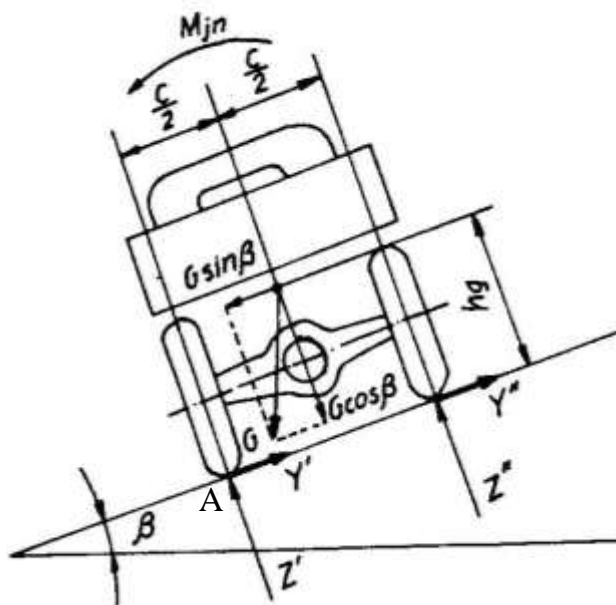
Giả thiết: vết bánh trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc. Lúc đó lực và mô men tác dụng vào ô tô gồm:

- Trọng lượng G của ô tô, được phân ra thành 2 thành phần theo góc nghiêng β của đường.

- Mô men của các lực quán tính tiếp tuyến M_{jn} tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.

- Phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe.

- Các phản lực ngang Y' và Y'' .



Hình 5.4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Dưới tác dụng của các lực trên thì xe bị lật quanh điểm A, lúc đó $Z'' = 0$

$$Z'' = \frac{G \cdot \frac{C}{2} \cos \beta_d - G \cdot h_g \sin \beta_d - M_{jn}}{C} = 0$$

Ta xem $M_{jn} \approx 0$ vì trị số của nó nhỏ nên có thể bỏ qua, xe không kéo móc. Góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang:

$$\tan \beta_d = \frac{C}{2 \cdot h_g}$$

Góc giới hạn trượt ngang khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang:

Khi chất lượng bám của bánh xe với mặt đường kém, xe cũng có thể bị trượt khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Chiếu các lực lên mặt phẳng nghiêng:

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

φ_y : Hệ số bám ngang của đường.

$$\Rightarrow \tan \beta_\varphi = \varphi_y$$

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

$$\operatorname{tg} \beta_{\varphi} < \operatorname{tg} \beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{C}{2.h_g}$$

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

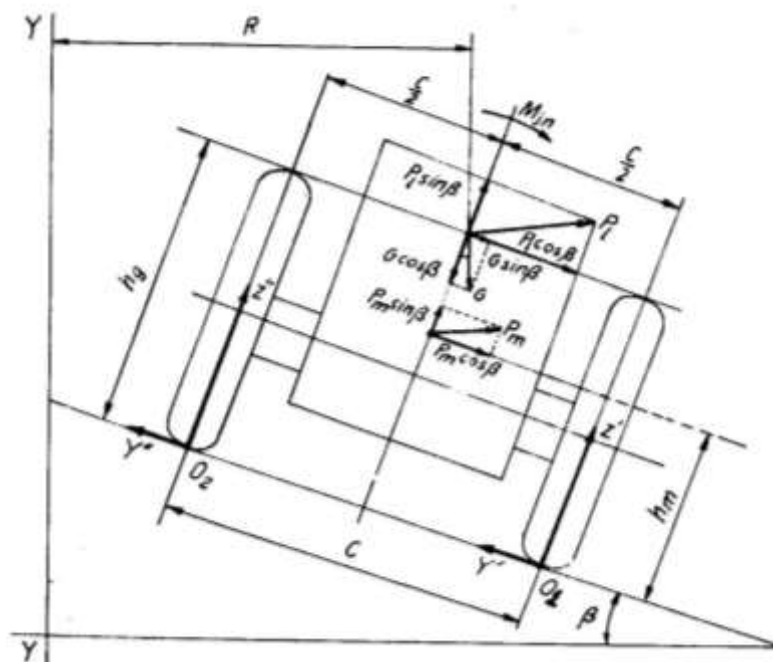
a. Điều kiện lật đổ

Ta xem xe chuyển động quay vòng quanh sườn đồi. Ngoài các lực như trên xe còn tác dụng của lực ly tâm P_l đặt tại trọng tâm xe, và lực kéo móc P_m , lực này có phương nằm ngang.

Theo mục 2.7 ta đã có:

$$Z'' = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos \beta - h_g \sin \beta \right) - P_m (h_m \cos \beta + \frac{c}{2} \sin \beta) - M_{jn} - P_l (h_g \cos \beta + \frac{c}{2} \sin \beta) \right]$$

$$Z' = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) + P_m (h_m \cos \beta - \frac{c}{2} \sin \beta) + M_{jn} + P_l (h_g \cos \beta - \frac{c}{2} \sin \beta) \right]$$



Hình 5.5. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

$$P_l \cdot \cos \beta_{\varphi} + G \cdot \sin \beta_{\varphi} = Y' + Y''$$

Khi góc β tăng dần đồng thời dưới tác dụng của lực P_l xe có thể bị lật đổ quanh O_1 ứng với vận tốc giới hạn và hợp lực $Z'' = 0$.

Ta có lực ly tâm được xác định như sau:
$$P_l = mR\omega^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_n^2}{R}$$

$$\Rightarrow v_n^2 = \frac{\left[G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) - P_m \left(h_m \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right) \right] g.R}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)}$$

Trong trường hợp ô tô không kéo móc thì vận tốc giới hạn bị lật được xác định như sau:

$$\Rightarrow v_n^2 = \frac{\left[G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) \right] g.R}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)} \Rightarrow v_n = \sqrt{\frac{g.R \left(\frac{C}{2.h_g} - \tan \beta_d \right)}{1 + \frac{C}{2.h_g} \tan \beta_d}}$$

Khi hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi ô tô lật đổ là:

$$\Rightarrow v_n = \sqrt{\frac{g.R \left(\frac{C}{2.h_g} + \tan \beta_d \right)}{1 - \frac{C}{2.h_g} \tan \beta_d}}$$

b. Điều kiện xe bị trượt bên

Khi xe quay vòng trượt bên do lực $G \sin \beta$; $P_1 \cos \beta$ và lực bám ngang của đường và bánh xe không đảm bảo.

$$P_1 \cos \beta_\varphi + G \sin \beta_\varphi = Y' + Y''$$

Mà:

$$Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') = \varphi_y (G \cos \beta_\varphi - P_1 \sin \beta_\varphi)$$

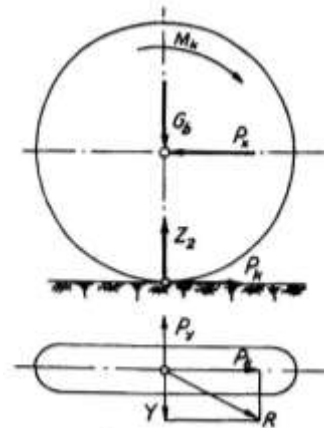
$$\Rightarrow v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R (\varphi_y \cos \beta_\varphi - \sin \beta_\varphi)}{\cos \beta_\varphi + \varphi_y \sin \beta_\varphi}}$$

$$\text{hay } \Rightarrow v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R (\varphi_y - \tan \beta_\varphi)}{1 + \varphi_y \tan \beta_\varphi}}$$

Nếu hướng nghiêng của đường trùng với trục quay thì ta có:

$$\Rightarrow v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R (\varphi_y + \tan \beta_\varphi)}{1 - \varphi_y \tan \beta_\varphi}}$$

Khi quay vòng trên đường nằm ngang thì: $v_\varphi = \sqrt{g.R \varphi_y}$

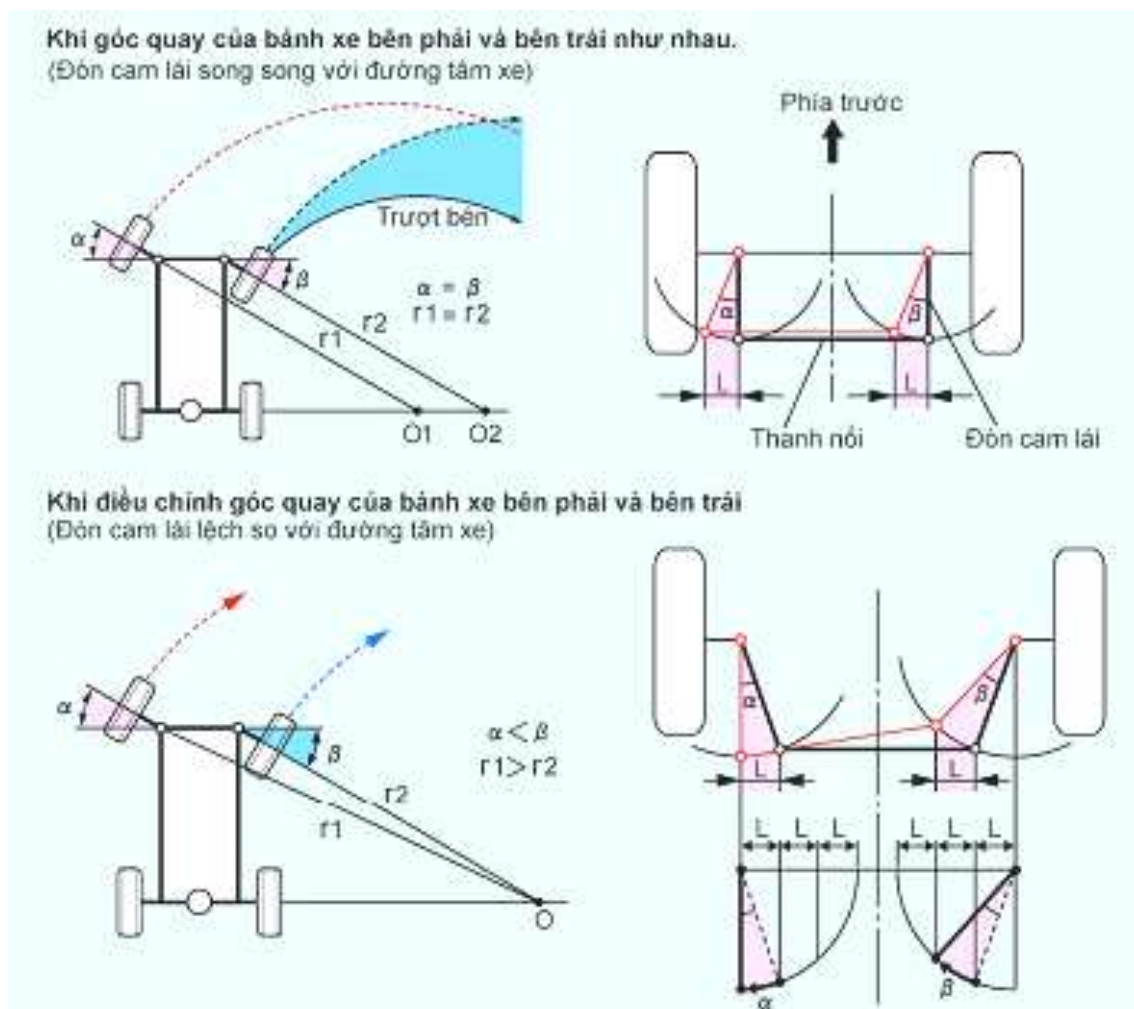


Hình 5.6. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng

Chương 6: TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

6.1. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ

Khi xe vào đường vòng để đảm bảo bánh xe dẫn hướng không bị trượt lết hoặc trượt quay thì đường vuông góc với véc tơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe O.



Hình 6.1. Các trường hợp quay vòng của ô tô

Theo hình 6.2. ta có:

$$\cot \alpha_1 = \frac{R + B/2}{L} \quad \cot \alpha_2 = \frac{R - B/2}{L}$$

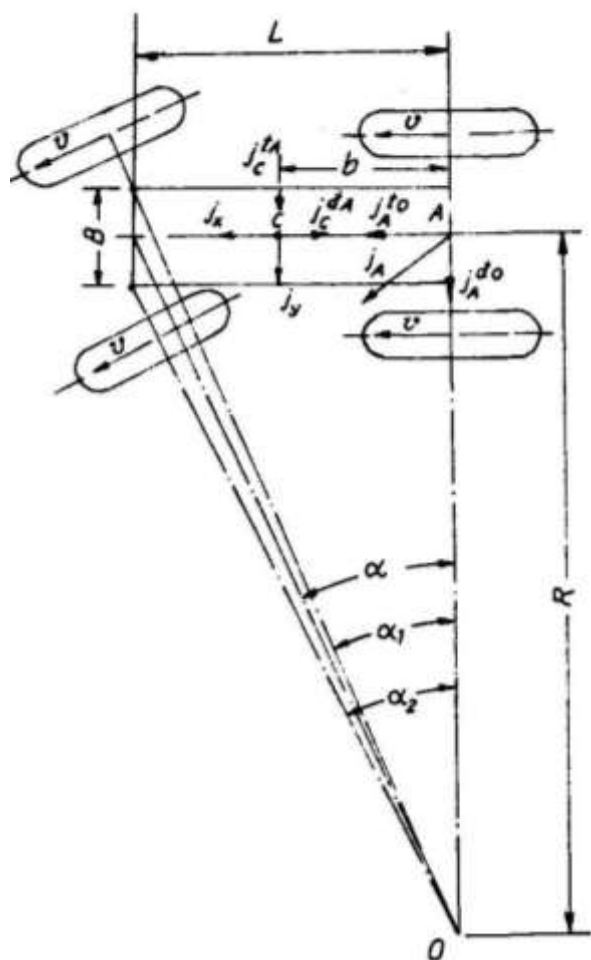
Từ hình vẽ \Rightarrow quan hệ các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng để cho chúng không bị trượt là:

$$\cot \alpha_1 - \cot \alpha_2 = \frac{B}{L}$$

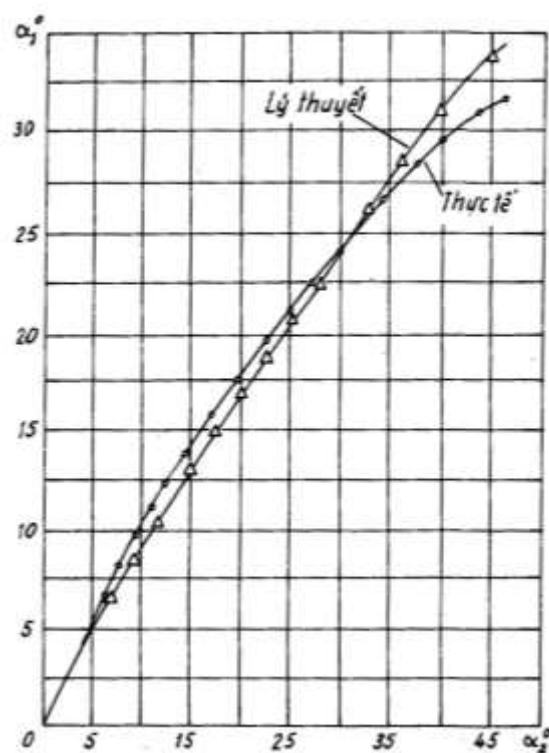
α_1 ; α_2 : góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong.

B: khoảng cách giữa hai đường tâm trục đứng.

L: chiều dài cơ sở của xe.



Hình 6.2. Sơ đồ quay vòng của ô tô có hai bánh xe dẫn hướng phía trước



Hình 6.3. Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng

Bán kính quay vòng và chiều dài cơ sở có quan hệ như sau:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha}$$

⇒ Vận tốc góc của xe khi quay vòng được xác định theo biểu thức:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{V}{L} \operatorname{tg} \alpha$$

v: vận tốc tịnh tiến của tâm trục sau xe.

⇒ Gia tốc góc của xe được xác định như sau:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{L} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\text{Ta có: } \cos \alpha = \frac{R}{\sqrt{R^2 + L^2}}$$

$$\Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R} \left[\frac{dr}{dt} + \frac{v \cdot (L^2 + R^2)}{L \cdot R} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right]$$

Xác định gia tốc của xe khi quay vòng.

Gia tốc của tâm trục sau A đối với trục O (chuyển động theo):

$$J_A = J_A^{do} + J_A^{to} = R \cdot \omega^2 + R \frac{d\omega}{dt} = R \cdot \omega^2 + \frac{dv}{dt}$$

Gia tốc trọng tâm C đối với điểm A: (chuyển động tương đối)

$$J_C = J_C^{dA} + J_C^{tA} = b\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt}$$

Từ hình vẽ ta có được:

- Gia tốc trọng tâm ô tô hướng theo dọc trục xe:

$$J_x = J_A^{to} - J_C^{dA} = \frac{dv}{dt} - b \cdot \omega^2$$

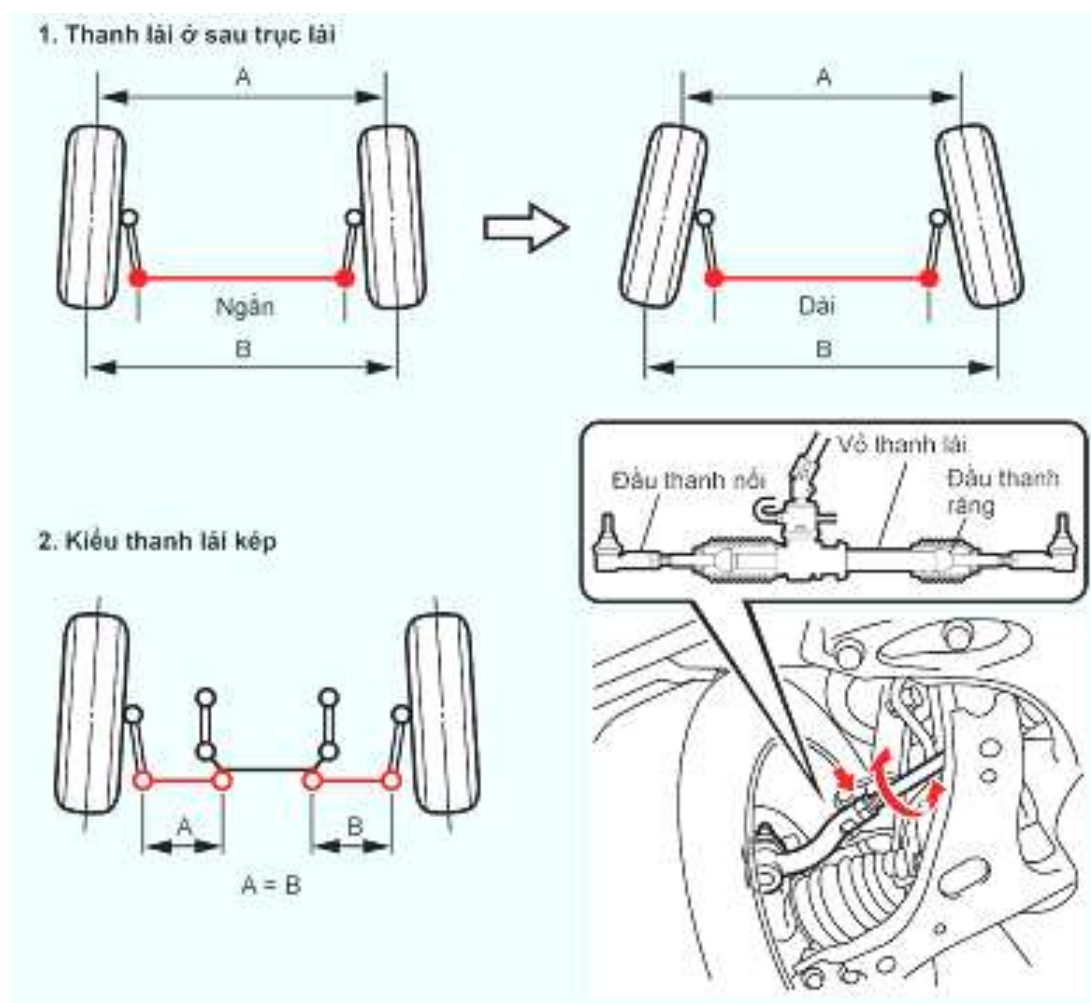
- Gia tốc trọng tâm hướng vuông góc dọc trục xe.

$$J_y = J_A^{do} + J_C^{tA} = R \cdot \omega^2 + \frac{d\omega}{dt}$$

Từ đó ta suy ra giá trị lực quán tính theo phương x và y, chính bằng tích khối lượng m của ô tô và gia tốc tương ứng.

Trong trường hợp ô tô-máy kéo chuyển động đều trong quỹ đạo tròn ($\frac{dv}{dt} = 0$; và $\alpha = \text{const}$)

$$P_{jx} = -\frac{G \cdot b \cdot v^2}{g \cdot R^2} \quad \text{và} \quad P_{jy} = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R}$$



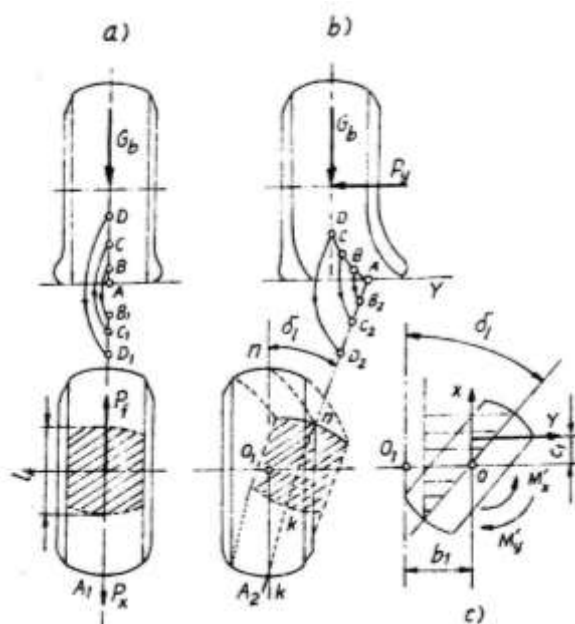
Hình 6.4. Hình thang lái

6.2. SỰ LĂN CỦA BÁNH XE ĐÀN HỒI DƯỚI TÁC DỤNG CỦA LỰC NGANG

Nếu bánh xe không có lực ngang tác dụng, quỹ đạo của mặt phẳng quay của bánh xe trùng với đường thẳng AA.

Nếu bánh xe chịu lực ngang P_y thì lớp sẽ bị uốn cong và mặt phẳng giữa của bánh xe bị dịch chuyển so với tâm O của vết tiếp xúc một đoạn, hình b. Kết quả làm bánh xe lăn theo hướng AA₂. Đường giữa của vết tiếp xúc trùng với hướng chuyển động làm với mặt phẳng quay của bánh xe một góc δ_1 .

Sự lăn của bánh xe lệch một góc với mặt phẳng quay gọi là sự lăn lệch của bánh xe và góc δ_1 gọi là góc lệch.



Hình 6.5. Sơ đồ minh họa sự lăn của bánh xe đàn hồi.

a. Khi không có lực ngang tác dụng.

b. Khi có lực ngang tác dụng.

c. Biểu đồ phân bố lực ngang ở vết bánh xe.

Trong quá trình lăn lệch thì các phần tử phía trước của vết tiếp xúc bị biến dạng ít hơn phía sau, vì vậy các phản lực ngang riêng phần ở phần trước của vết tiếp xúc sẽ nhỏ hơn so với phần sau.

Góc lệch phụ thuộc vào lực ngang và góc nghiêng của bánh xe so với mặt phẳng thẳng đứng. Nếu P_y hướng theo góc nghiêng của bánh xe thì góc lệch tăng lên và ngược lại.

Sự lăn lệch của bánh xe đàn hồi sẽ làm thay đổi đặc tính chuyển động của ô tô.

Khi chuyển động trên đường vòng, thành phần bên P_{jy} của lực quán tính được đặt tại trọng tâm của xe. Dưới tác dụng của lực này các bánh xe trước và sau bị lệch đi một góc tương ứng là δ_1 và δ_2 . Ở bánh xe trước ngoài góc lệch δ_1 chúng còn được quay đi một góc α do đó hướng của vector vận tốc của trục trước sẽ tạo với trục dọc của bánh xe một góc $\alpha - \delta_1$.

Bán kính quay vòng của xe khi sử dụng lớp đàn hồi:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)}$$

Nếu những góc trên có giá trị nhỏ thì ta có thể viết:

$$R = \frac{L}{\delta_2 + (\alpha - \delta_1)}$$

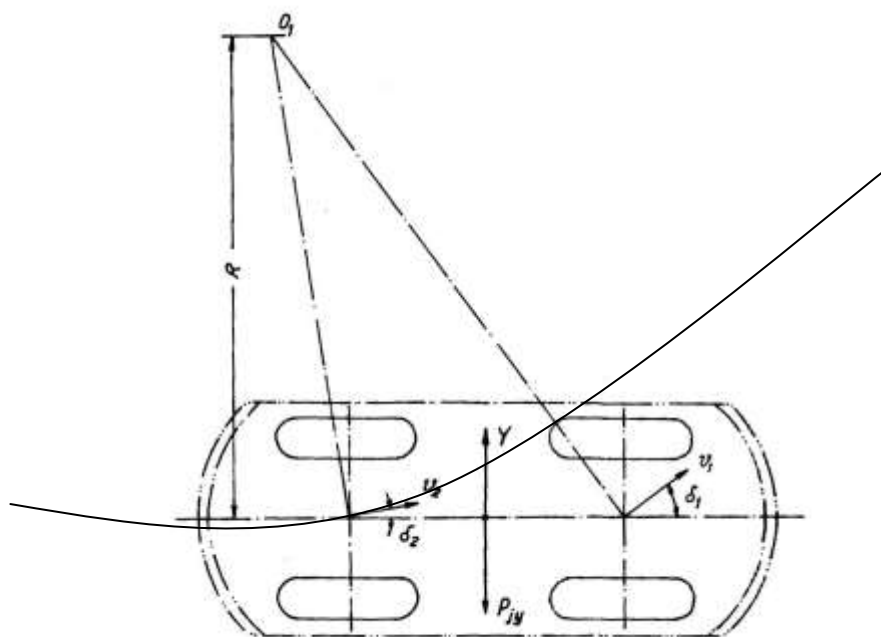
Còn đối với xe sử dụng lớp cứng thì bán kính quay vòng là:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha} \approx \frac{L}{\alpha}$$

Như vậy, quỹ đạo của ô tô ứng với lớp cứng chỉ phụ thuộc vào góc quay vòng α của bánh xe trước, còn ở ô tô lắp lớp đàn hồi còn phụ thuộc vào δ_1 và δ_2 .

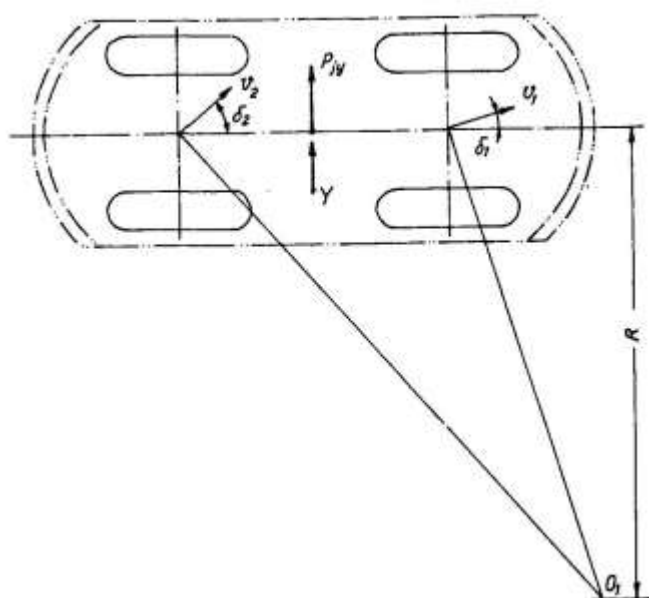
- Trường hợp $\delta_1 = \delta_2$: xe có tính năng quay vòng định mức, ở trường hợp này để giữ cho xe chuyển động thẳng khi có lực bên tác dụng thì người lái cần quay vành tay lái sao cho để xe lệch khỏi trục đường một góc $\delta = \delta_1 = \delta_2$.

- Trường hợp $\delta_1 > \delta_2$: xe có tính năng quay vòng thiếu. Khi xe đang chuyển động thẳng nếu có lực ngang ngẫu nhiên thì loại xe này bắt đầu quay vòng với tâm quay tức thời tâm O_1 , do xe bị quay vòng nên xuất hiện lực ly tâm, thành phần P_{jy} có chiều ngược với chiều của lực ngang ngẫu nhiên do vậy độ lăn lệch của bánh xe giảm đi, vì thế xe có tính quay vòng thiếu sẽ giữ được ổn định khi chuyển động thẳng.



Hình 6.6. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thiếu

- Trường hợp $\delta_1 < \delta_2$: xe có tính năng quay vòng thừa, khi muốn quay vòng ở cùng một bán kính như nhau thì xe này phải quay các bánh xe đi một góc lớn hơn. Trong trường hợp này chiều của lực ly tâm trùng với chiều của lực ngang làm tăng độ lệch của bánh xe, làm xe mất khả năng chuyển động ổn định. Điều này làm tăng lực ly tâm và nếu người lái không kịp thời quay bánh xe dẫn hướng trở lại thì xe chuyển động theo đường cong có bán kính giảm liên tục và có thể làm xe bị trượt ngang hay bị lật đổ.



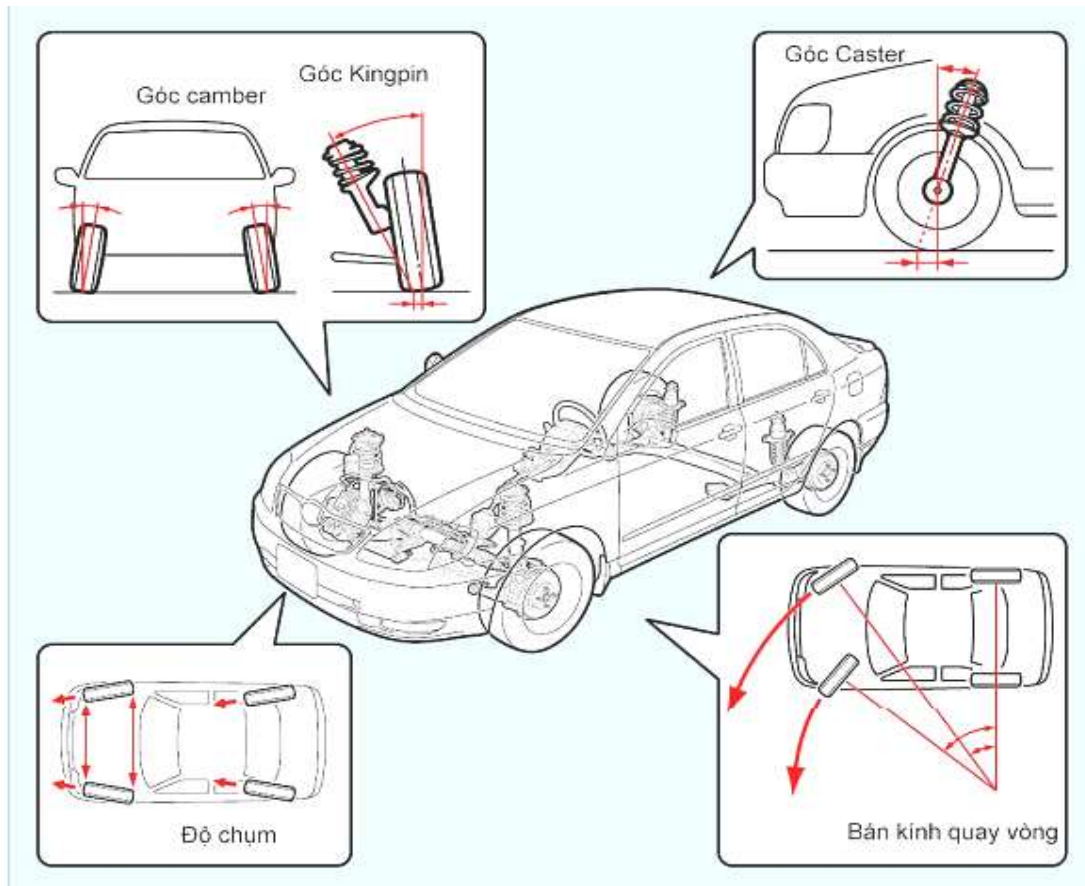
Hình 6.7. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thừa

6.3. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA BÁNH XE DẪN HƯỚNG

Tính ổn định ở đây được hiểu là khả năng của xe giữ được vị trí thẳng ứng với xe

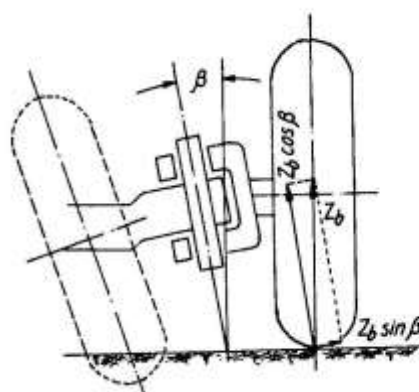
chuyển động thẳng và tự quay trở về vị trí này khi xe bị lệch.

Các nhân tố đảm bảo tính ổn định của bánh xe dẫn hướng.

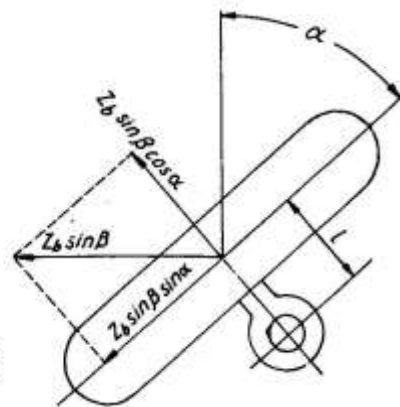


Hình 6.8. Các nhân tố đảm bảo tính ổn định của bánh xe dẫn hướng

6.3.1. Góc nghiêng ngang của trụ đứng - cam quay



Hình 6.9. Góc nghiêng ngang của trụ quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe



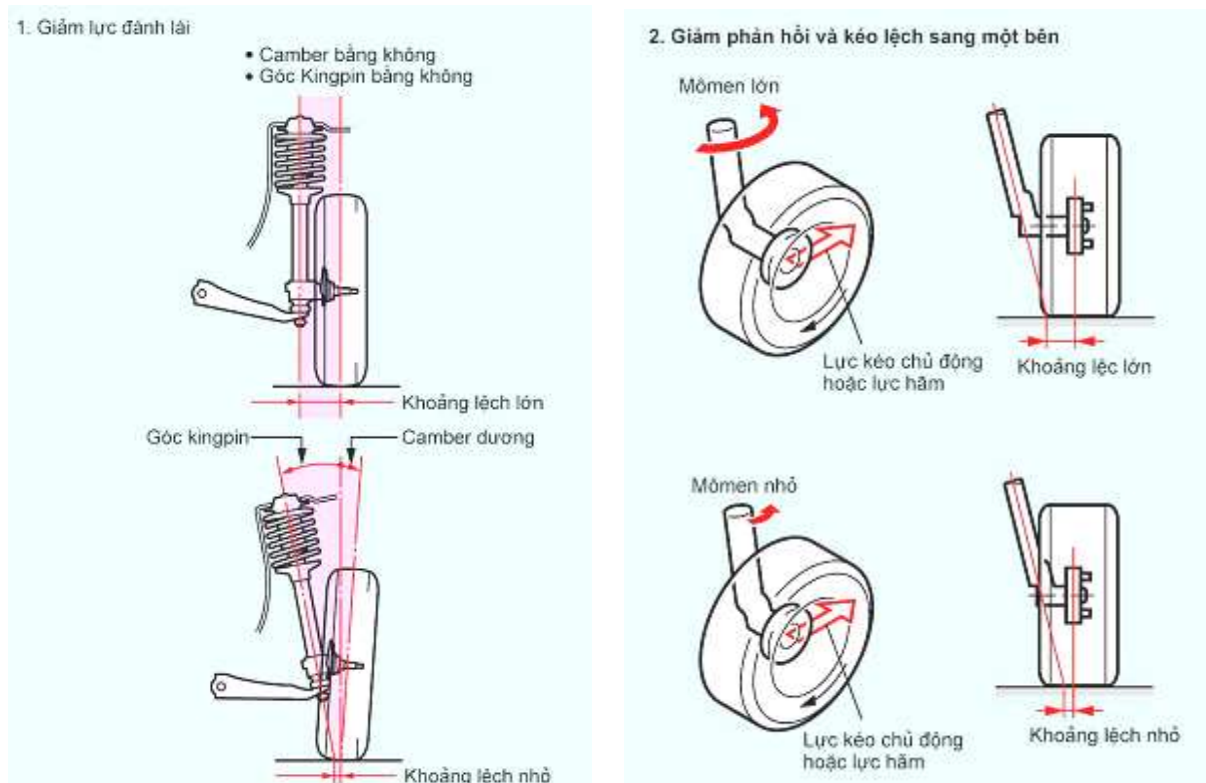
Hình 6.10. Sơ đồ phân tích phân lực của đường tạo nên mô men ổn định

Xem bánh xe không có góc đoãng thì ta chia lực Z_b thành hai thành phần:

- $Z_b \cdot \cos \beta$ // với trụ đứng
- $Z_b \cdot \sin \beta$ vuông góc với trụ đứng.

Giả sử bánh xe quay đi một góc α , khi đó lực $Z_b \cdot \sin \alpha$ chia làm hai thành phần:

- $Z_b \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha$: tác dụng trong mặt phẳng qua đường tâm của cam quay.
- $Z_b \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha$: tác dụng trong mặt phẳng đi giữa các bánh xe.



Hình 6.11. Tác dụng của góc nghiêng ngang của trụ quay đứng

⇒ Mô men ổn định: $M_{z\beta} = Z_b \cdot l \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta$

l: khoảng cách từ tâm mặt tựa của bánh xe đến đường tâm của trụ đứng.

Qua công thức trên ta thấy $M_{z\beta}$ có giá trị lớn ứng với góc α lớn; $M_{z\beta} = 0$ khi $\alpha = 0$ tức là ở vị trí cân bằng. Mà chiều quay của $M_{z\beta}$ luôn chống lại chiều quay của α vì thế mô men này có ý nghĩa là làm cho các bánh xe dẫn hướng tự động quay về vị trí trung gian khi thực hiện quay vòng. Trị số góc nghiêng ngang của trụ đứng ở các ô tô hiện nay $(0 \div 8)^\circ$.

6.3.2. Góc nghiêng dọc của trụ quay đứng

Trụ đứng còn được đặt nghiêng về phía sau so với chiều chuyển động tịnh tiến của xe một góc γ .

Dưới tác dụng của lực ly tâm khi xe vào đường vòng, lực gió bên hoặc thành phần trọng lực bên khi xe chạy vào đường nghiêng khu vực tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường có lực nghiêng Y_b .

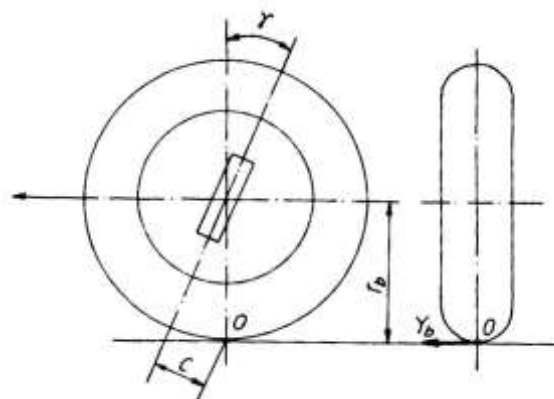
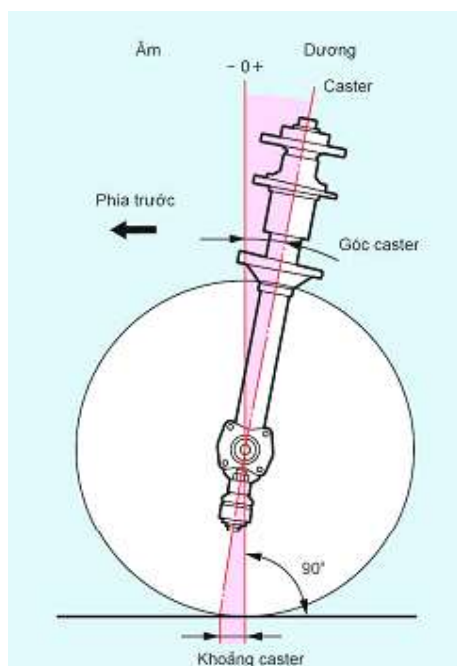
Mô men tạo ra do lực bên Y_b và độ nghiêng sau của trụ đứng là:

$$M_{Y\gamma} = Y_b \cdot C = Y_b \cdot r_b \cdot \sin \gamma$$

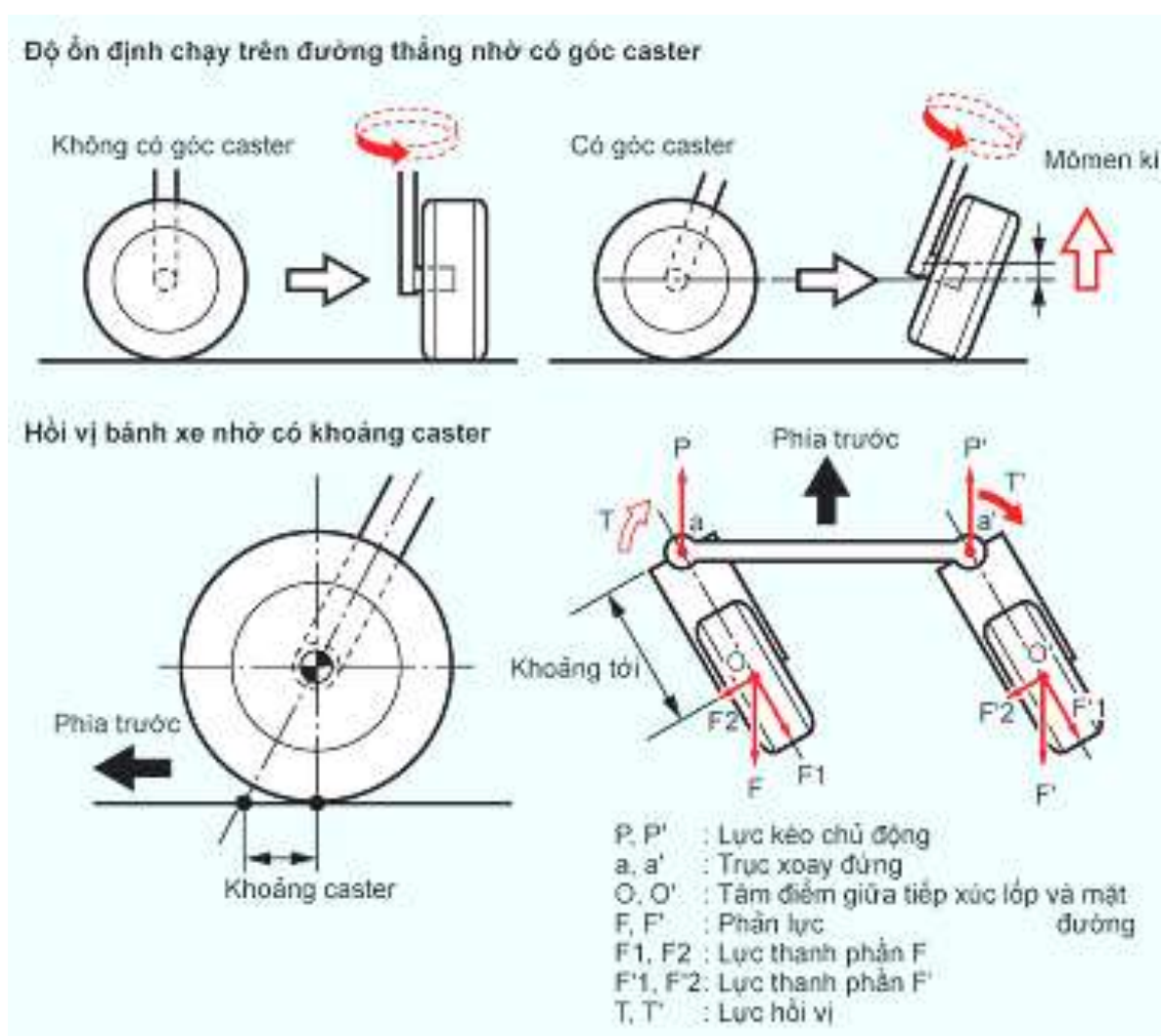
Mô men này có xu hướng quay bánh xe dẫn hướng trở về vị trí ban đầu khi nó

lệch khỏi vị trí này.

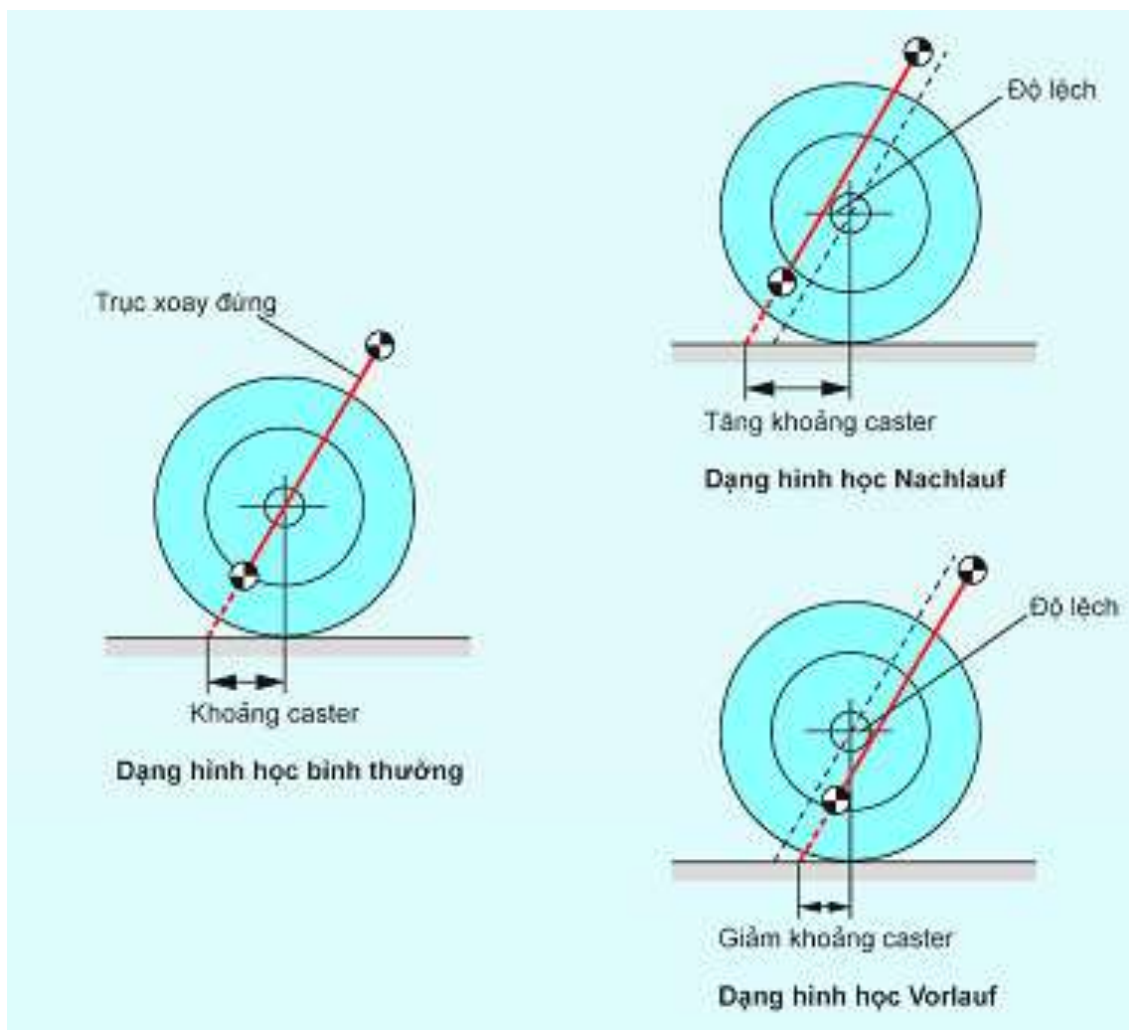
Trị số γ đối với ô tô hiện nay khoản $(0 \div 3)^\circ$.



Hình 6.12. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe



Hình 6.13. Tác dụng của góc nghiêng dọc của trụ quay đứng



Hình 6.14. Một số cách đặt trụ quay đứng

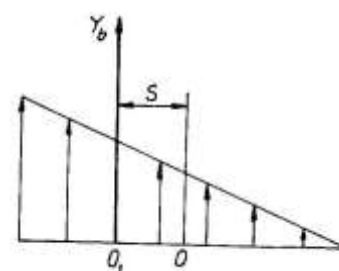
6.3.3. Độ đàn hồi của lốp theo hướng ngang

Đối với các bánh xe lắp lốp đàn hồi, dưới tác dụng của phản lực bên, bánh xe sẽ bị lệch bên và vết tiếp xúc của lốp với mặt đường sẽ bị lệch so với mặt phẳng giữa của bánh xe một góc δ .

Phần trước của vết tiếp xúc, lốp chịu biến dạng không lớn, độ biến dạng này tăng dần cho tới mép sau cùng của vết. Do đó điểm đặt lực O_1 dời về sau tâm tiếp xúc O một khoảng S .

Như vậy, do độ đàn hồi bên của lốp, mô men ổn định được tạo nên ở bánh xe là:

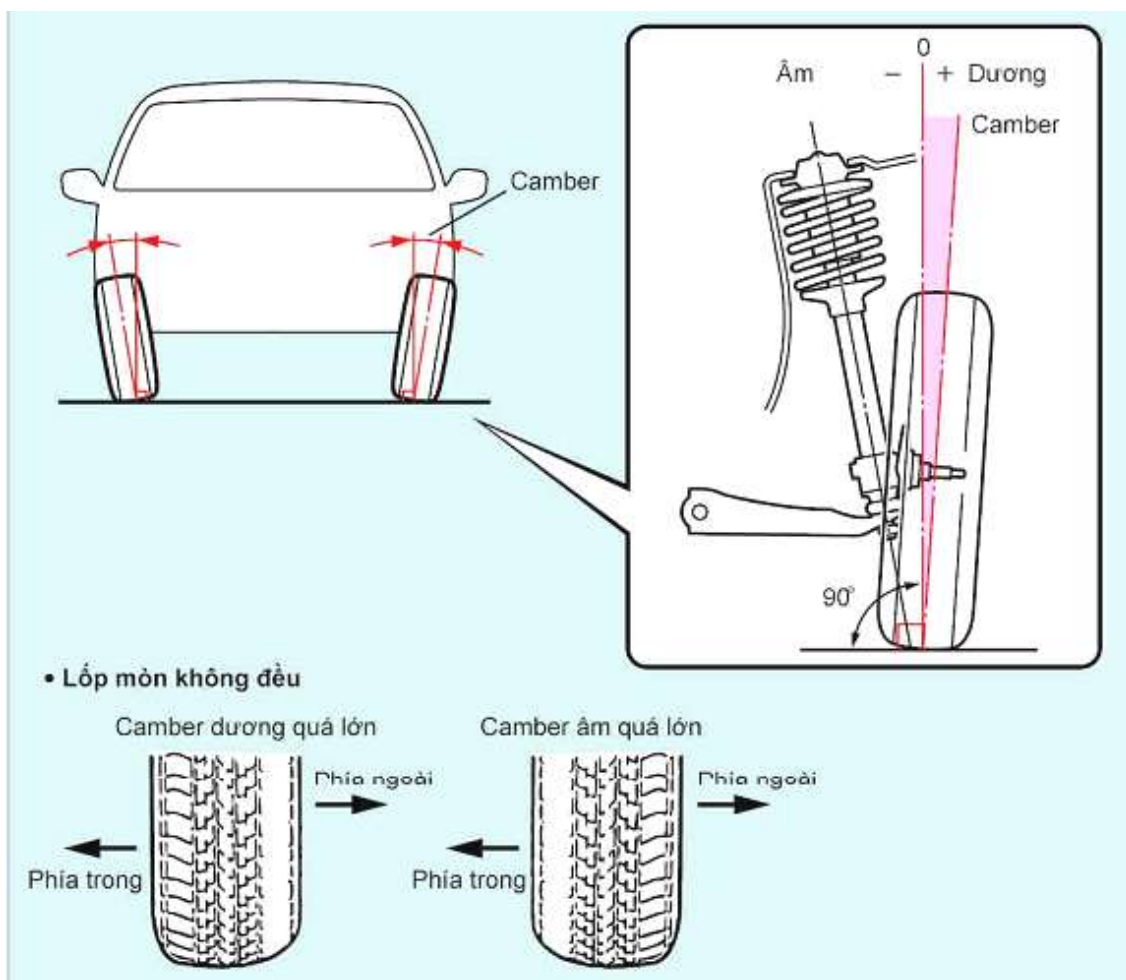
$$M_{y\delta} = Y_b S$$



Hình 6.15. Biểu đồ phân bố các phản lực bên ở vết tiếp xúc của lốp với đường

6.3.4. Các góc đặt bánh xe

a. Góc đoãng θ



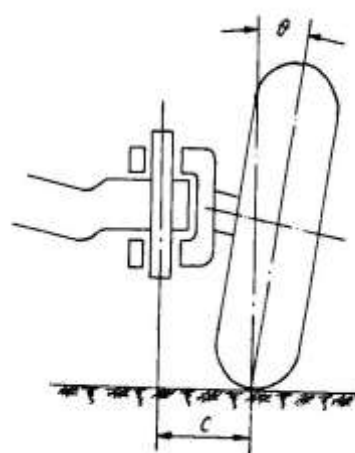
Hình 6.16. a) Góc đoãng của bánh xe dẫn hướng phía trước

Tác dụng của góc đoãng:

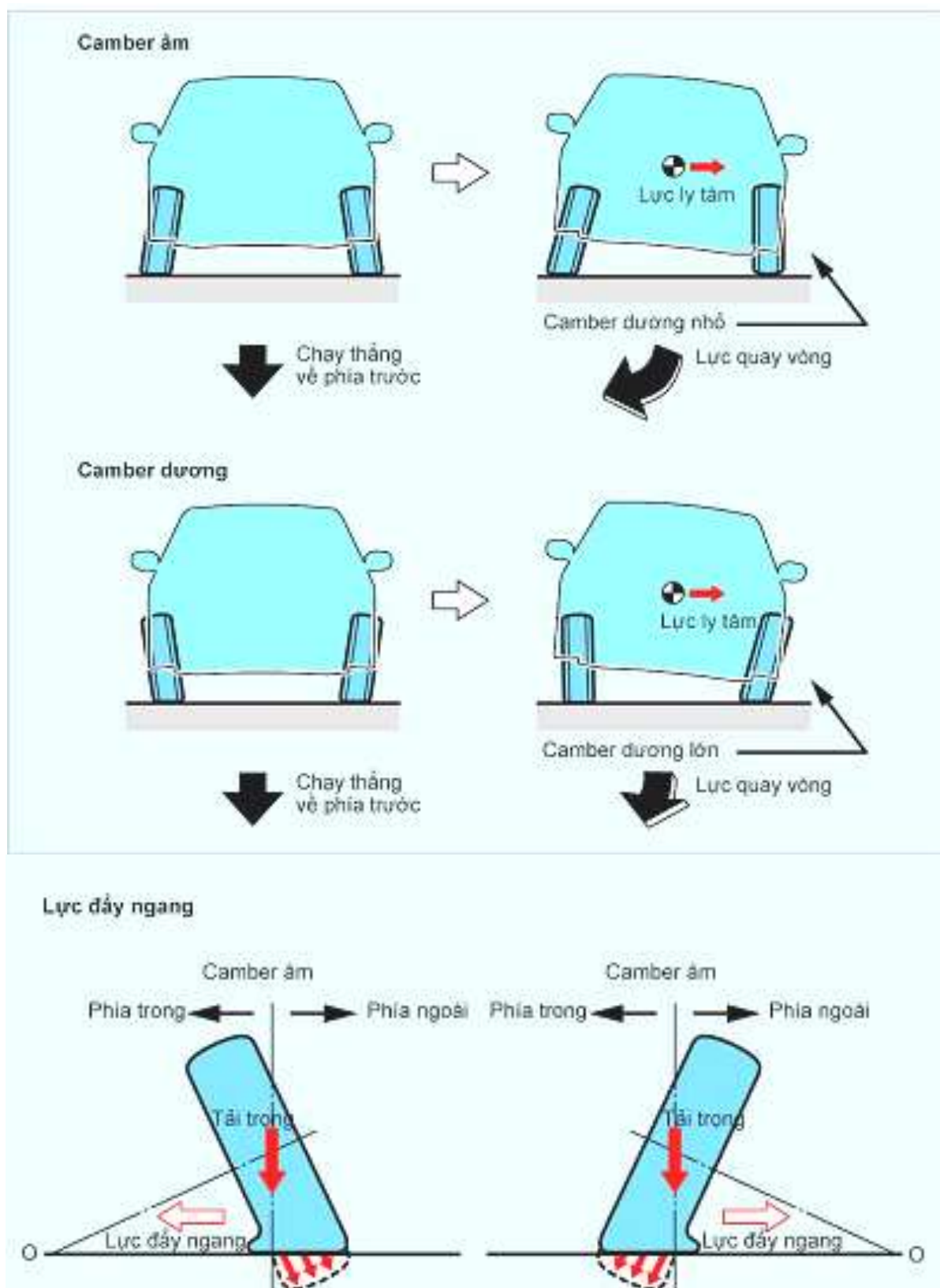
- Ngăn ngừa bánh xe bị nghiêng ngược lại dưới tác dụng của trọng lượng xe do các khe hở và sự biến dạng trong các trục trước và hệ thống treo trước.

- Tạo nên thành phần chiều trục từ trọng lượng xe chống lại lực $Z_b \cdot \sin\beta \cdot \cos\alpha$ và giữ cho bánh xe nằm trên trục cam quay.

- Giảm cánh tay đòn C của phản lực tiếp tuyến đối với trụ đứng. Làm giảm bớt tải trọng tác dụng lên dẫn động lái và giảm lực lên vành tay lái.

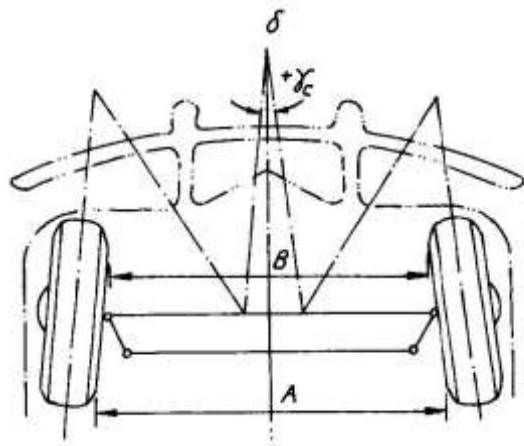


Hình 6.16. b) Thông số góc đoãng



Hình 6.17. Tác dụng của góc doăng

b. Góc chụm γ_c



Hình 6.18. Góc chụm (độ chụm) của các bánh xe dẫn hướng phía trước

- Khi chạy trên đường nghiêng, nếu phần phía trước của mỗi bánh xe chụm vào trong, thì xe có khuynh hướng chạy theo hướng ngược lại hướng nghiêng. Vì vậy, độ ổn định chạy thẳng được duy trì.

6.4. KHÁI NIỆM VỀ SỰ DAO ĐỘNG CỦA BÁNH XE DẪN HƯỚNG

Những bánh xe dẫn hướng của ô tô trong một số điều kiện nhất định bị dao động có tính chu kỳ quanh trụ đứng, hiện tượng này được cảm nhận ở tay người lái. Những dao động mạnh có thể làm mất tính năng dẫn hướng của ô tô-máy kéo.

- Sự khác nhau về hệ số cản lăn:
Do khác nhau về hệ số cản lăn dẫn đến lực cản lăn ở hai bên bánh xe khác nhau về trị số, lực này với cánh tay đòn a tạo nên mô men làm bánh xe có xu hướng quay quanh trụ đứng và tạo nên dao động góc.

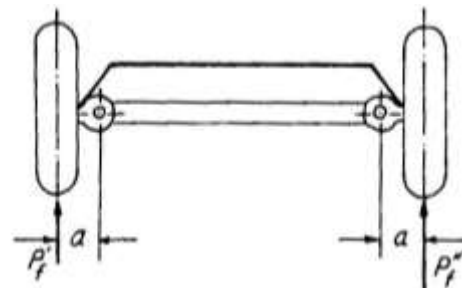
- Trường hợp bánh xe không được cân bằng tốt.

Khi quay sẽ phát sinh lực ly tâm P_j , lực này phân tích ra thành hai phần, nằm ngang và thẳng đứng, thành phần nằm ngang hợp với cánh tay đòn a có xu hướng quay quanh trụ đứng. Nếu khi các bánh xe dẫn hướng quay mà các khối lượng không cân bằng của chúng nằm ở hai phía đối diện đối với trục trước của bánh xe thì các bánh xe dẫn hướng sẽ bị dao động góc.

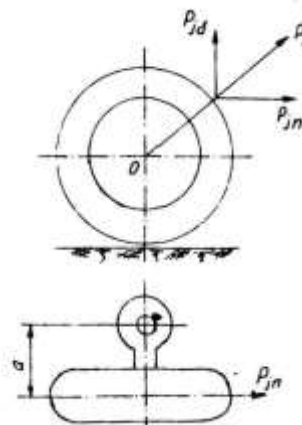
Tác dụng của góc chụm:

- Ngăn ngừa khả năng gây ra độ chụm âm do tác dụng của lực cản lăn khi xuất hiện những khe hở và đàn hồi trong hệ thống trục trước và dẫn động lái.

- Làm giảm ứng suất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường do góc doãng gây nên. Thực tế cho rằng ứng suất nhỏ nhất trong vùng tiếp xúc đạt được khi góc chụm bằng $(0,15 \div 0,2)$ góc doãng.

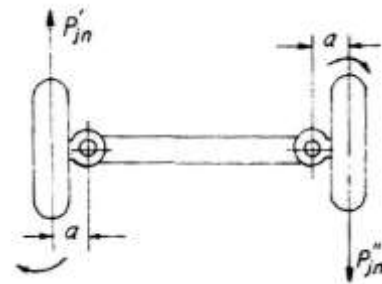


Hình 6.19. Sơ đồ các lực cản lăn có trị số khác nhau tác dụng lên bánh xe dẫn hướng



Hình 6.20. Sơ đồ lực ly tâm tác động lên một bánh xe dẫn hướng

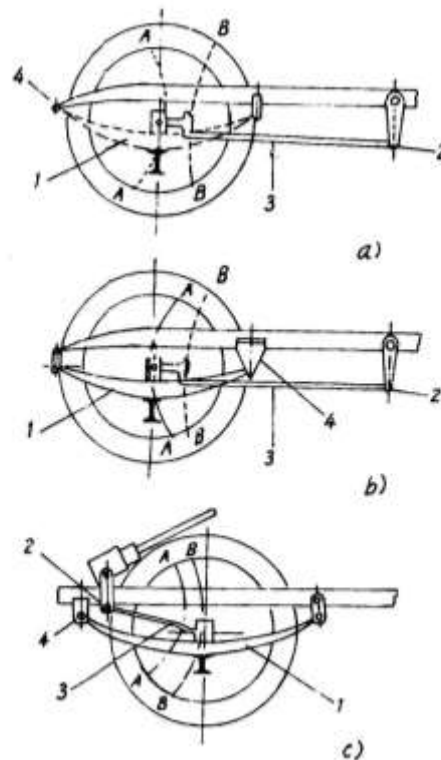
- Nguyên nhân khác gây nên những dao động góc của bánh dẫn hướng khi xe chạy trên đường gồ ghề có thể là do sự phối hợp không đúng về động học di chuyển của thanh kéo lái và nhíp.



Hình 6.21. Sơ đồ các thành phần nằm ngang của lực ly tâm tác động vào hai bánh dẫn hướng

Những dao động góc mạnh có thể làm phá vỡ tính năng dẫn hướng của xe. Những dao động có tần số thấp ($<1\text{Hz}$) và biên độ lớn ($2\div 3^\circ$) là có hại hơn cả. Những dao động có tần số cao ($>10\text{Hz}$) nhưng biên độ nhỏ thì ít nguy hiểm hơn.

Khi thiết kế và trong quá trình sử dụng, người ta cố gắng tìm mọi biện pháp để làm giảm dao động góc của bánh xe dẫn hướng như: tăng độ cứng của hệ thống dẫn động lái, đảm bảo độ cân bằng động của bánh xe, điều chỉnh đúng dẫn động lái, giảm tối đa các khe hở do mài mòn các chi tiết của cầu trước.

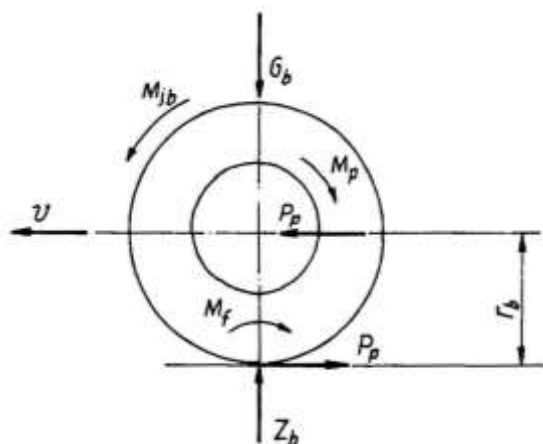


Hình 6.22. Sơ đồ về sự phối hợp động học giữa hệ thống treo nhíp và dẫn động lái

Chương 7: ĐỘNG LỰC HỌC PHANH CỦA ÔTÔ

Hệ thống phanh trên ô tô có nhiệm vụ giảm vận tốc xe chạy hoặc dừng hẳn khi cần thiết. Lúc phanh người lái giảm lượng nhiên liệu cung cấp vào động cơ đồng thời đạp bàn đạp phanh để hãm xe lại.

7.1. LỰC PHANH SINH RA Ở BÁNH XE



Hình 7.1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh

Khi người lái bàn đạp phanh thì cơ cấu phanh sẽ tạo ra mô men ma sát gọi là mô men phanh M_p để hãm xe lại. Lúc này tại chỗ tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện phản lực P_p ngược với chiều chuyển động. P_p được gọi là lực phanh và xác định theo biểu thức:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b}$$

Trong đó:

P_p : lực phanh tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường.

M_p : mô men phanh tác dụng lên bánh xe.

Lực phanh lớn nhất giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe và mặt đường.

$$P_{p_{\max}} = P_{\varphi} = Z_b \cdot \varphi$$

$P_{p_{\max}}$: lực phanh cực đại có thể sinh ra từ khả năng bám của bánh xe với mặt đường.

Z_b : phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe có lực phanh.

Khi phanh bánh xe chuyển động với gia tốc chậm dần nên trên bánh xe có mô men quán tính M_{jb} tác dụng, mô men này có chiều cùng với chiều chuyển động của bánh xe, mô men cản lăn M_f ngược với chiều chuyển động.

⇒ Lực phanh tổng cộng sẽ là:

$$P_{p_o} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b}$$

Khi tăng mô men phanh lên đến một giá trị nào đó thì bánh xe sẽ bị trượt lên. Lúc đó hệ số bám φ giữa bánh xe với mặt đường giảm → lực phanh nhỏ → hiệu quả phanh thấp. Bánh trước bị trượt lên sẽ làm mất tính năng dẫn hướng khi phanh, bánh sau bị trượt lên thì làm mất tính ổn định khi phanh.

Từ biểu thức tính lực phanh, để tăng lực phanh thì bên cạnh tăng φ ta phải tăng Z_b vì vậy để sử dụng toàn bộ trọng lượng bám của ô tô ta phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe.

Trong khi phanh, cơ năng biến thành nhiệt năng tại má phanh và trống phanh, tại chỗ tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường. Khi bị trượt lê hoàn toàn, tất cả năng lượng hầu như biến thành nhiệt năng tại khu vực tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường. Công ma sát giữa má phanh và trống phanh không còn nữa.

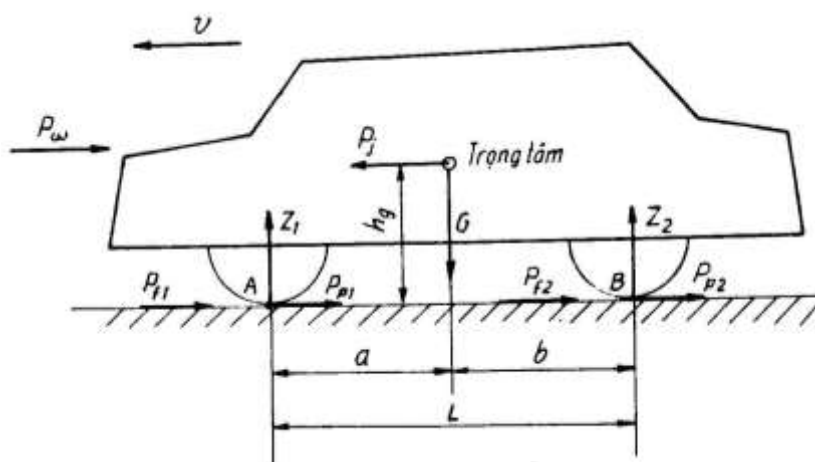
7.2. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO SỰ PHANH TỐI ƯU

Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh:

- Lực cản lăn ở bánh xe trước P_{f1} và sau P_{f2} ;
- Lực cản không khí P_w ;

Trong lúc phanh, hai lực này không đáng kể ta có thể bỏ qua (gây sai số 1,5÷2%).

- Phản lực pháp tuyến Z_1, Z_2 ;
- Lực phanh P_{p1} ;
- P_{p2} ;



Hình 7.2. Lực tác dụng lên ô tô khi phanh

- Lực quán tính sinh ra do ô tô chuyển động chậm dần P_j .

$$P_j = \frac{G}{g} j_p$$

$$G(N)$$

$$g = 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$j = \text{(m/s}^2\text{)}$$

Lập phương trình mô men tại hai điểm A và B ta được:

$$Z_1 = \frac{G \cdot b + P_j \cdot h_g}{L} \Rightarrow Z_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{j_p \cdot h_g}{g} \right)$$

$$\text{và} \quad Z_2 = \frac{G \cdot a - P_j \cdot h_g}{L} \Rightarrow Z_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{j_p \cdot h_g}{g} \right)$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám thì cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe. Lực phanh lớn nhất bằng lực bám.

Trường hợp phanh có hiệu quả nhất là lực phanh sinh ra tại các bánh xe phải sử dụng hết trọng lượng bám. Tức là $P_{P1} = \varphi.Z_1$ và $P_{P2} = \varphi.Z_2$

$$\Rightarrow \frac{P_{P1}}{P_{P2}} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{G.b + P_j h_g}{G.a - P_j h_g}$$

Trong quá trình phanh thì ảnh hưởng của P_f là không đáng kể nên:

$$P_j = P_{p1} + P_{p2}$$

Phanh tối ưu thì: $P_{j\max} = P_{P\max} = G.\varphi$

$$\Rightarrow \frac{P_{P1}}{P_{P2}} = \frac{b + \varphi.h_g}{a - \varphi.h_g}$$

Như vậy, để phanh có hiệu quả nhất thì trong quá trình phanh thì P_{p1} ; P_{p2} phải thỏa mãn biểu thức trên (chỉ phụ thuộc vào a , b , h_g , φ)

Nhưng trong quá trình sử dụng toạ độ trọng tâm luôn thay đổi và chạy trên nhiều loại đường khác nhau thì hệ số bám khác nhau do vậy $\frac{P_{P1}}{P_{P2}}$ luôn thay đổi. Vì vậy, để phù hợp với điều kiện sử dụng thì ta phải thay đổi mô men phanh M_{P1} và M_{P2} sinh ra ở cơ cấu phanh bằng cách thay đổi áp suất dầu hoặc khí nén dẫn đến các xilanh phanh hoặc bầu phanh.

7.3. CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG QUÁ TRÌNH PHANH

7.3.1. Gia tốc chậm dần khi phanh

Phương trình cân bằng lực tác dụng lên ô tô khi phanh.

$$P_j = P_P + P_f \pm P_\omega + P_\eta \pm P_i$$

Khai triển

$$\delta_i \frac{G}{g} j_{\max} = \varphi G + f.G \pm K_\omega Fv^2 \pm G \sin \alpha$$

P_η - lực để phanh tiêu hao cho ma sát cơ khí (ma sát ở ổ bi), rất bé, thường bỏ qua.

$$P_f = f_0.G$$

$$P_\omega = k_\omega.F.V^2$$

$$P_j = \delta_i \frac{G}{g} j_{\max}$$

$$P_{p\max} = \varphi.G$$

$$P_i = \pm G \sin \alpha \text{ (cộng lên dốc, trừ xuống dốc)}$$

$$\delta_i \frac{G}{g} j_{\max} = \varphi \cdot G + f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot V^2 \pm G \sin \alpha$$

Suy ra: gia tốc khi phanh:

$$j_{\max} = \frac{g}{\delta_i \cdot G} (f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot V^2 + \varphi \cdot G \pm G \sin \alpha)$$

*** Thực nghiệm chứng tỏ các lực P_f , P_{ω} , P_{η} có giá trị bé so với P_p nên trong quá trình tính toán ta có thể bỏ qua.

Khi phanh ô tô trên đường nằm ngang thì $P_i = 0$

$$P_j = P_p$$

Lực phanh xác định theo điều kiện bám khi xe bị phanh hoàn toàn:

$$P_{p\max} = G \cdot \varphi \Rightarrow \varphi \cdot G = \delta_i \cdot \frac{G}{g} j_{p\max}$$

$$\Rightarrow j_{p\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i}$$

Để tăng gia tốc chậm dần cực đại thì ta phải giảm hệ số δ_i . vì thế trong khi phanh gấp người lái cần đạp ly hợp.

$j_{p\max}$ phụ thuộc vào φ . Khi đi trên đường tốt thì $\varphi = 0,75 \div 0,8$, nếu xem $\delta_i \approx 1$ và $g = 10 \text{ m/s}^2$ thì $j_{p\max}$ có thể đạt $(7,5 \div 8) \text{ m/s}^2$.

7.3.2. Thời gian phanh

Thời gian phanh càng nhỏ thì chất lượng phanh càng tốt.

Ta có:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \Leftrightarrow dt = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} \cdot dv$$

Thời gian nhỏ nhất để xe phanh từ v_1 đến v_2 là:

$$t_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} \cdot dv = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} (v_1 - v_2)$$

Phanh ô tô đến lúc dừng hẳn thì $v_2 = 0$

$$\Rightarrow t_{\min} = \frac{\delta_i \cdot v_1}{\varphi \cdot g}$$

Đầy đủ:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_i \cdot G} (f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot V^2 + \varphi \cdot G).$$

Suy ra:

$$dt = \frac{1}{j} \cdot dv = \delta_i \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{(f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot v^2 + \varphi \cdot G)} dv$$

$$t_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \delta_i \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{(f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot v^2 + \varphi \cdot G)} dv$$

7.3.3. Quãng đường phanh

Quãng đường phanh là chỉ tiêu mà người lái xe có thể nhận biết một cách trực quan và dễ dàng tạo điều kiện cho người lái xe xử lý tốt khi phanh ô tô trên đường.

Ta có:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \Leftrightarrow \frac{dv}{dt} dS = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \cdot dS \Leftrightarrow v \cdot dv = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \cdot dS$$

Tích phân hai vế ứng với điểm bắt đầu phanh v_1 và đến tốc độ v_2 .

$$S_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} v \cdot dv = \frac{\delta_i}{2 \cdot \varphi \cdot g} (v_1^2 - v_2^2)$$

Khi phanh đến lúc dừng hẳn thì $v_2 = 0 \Rightarrow S_{\min} = \frac{\delta_i \cdot v_1^2}{2 \cdot \varphi \cdot g}$

$$\frac{dv}{dt} dS = \frac{g}{\delta_i \cdot G} (f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot V^2 + \varphi \cdot G) \cdot dS$$

$$v \cdot dv = \frac{g}{\delta_i \cdot G} (f_0 \cdot G + k_{\omega} \cdot F \cdot V^2 + \varphi \cdot G) \cdot dS$$

7.3.4. Lực phanh riêng

Lực phanh riêng là lực phanh tính trên một đơn vị trọng lượng toàn bộ G của ô tô:

$$P = \frac{P_p}{G}$$

Lực phanh riêng cực đại ứng với lực phanh cực đại:

$$P_{\max} = \frac{P_{p\max}}{G} = \frac{\varphi G}{G} = \varphi$$

⇒ Lực phanh riêng cực đại bằng hệ số bám φ . Thực tế lực phanh chỉ bằng khoản 45÷65%

Trạng thái kỹ thuật của hệ thống phanh không tốt là nguyên nhân chủ yếu gây ra tai nạn ô tô trên đường. Theo thống kê ở Mỹ tai nạn giao thông do hệ thống phanh chiếm đến 12%.

Các yếu tố ảnh hưởng đến lực phanh riêng:

- Khe hở của má phanh và trống phanh, khi tăng khe hở của má phanh và trống phanh làm giảm hiệu quả phanh. Ví dụ: tốc độ lúc phanh từ 20÷30km/h tăng khe hở giữa tang trống và má phanh lên 0,5mm thì quãng đường hãm tăng từ 10÷20%.

- Áp lực trong dẫn động phanh: giảm áp lực trong dẫn động phanh làm tăng thời gian dẫn động hãm và quãng đường hãm. Ví dụ: ô tô có tải trọng 4 tấn, khi phanh ở tốc độ 30km/h, khi áp lực dầu 50kg/cm² thì $S_p = 11,5m$; còn khi áp lực là 30kg/cm² thì $S_p = 20m$.

- Trọng lượng của ô tô cũng ảnh hưởng đến động học phanh. Ví dụ: đối với hệ thống dẫn động bằng khí, tăng trọng lượng của ô tô lên 1tấn thì khi tốc độ phanh ban đầu là 30km/h thì quãng đường phanh tăng trung bình 0,5m. Đối với phanh dẫn động dầu thì tăng 1m (khi áp lực dầu là 50kg/cm²)

- Tình trạng của mặt đường và lốp, quyết định bởi hệ số bám φ .

7.4. VẤN ĐỀ CHỐNG HÃM CỨNG BÁNH XE KHI PHANH (PHANH ABS)

Trong thực tế, hệ số bám của bánh xe với mặt đường ngoài việc phụ thuộc vào loại đường sá và tình trạng mặt đường còn phụ thuộc khá nhiều vào độ trượt tương đối của bánh xe với mặt đường trong quá trình phanh.

Độ trượt tương đối được xác định theo biểu thức:

$$\lambda = \frac{v - \omega_b \cdot r_b}{v} 100\%$$

Trong đó:

v : vận tốc của ô tô

ω_b : vận tốc góc của bánh xe đang phanh

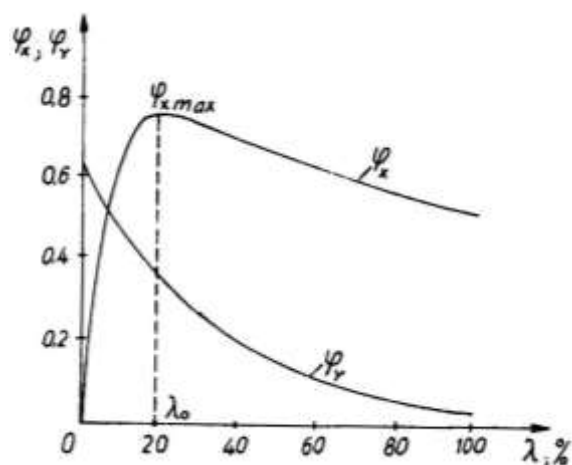
R_b : bán kính làm việc của bánh xe

Hệ số bám dọc được hiểu là tỷ số của lực phanh tiếp tuyến P_p trên tải trọng G_b tác dụng lên bánh xe:

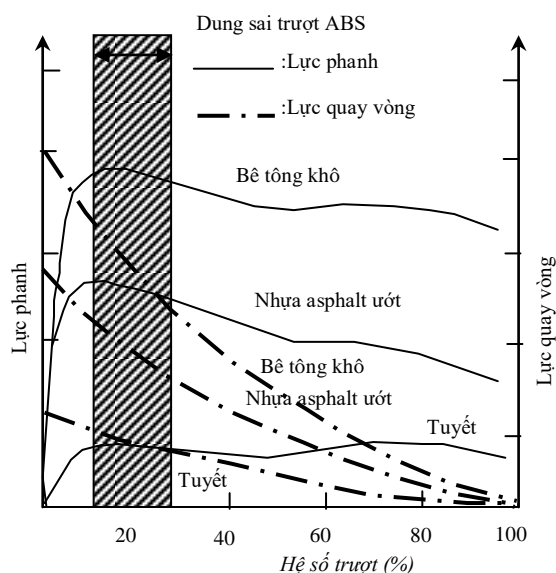
$$\varphi_x = \frac{P_p}{G_b}$$

với khái niệm như trên thì hệ số bám dọc bằng không khi lực phanh tiếp tuyến bằng không nghĩa là lúc chưa phanh.

Hệ số bám dọc $\varphi_{x\max}$ ở giá trị độ trượt tối ưu λ_0 , thực nghiệm chứng tỏ rằng độ trượt tối ưu nằm trong khoảng 15÷25%. Tại giá trị này, không những đảm bảo cho hệ số bám dọc đạt giá trị cực đại mà còn duy trì cho hệ số bám ngang φ_y đạt giá trị khá cao.



Hình 7.3. Sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ của bánh xe khi phanh



Hình 7.4. Hệ số bám ứng với các loại đường khác nhau

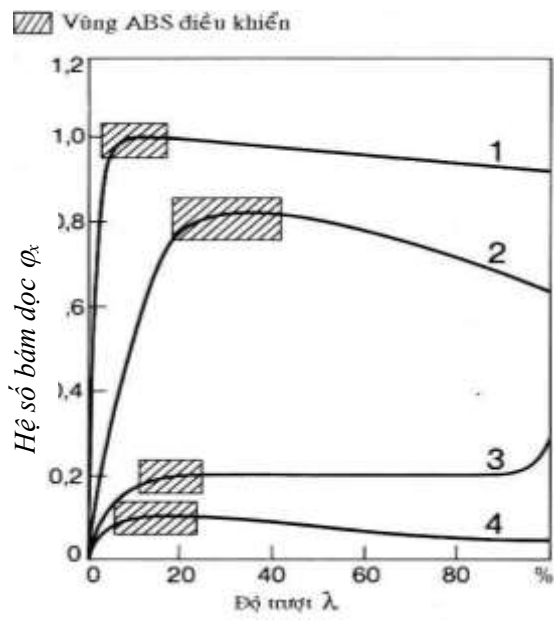
Vì vậy, nếu giữ cho quá trình phanh xảy ra ở độ trượt của bánh xe là λ_0 thì lực phanh sẽ đạt cực đại $P_{p\max} = \varphi_{x\max} \cdot G_b$ nghĩa là đảm bảo hiệu quả phanh cao nhất và độ ổn định trong khi phanh.

Qua phân tích như trên, thì hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh có nhiệm vụ giữ cho bánh xe duy trì độ trượt của bánh xe phanh trong khoảng lân cận λ_0 . Vì vậy, cần phải điều chỉnh áp suất trong hệ thống dẫn động phanh sao cho độ trượt của bánh xe với mặt đường thay đổi quanh giá trị λ_0 trong giới hạn hẹp.

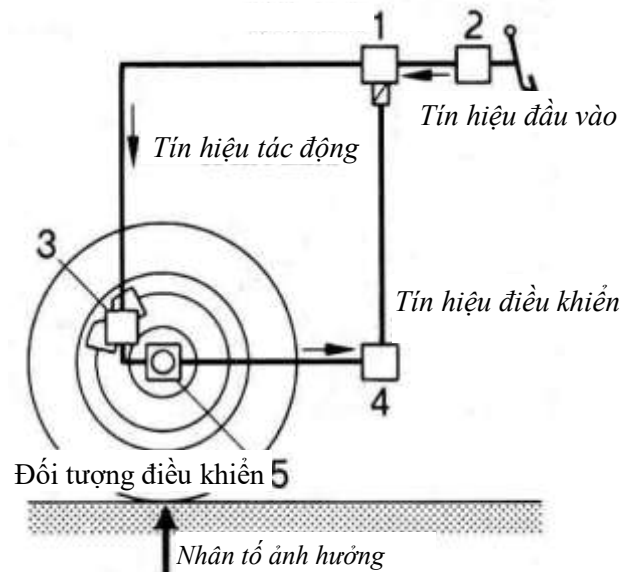
Việc điều chỉnh dựa trên các nguyên lý sau:

- Theo gia tốc chậm dần.

- Theo giá trị độ trượt cho trước.
- Theo giá trị của tỷ số vận tốc góc của bánh xe với gia tốc chậm dần.



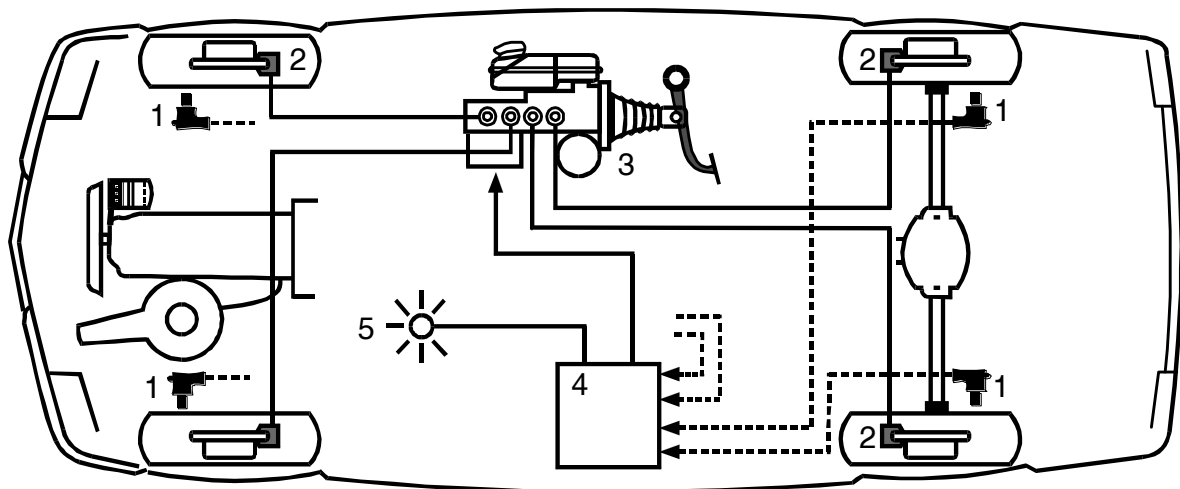
Hình 7.5. Phạm vi điều khiển của hệ thống ABS.
1/ Lốp bó tròn (radial-ply) chạy trên đường bê tông khô; 2/ Lốp bó chéo (bias-ply) chạy trên đường nhựa ướt; 3/ Lốp bó tròn chạy trên đường tuyết; 4/ Lốp bó tròn chạy trên đường đóng băng.



Hình 7.6.: Chu trình điều khiển kín của ABS.
1 - Bộ chấp hành thủy lực; 2 - Xy lanh phanh chính; 3- Xy lanh làm việc; 4 - Bộ điều khiển (ECU); 5- Cảm biến tốc độ bánh xe.

Hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh gồm các phần tử sau:

- Cảm biến: để phát tín hiệu về tình trạng của bánh xe đang được phanh. Tùy theo nguyên lý điều chỉnh có thể dùng cảm biến vận tốc góc, cảm biến áp suất trong dẫn động phanh, cảm biến gia tốc của ô tô và các cảm biến khác.



Hình 7.7. Sơ đồ hệ thống phanh ABS trên xe
1. Cảm biến tốc độ bánh xe ; 2. Xi lanh; 3. Xi lanh chính và cụm thủy lực;
4. Hộp điều khiển; 5. Đèn báo ABS

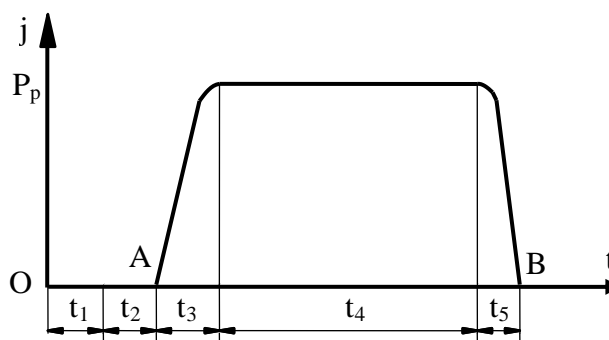
- Bộ điều khiển: để xử lý thông tin và phát các lệnh nhả phanh hoặc phanh bánh xe.

- Bộ thực hiện: để thực hiện các lệnh do bộ điều khiển phát ra.

Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe hiện nay thường sử dụng nguyên lý điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh theo gia tốc chậm dần của bánh xe và ở bánh xe có bố trí cảm biến vận tốc góc.

7.5. GIẢN ĐỒ PHANH

Giản đồ phanh là đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa lực phanh P_p sinh ra ở các bánh xe hoặc mô men phanh M_p với thời gian t , cũng như quan hệ giữa gia tốc chậm dần và thời gian t . Giản đồ phanh được xây dựng từ thực nghiệm và dùng để xác định quãng đường phanh thực tế.



Hình 7.8. Giản đồ phanh

Điểm O trên hình ứng với lúc người lái nhìn thấy chướng ngại vật ở phía trước và nhận thấy cần phải phanh.

t_1 - Thời gian phản xạ của người lái, tức là từ lúc thấy chướng ngại vật cho đến lúc tác dụng vào bàn đạp phanh (thời gian này phụ thuộc vào trình độ của người lái), t_1 nằm trong giới hạn $t_1 = 0,3 \div 0,8s$.

t_2 - Thời gian chậm tác dụng của dẫn động phanh, tức là từ lúc người lái tác dụng vào bàn đạp phanh cho đến khi má phanh ép sát vào trống phanh. Đối với phanh dầu $t_2 = 0,03s$; phanh khí $t_2 = 0,3s$.

t_3 - Thời gian tăng lực phanh hoặc tăng gia tốc chậm dần, đối với phanh dầu $t_3 = 0,2s$; phanh khí $t_3 = 0,5 \div 1s$.

t_4 - Thời gian phanh hoàn toàn, ứng với lực phanh cực đại và thời gian này được xác định theo công thức:

$$t_{\min} = \frac{\delta_i v_1}{\varphi g}$$

Trong đó:

v_1 - Vận tốc của ô tô ứng với thời điểm bắt đầu phanh.

δ_i - Hệ số tính đến ảnh hưởng của trọng lượng các chi tiết chuyển động quay của ô tô.

Trong thời gian này, lực phanh hoặc gia tốc chậm dần có giá trị không đổi.

t_5 - Thời gian nhả phanh, lực phanh giảm về 0, đối với phanh dầu $t_5 = 0,2s$; phanh khí $t_5 = 1,5 \div 2s$.

Nếu ô tô dừng hoàn toàn mới nhả phanh thì thời gian của quá trình phanh là:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

Cần chú ý rằng, giản đồ phanh trình bày ở hình trên đã được đơn giản hoá còn giản đồ phanh lấy từ thực nghiệm có dạng đường gợn sóng, nhấp nhô.

Nếu kể đến thời gian chậm tác dụng t_2 của dẫn động phanh thì quãng đường phanh thực tế được tính như sau:

$$S = v_1 t_2 + \frac{k_s v_1^2}{2\phi g}$$

Ở đây:

k_s - Hệ số hiệu đính quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm, đối với ô tô du lịch $k_s = 1,1 \div 1,2$; xe tải và xe khách $k_s = 1,4 \div 1,6$.

S - Quãng đường phanh thực tế.

Chương 8: TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

8.1. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Tính năng cơ động được hiểu là khả năng chuyển động của ô tô trong điều kiện đường xá khó khăn và địa hình phức tạp. Tùy theo ý đồ sử dụng người ta thiết kế những ô tô có mức độ phức tạp khác nhau về tính năng cơ động. Ô tô có tính năng cơ động thấp được sử dụng trong thành phố và trên đường quốc lộ, loại có tính năng cơ động cao là những ô tô làm việc trong lĩnh vực nông lâm nghiệp và quốc phòng.

Tính năng cơ động phụ thuộc vào nhiều nhân tố, trong đó chủ yếu là chất lượng kéo – bám và các thông số hình học của ô tô. Ngoài ra, đặc điểm về cấu tạo của các cụm riêng biệt của ô tô-máy kéo và trình độ điều khiển của người lái cũng ảnh hưởng đến tính năng cơ động.

8.2. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

8.2.1. Ảnh hưởng của các thông số hình học

a. Khoảng sáng gầm xe

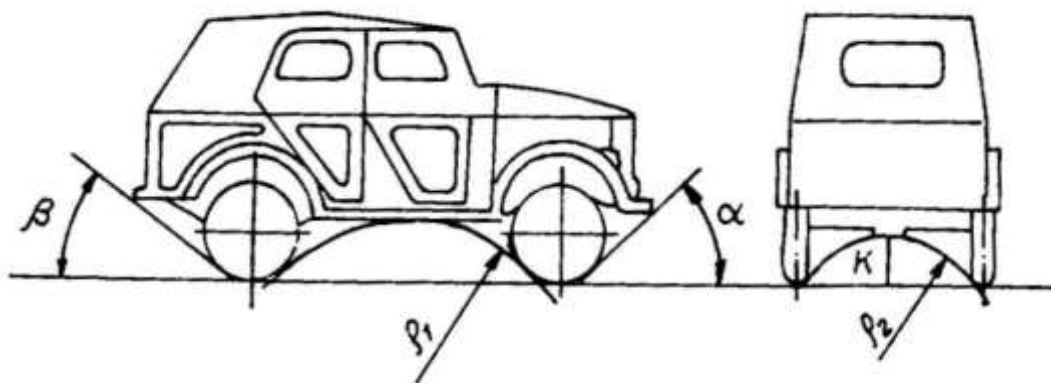
Là khoảng cách giữa điểm thấp nhất của gầm xe với mặt đường, kí hiệu là K. Khoảng cách này đặc trưng cho độ nhấp nhô lớn nhất của mặt đường mà xe có thể vượt qua được.

Xe có tính cơ động thấp:

$$K = 175 \div 210 \text{ (mm)},$$

đối với ô tô du lịch.

$$K = 240 \div 275 \text{ (mm)}$$



Hình 8.1. Các thông số hình học về tính năng cơ động của ô tô

Xe có tính cơ động cao, K thường lớn hơn xe có tính năng cơ động thấp từ 20÷50 mm. Những xe đặc biệt K có thể đến 400mm hoặc cao hơn.

b. Bán kính cơ động dọc và ngang

Đặc trưng cho hình dạng của chướng ngại vật mà xe có thể khắc phục được. Đây

là bán kính những vòng tròn tiếp xúc với bánh xe và điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc và ngang. Bán kính dọc ρ_1 và ngang ρ_2 càng nhỏ thì tính năng cơ động của xe càng tốt.

Đối với xe có công thức bánh xe 4x2, thì ρ_1 thường nằm trong giới hạn sau:

- Ô tô du lịch loại nhỏ $\rho_1 = 2,5 \div 3,5\text{m}$, loại trung bình $\rho_1 = 3,5 \div 5,5\text{m}$, loại lớn $\rho_1 = 5,5 \div 8,5\text{m}$.

- Đối với ô tô tải loại nhỏ $\rho_1 = 2,5 \div 3,5\text{m}$; loại trung bình $\rho_1 = 3,0 \div 5,5\text{m}$; loại lớn $\rho_1 = 5,0 \div 6,0\text{m}$

c. Góc cơ động trước và sau

Khi ô tô cần phải vượt qua những chướng ngại vật lớn như các hào, gò đồng, bờ ruộng, phà ... thì những phần nhô ra của xe có thể va quệt vào vật cản. Tính năng cơ động của ô tô máy kéo để vượt qua những chướng ngại này phụ thuộc vào trị số của các góc cơ động trước α và sau β . Để nâng cao tính năng cơ động của xe người ta mong muốn làm thế nào để các góc này có giá trị lớn theo khả năng có thể.

Loại ô tô	α	β
Ở ô tô du lịch có tính năng cơ động thấp.	$20 \div 30^\circ$	$15 \div 20^\circ$
Ở ô tô tải có tính năng cơ động thấp.	$40 \div 50^\circ$	$20 \div 40^\circ$
Ở ô tô tải có tính năng cơ động cao. Không nhỏ hơn.	$45 \div 50^\circ$	$35 \div 40^\circ$

8.2.2. Ảnh hưởng của kết cấu đến tính năng cơ động

a. Ảnh hưởng của bánh xe bị động và chủ động

Hình trên biểu thị sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe bị động (a) và chủ động (b) phía trước khi khắc phục chướng ngại vật thẳng đứng có độ cao h .

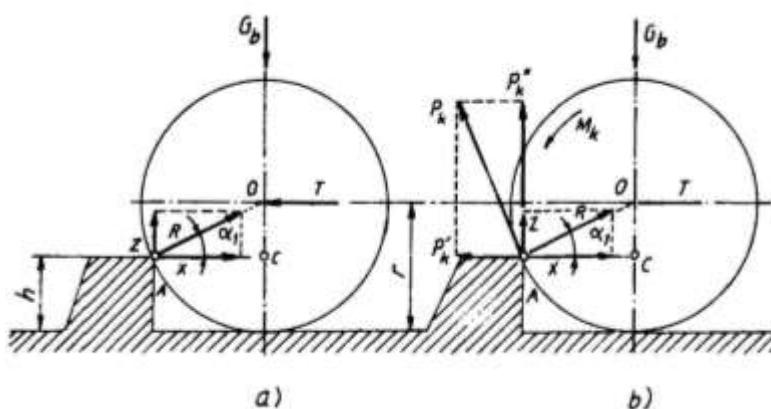
Các lực tác dụng lên bánh xe gồm:

T: Lực đẩy từ khung tới bánh xe.

R: phản lực của chướng ngại vật

G_b : trọng lượng của xe tại cầu trước.

P_k : lực kéo.



Hình 8.2. Sơ đồ lực tác động lên các bánh xe trước khi khắc phục trở ngại thẳng đứng

a- Bánh bị động; b- Bánh chủ động

Trong trường hợp (a):

$$Z = G_b; X = T$$

theo sơ đồ tác dụng lực trên hình ta có:

$$Z = X \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = T \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = G_b \quad \Rightarrow T = \frac{G_b}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$\text{ta có:} \quad \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}}$$

$$\Rightarrow T = G_b \cdot \frac{\sqrt{2hr-h^2}}{r-h}$$

từ công thức trên ta thấy: khi $h = r$ thì $T = \infty$, tức là gặp chướng ngại vật có chiều cao $h = r$ thì ô tô-máy kéo không thể vượt qua ngay cả khi bánh xe chủ động có lực kéo cực đại.

Khi bánh xe trước là chủ động, ngoài lực T và G_b trên bánh xe còn có mô men M_k do đó xuất hiện lực P_k .

$$\Rightarrow T = X - P'_k \quad \text{và} \quad G_b = Z + P''_k$$

do có lực phụ P''_k nên cho phép bánh xe chủ động dễ dàng khắc phục những chướng ngại vật có độ cao bằng bán kính xe. Còn lực P'_k sẽ làm giảm lực cản chuyển động X .

b. Ảnh hưởng của bộ vi sai

Bố trí vi sai cho phép bánh xe chủ động quay với các vận tốc khác nhau. Khi ma sát trong nhỏ thì có thể xem vi sai phân bố cho mỗi bán trục một nửa giá trị mô men mà nó nhận được. Giá trị này bị giới hạn bởi sự trượt quay của bánh xe chủ động nằm trên đường có hệ số bám nhỏ.

Như vậy, vi sai đơn giản ở cầu chủ động làm xấu tính năng cơ động của ô tô-máy kéo, vì trị số của lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động được xác định bởi các bánh xe có lực bám nhỏ với đất, do đó lực kéo tiếp tuyến có thể không đủ để khắc phục lực cản chuyển động.

Khi có sự khác tốc giữa hai bánh xe thì mô men xoắn ở các bánh xe như sau:

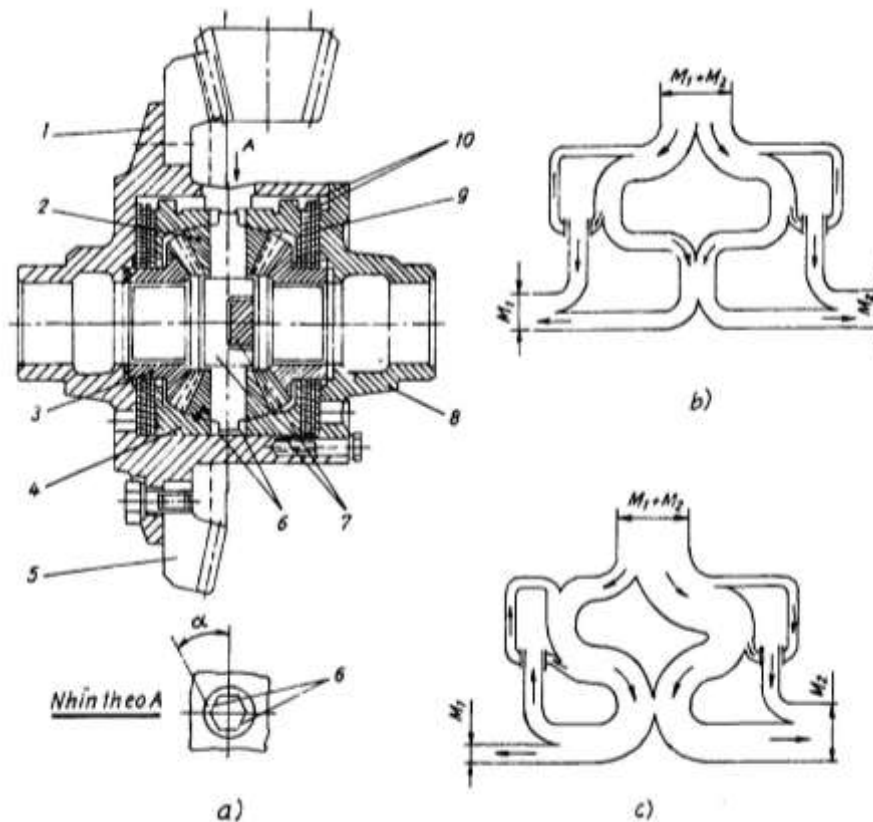
$$M_1 = 0,5(M + M_r)$$

$$M_2 = 0,5(M - M_r)$$

$M_1; M_2$: mô men xoắn ở bánh xe chủ động quay chậm và quay nhanh.

M_r : momem ma sát trong vi sai, nảy sinh khi có sự chuyển động tương đối của các chi tiết trong nó.

M : mô men xoắn ở bánh răng bị động của truyền lực chính.



Hình 8.3. Cấu tạo của vi sai có ma sát trong lớn nhờ ly hợp ma sát và sơ đồ phân bố mô men cho các bán trục

Như vậy nhờ có M_r mà mô men của bánh xe bị trượt tăng lên nhờ đó mà có thể khắc phục được sự trượt quay. Lực kéo tiếp tuyến tổng cộng ở cả hai bánh xe chủ động trong trường hợp này được tính như sau:

$$P_{k\max} = 2.P_{\phi\min} + \frac{M_r}{r_b}$$

$P_{\phi\min}$: lực kéo ở bánh xe có hệ số bám nhỏ.

Ma sát trong của vi sai đơn không lớn, vì vậy lực kéo tổng cộng chỉ tăng khoảng (4÷6)%. Đối với vi sai ma sát cao thì lực kéo tổng cộng có thể tăng đến (10÷15)%.

Trên một số ô tô-máy kéo thì người ta còn sử dụng loại vi sai gài cưỡng bức, việc gài chỉ thực hiện khi có sự chênh lệch quá lớn về hệ số bám giữa bánh xe chủ động bên phải và bên trái. Sau khi qua chỗ trơn lầy thì ta cần phải mở bộ phận gài để tránh hiện tượng lưu thông công suất có hại và mài mòn lốp.

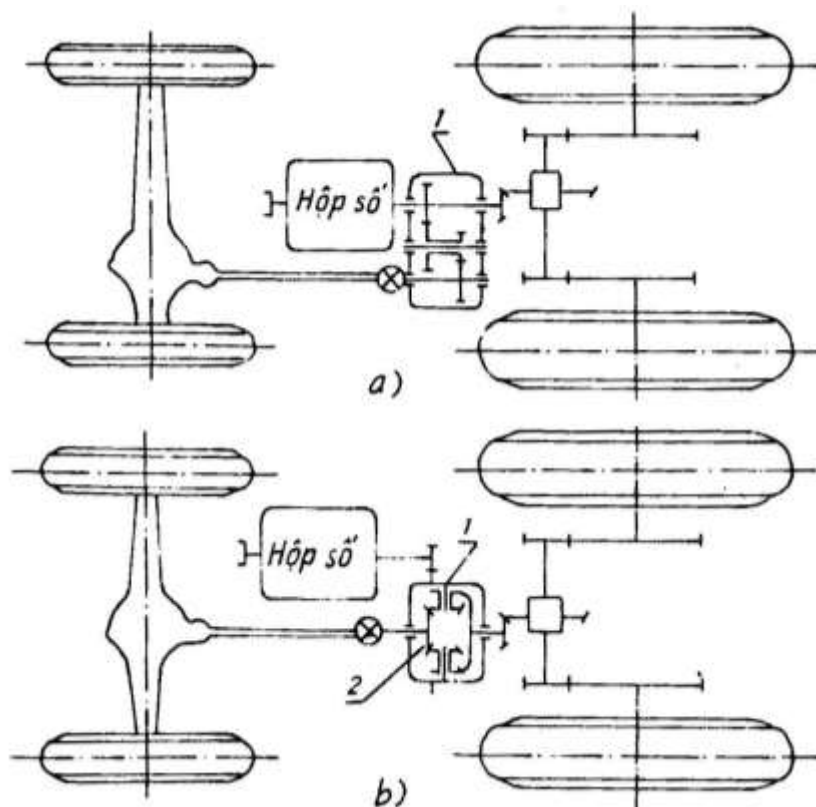
c. Sử dụng nhiều cầu chủ động và hiện tượng lưu thông công suất

Để nâng cao chất lượng kéo của ô tô-máy kéo, người ta sử dụng xe có nhiều cầu chủ động để tăng trọng lượng bám.

ví dụ đối với xe 4x4. việc phân bố lực kéo giữa bánh trước và bánh sau được thực

hiện bởi hai cách: dẫn động cứng và dẫn động vi sai.

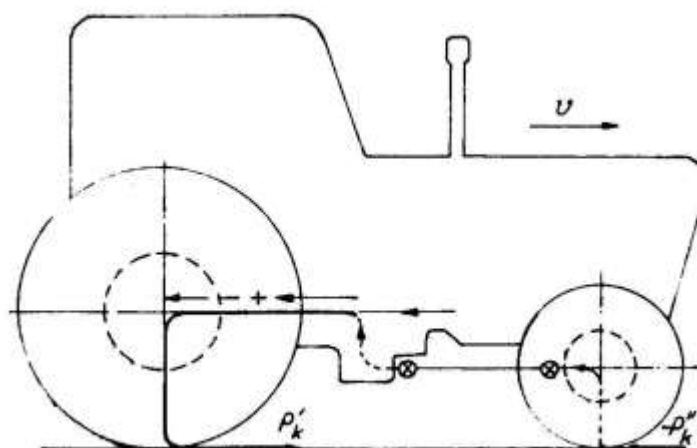
- Dẫn động cứng:



Hình 8.4. Sơ đồ dẫn động các trục chủ động
a- Dẫn động cứng; b- Dẫn động qua vi sai

Cả hai trục của máy kéo được nối động học cứng với hộp số thông qua hộp phân phối, do đó vận tốc góc của hai cầu là không thay đổi trong quá trình làm việc.

Nhưng trong quá trình làm việc, đảm bảo sự đồng bộ tuyệt đối vận tốc vòng của các bánh xe trước và sau thực tế là không thể thực hiện được do: sai số do chế tạo, độ mài mòn của lốp, áp suất của không khí trong lốp, sự dao động của tải trọng thẳng đứng tác động lên bánh xe ... và trên đường vòng thì quãng đường di chuyển của mỗi cầu lại khác nhau.



Hình 8.5. Sơ đồ minh họa sự lưu thông công suất có hại

Chương 9: DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

9.1. KHÁI NIỆM

Sự dao động thân ô tô kéo dài, gây ra do sự chuyển động của nó, sẽ làm mệt mỏi hành khách và lái xe quá mức, có thể gây ra chóng mặt và nôn, gây tác hại đến sức khỏe. Đồng thời, nó làm giảm hiệu quả công việc của người lái. Những rung động này cũng sẽ ảnh hưởng đến tải trọng vận chuyển và ảnh hưởng đến bản thân ô tô. Do đó, sự êm dịu chuyển động cũng như tiện nghi tốt là một trong những yêu cầu cơ bản đối với ô tô hiện đại.

Sự dao động chủ yếu do sự không bằng phẳng của mặt đường. Sự nhấp nhô của bề mặt đường gồm hai loại: nhấp nhô nhỏ ($3\div 5$ mm theo chiều cao và $8-10$ mm theo chiều dài) và sóng ($10\div 12$ mm theo chiều cao và $5\div 8$ mm theo chiều dài).

Khi đường có mật độ giao thông lớn, nhấp nhô dạng sóng thường xuất hiện sau khoảng $1\div 2$ năm sử dụng, gây xấu đến tính êm dịu chuyển động của ô tô.

9.2. THỬ NGHIỆM TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Thí nghiệm nghiên cứu dao động của ô tô có thể được thực hiện trong phòng thí nghiệm hoặc trên đường, bằng nhiều biện pháp. Các nhân tố, thông số được khảo sát gồm: đánh giá chung, biên độ dao động, vận tốc dao động, gia tốc dao động, tần số dao động của khối lượng được treo và không được treo.

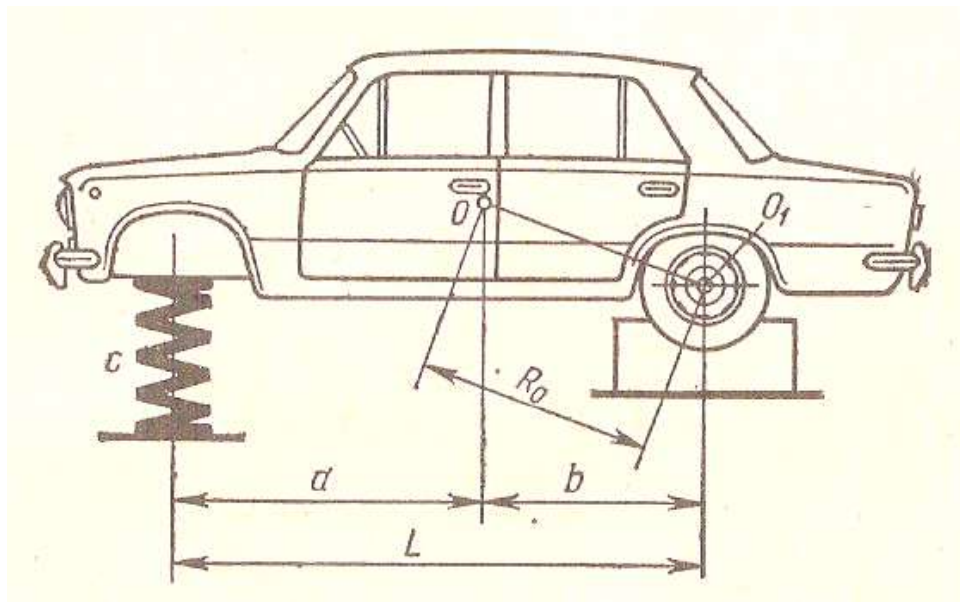
Có thể kích thích dao động bằng các biện pháp:

- Kéo thân xe xuống và nhanh chóng thả ra.
- Nâng ô tô lên bằng một bệ nâng đặc biệt đến độ cao khoảng $50-60$ mm rồi nhanh chóng thả xuống. Hai biện pháp này áp dụng để thử tần số dao động và tính chất giảm dao động, cũng như xác định tâm dao động.
- Lắp bánh xe ô tô thử vào băng thử với trống quay có các chỗ nhô ra hoặc lệch tâm. Trống quay có thể lắp vào một hay nhiều trục bánh xe.
- Gây dao động tuần hoàn sàn đỗ ô tô thử.
- Đặt ô tô thử trên băng vô tận có nhấp nhô trên bề mặt tiếp xúc.

Để có thể có thể so sánh các ô tô thử khác nhau khi thử trên đường, dao động được kích thích bằng cách cho ô tô chuyển động trên đường nhấp nhô nhân tạo có biên dạng đã xác định trước. Vận tốc chuyển động của ô tô cần thiết phải giữ cố định. Các ô tô khác nhau cùng chủng loại, cùng nhóm được thử với nhấp nhô nhất định (cùng chiều cao, chiều dài). Trong quá trình thử, chuyển vị của khối lượng được treo và không được treo đều được ghi lại. Từ đó, có thể xác định biên độ, vận tốc, gia tốc dao động, cũng như tần số dao động của phần được treo và không được treo. Dao động

góc của ô tô trong mặt phẳng dọc Oxz cũng được xác định.

Khi nghiên cứu độ êm dịu của ô tô và tính toán hệ thống treo, cần thiết phải xác định mô men quán tính I_b của khối lượng được treo, đối với trục đi qua trọng tâm và song song với phương Oy. Phương pháp thực hiện là xác định mô men quán tính đối với một trục của ô tô.



Hình 9.1. Xác định mô men quán tính của khối lượng được treo

Mô men quán tính của khối lượng được treo đối với O_1 :

$$I_1 = \frac{c \cdot L^2 \cdot T_1^2}{4\pi^2} \quad 9-1$$

Với: c – độ cứng của lò xo

L – khoảng cách lò xo đến tâm quay O_1

T_1 – chu kỳ dao động

Mô men quán tính của khối lượng được treo đối với trọng tâm O :

$$I_b = I_1 - m_b \cdot R_o^2 \quad 9-2$$

9.3. CÁC ĐẶC TRƯNG ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Sự ảnh hưởng của dao động của ô tô đối với con người được đánh giá một cách chủ quan. Sự dao động của ô tô được đánh giá bởi các đặc trưng sau đây.

- Chu kỳ dao động, T là khoảng thời gian mà ô tô thực hiện đầy đủ một dao động. Tần số dao động, n là số dao động trong một đơn vị thời gian.
- Biên độ dao động, z_{\max} là chuyển vị lớn nhất của thân ô tô từ vị trí cân bằng.

- Vận tốc dao động là đạo hàm bậc nhất theo thời gian của chuyển động dao động.
- Gia tốc dao động là đạo hàm bậc hai theo thời gian của chuyển động dao động của ô tô.
- Tốc độ thay đổi, gia tốc dao động là đạo hàm bậc ba theo thời gian của chuyển động dao động của ô tô.

Dao động của ô tô có thể được phân tích thành các dao động tần số cao ($5 \div 13$ Hz) và các dao động có tần số thấp ($0,8 \div 2,0$ Hz). Các khối lượng không được treo thường dao động với tần số cao và các khối lượng được treo dao động với tần số thấp.

Dao động tần số cao, khi xuất hiện với biên độ nhỏ gây cảm giác khó chịu. Dao động tần số thấp cũng gây cảm giác khó chịu do nó gây cảm giác say xe. Con người không có cảm giác dao động khi đi bộ do đã quen với dao động có tần số $1,17 \div 1,66$ Hz từ khi còn nhỏ. Do đó, tần số dao động của ô tô nên được khống chế phù hợp với vùng này; thông thường trong khoảng $1 \div 1,3$ Hz.

Sự thay đổi tần số dao động ảnh hưởng mạnh đến con người hơn là thay đổi về biên độ dao động.

Khi tốc độ dao động tăng, sự êm dịu chuyển động kém đi. Tính chất rung động và vận tốc dao động được diễn tả như trong bảng sau đây.

Bảng 9.1 Tính chất rung động và vận tốc dao động

Tính chất dao động	Vận tốc dao động [m/s]
Không cảm nhận được	0,035
Khó cảm nhận được	$0,035 \div 0,1$
Cảm nhận được	$0,1 \div 0,2$
Cảm nhận rõ	$0,2 \div 0,3$
Khó chịu, rất khó chịu	$0,3 \div 0,4$

Bảng 9.2 Giới hạn gia tốc dao động đối với cảm giác con người

Tần số dao động [Hz]	Gia tốc dao động [m/s^2] tạo cảm giác	
	Khó chịu	Bệnh tật
1	2,3	2,7
1,5	2,1	2,5
2	1,9	2,3
3	1,7	2,0

Bảng 9.3 Gia tốc cho phép [m/s^2] đối với các dạng dao động

Điều kiện	Dao động		
	Thẳng đứng	Dọc, ngang	Nghiêng
Đi chậm	1,0	0,6	0,5
Đi xe	2,5	1,0	0,7
Di chuyển ngắn	4,0	2,0	1,0

Khi tần số dao động tăng, ngay cả dao động với gia tốc nhỏ cũng gây cảm giác khó chịu hoặc gây bệnh.

Với những tần số mà thân xe dao động, tốc độ thay đổi gia tốc dao động có ảnh hưởng lớn nhất đến sự êm dịu chuyển động của ô tô. Cảm giác bứt rứt xuất hiện khi tốc độ thay đổi gia tốc ở khoảng 25 m/s^3 và cảm giác khó chịu, ở khoảng 40 m/s^3 . Do đó, tốc độ thay đổi gia tốc của dao động ô tô không nên quá 25 m/s^3 . Bảng 9.3 mô tả các giá trị gia tốc cho phép đối với sức khỏe con người (tuổi trung niên).

Sau đây ta xây dựng mối quan hệ giữa các đặc trưng êm dịu chuyển động của ô tô. Với mục đích này, ta khảo sát dao động điều hòa của một hệ dao động một bậc tự do có trọng lượng G . Độ cứng của hệ dao động là c .

Ở trạng thái tự do của lò xo, hệ có vị trí I. Khi hệ ở trạng thái cân bằng II, lò xo chịu biến dạng tĩnh dưới tác dụng của trọng lượng G . Chuyển vị của lò xo được xác định bởi

$$z_o = \frac{G}{c} \quad 9-1$$

Nén lò xo để đưa hệ ra vị trí III, xa vị trí cân bằng và thả ra, hệ sẽ dao động. Bằng các thiết bị ghi dao động, ta có được đồ thị quan hệ vị trí của hệ theo thời gian cũng như có thể xác định biên độ z_{\max} , chu kỳ T của dao động. Phương trình vi phân mô tả dao động có dạng:

$$m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} + c \cdot z = 0 \quad 9-2$$

Nghiệm của phương trình:

$$z = z_{\max} \cdot \sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t = z_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 9-3$$

Với $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ là tần số góc của dao động

- Vận tốc dao động:

$$v = \frac{dz}{dt} = z_{\max} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad 9-4$$

- Gia tốc dao động:

$$j = \frac{d^2 z}{dt^2} = -z_{\max} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 9-5$$

- Tốc độ thay đổi gia tốc dao động:

$$j' = \frac{d^3 z}{dt^3} = -z_{\max} \cdot \omega^3 \cdot \cos(\omega t) \quad 9-6$$

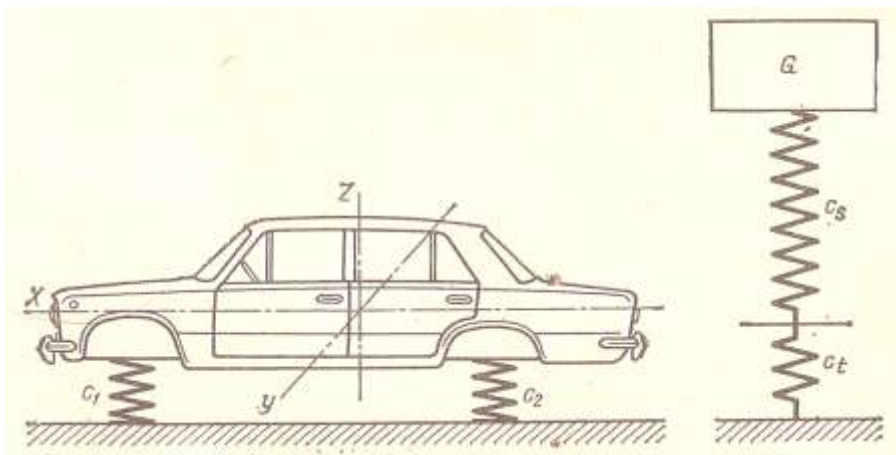
Tần số góc ω và tần số dao động n liên hệ với nhau bởi:

$$n = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{z_0}} \quad 9-7$$

Như vậy, độ biến dạng tĩnh của hệ càng lớn thì tần số dao động của hệ càng nhỏ. Với mục đích này, hệ thống treo được giảm độ cứng để giảm tần số dao động tự do của ô tô.

9.4. DAO ĐỘNG Ô TÔ

Mô hình đơn giản dao động của một ô tô được mô tả trên hình, trong đó c_1 và c_2 là độ cứng tương đương của hệ thống treo trước và sau.



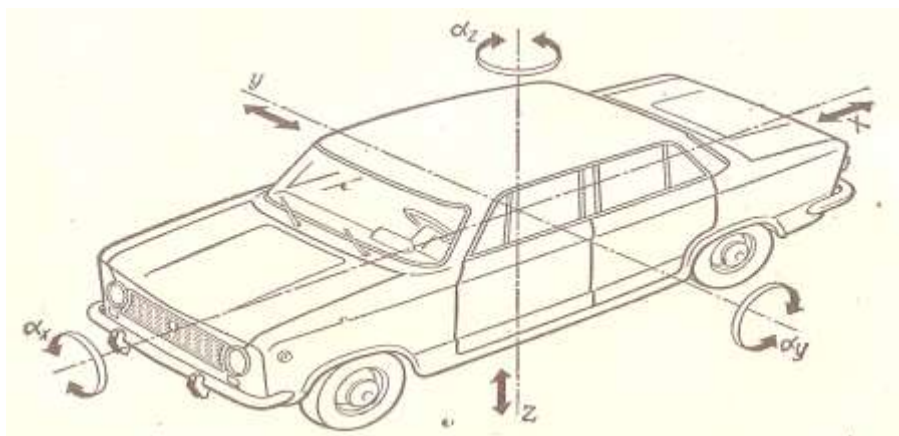
Hình 9.2 Mô hình dao động đơn giản và hệ dao động tương đương

Độ cứng tương đương c_{eff} của hệ thống treo là độ cứng của phần tử đàn hồi mà biến dạng của nó tương đương biến dạng tổng của hệ thống treo (có độ cứng c_s) và bánh xe (có độ cứng c_t) khi chịu cùng tải trọng.

Trọng lượng G gây biến dạng hệ đàn hồi một lượng bằng tổng biến dạng của phần tử đàn hồi của hệ thống treo và của lốp. Do đó,

$$\begin{aligned} \frac{G}{c_{\text{eff}}} &= \frac{G}{c_s} + \frac{G}{c_t} \\ c_{\text{eff}} &= \frac{c_s \cdot c_t}{c_s + c_t} \end{aligned} \quad 9-1$$

Độ cứng của hệ thống treo trước và sau của ô tô nằm trong khoảng 20-60 kN/m. Độ cứng của lốp trước và sau của ô tô thuộc khoảng 200-450 kN/m. Các giá trị nhỏ tương ứng với ô tô du lịch, giá trị lớn tương ứng với ô tô tải.



Hình 9.3 Các dao động thành phần

Thân ô tô có 6 bậc tự do và có thể thực hiện 6 dao động khác nhau. Các chuyển động thẳng theo các trục xx , yy và zz được ký hiệu là S_x , S_y , và S_z , còn các chuyển động quay tương ứng được ký hiệu α_x , α_y , α_z .

Việc nghiên cứu dao động đồng thời 6 thành phần trên rất phức tạp. Để đơn giản hóa, ta có thể nghiên cứu dao động với 2 bậc tự do S_z và α_y . Các thành phần dao động này ảnh hưởng chủ yếu đến tính êm dịu của ô tô và tác động đến cảm giác của người trên ô tô.

Dao động thẳng đứng xuất hiện khi bánh xe lăn qua nhấp nhô của mặt đường. Nếu ô tô được trang bị hệ thống treo có độ cứng nhỏ, sự biến dạng lớn của phần tử đàn hồi của hệ thống treo sẽ dễ dàng dập tắt dao động. Đôi khi, các dao động thẳng đứng này tăng vọt nếu tần số ngoại lực kích thích trùng với tần số dao động riêng của hệ thống treo.

Hệ thống treo với độ cứng thấp và giảm chấn được sử dụng để giảm dao động thẳng đứng mà nó tác động đến cảm giác khó chịu của hành khách.

Tâm đàn hồi của một hệ là điểm mà tại đó chỉ tồn tại chuyển động tịnh tiến dưới tác dụng của ngoại lực kích thích. Để xác định tâm đàn hồi, ta khảo sát thanh nằm trên các phần tử đàn hồi như mô tả trên Hình 9.1.

Khi ngoại lực kích thích P tác dụng vào một điểm khác với tâm đàn hồi (c.e.), thanh thực hiện 2 chuyển động: tịnh tiến và xoay, như vị trí 1. Khi ngoại lực kích thích tác dụng tại tâm đàn hồi (c.e.), thanh chỉ chuyển động tịnh tiến đến vị trí 2. Trong trường hợp này, độ biến dạng của hệ thống treo trước và sau là giống nhau và góc xoay bằng không.

Sau đây ta xác định khoảng cách x từ trọng tâm (c.g.) của thanh đến tâm đàn hồi (c.e.). Từ phương trình cân bằng mô men, ta có

$$R_1 \cdot a - P \cdot x - R_2 \cdot b = 0$$

$$x = \frac{R_1 \cdot a - R_2 \cdot b}{P} \quad 9-2$$

Đồng thời, ta lại có:

$$R_1 = c_1 \cdot f_1 \quad \text{và} \quad R_2 = c_2 \cdot f_2$$

$$P = R_1 + R_2 = c_1 \cdot f_1 + c_2 \cdot f_2$$

Do vậy:

$$x = \frac{c_1 \cdot f_1 \cdot a - c_2 \cdot f_2 \cdot b}{c_1 \cdot f_1 + c_2 \cdot f_2}$$

$$x = \frac{c_1 \cdot a - c_2 \cdot b}{c_1 + c_2} \quad \mathbf{9-3}$$

Khối lượng được treo của ô tô được thay bằng hệ tương đương 3 khối lượng m_1 , m_2 , và m_3 và liên kết với nhau bởi một thanh không trọng lượng. Khối lượng m_1 và m_2 đặt tại các vị trí a_b và b_b và khối lượng m_3 đặt tại trọng tâm của phần khối lượng được treo. Các điều kiện sau đây cần được thỏa mãn đối với hệ tương đương: (a) *Cân bằng khối lượng*, (b) *Trọng tâm của hệ thực trùng trọng tâm hệ tương đương*, và (c) *Cùng mô men quán tính đối với trục yy đi qua trọng tâm của hệ thực*. Ba điều kiện này dẫn đến hệ ba phương trình sau:

$$\begin{cases} m_1 + m_2 + m_3 = m_b \\ m_1 \cdot a_b = m_2 \cdot b_b \\ m_1 \cdot a_b^2 + m_2 \cdot b_b^2 = m_b \cdot \rho_b^2 \end{cases} \quad \mathbf{9-4}$$

Với ρ_b là bán kính quán tính của khối lượng được treo của ô tô đối với trục yy.

Giải 3 phương trình trên, ta được:

$$\begin{cases} m_1 = \frac{m_b \cdot \rho_b^2}{a_b \cdot L} \\ m_2 = \frac{m_b \cdot \rho_b^2}{b_b \cdot L} \\ m_3 = m_b \cdot \left(1 - \frac{\rho_b^2}{a_b \cdot b_b} \right) \end{cases} \quad \mathbf{9-5}$$

Khi thanh nối được đẩy ra xa vị trí cân bằng và thả ra, hệ sẽ dao động. Ta sẽ khảo sát tác dụng của khối lượng m_3 và vị trí tâm đàn hồi đến dao động của thanh. Khi dao động, lực quán tính tác dụng lên trọng tâm của thanh được xác định bởi:

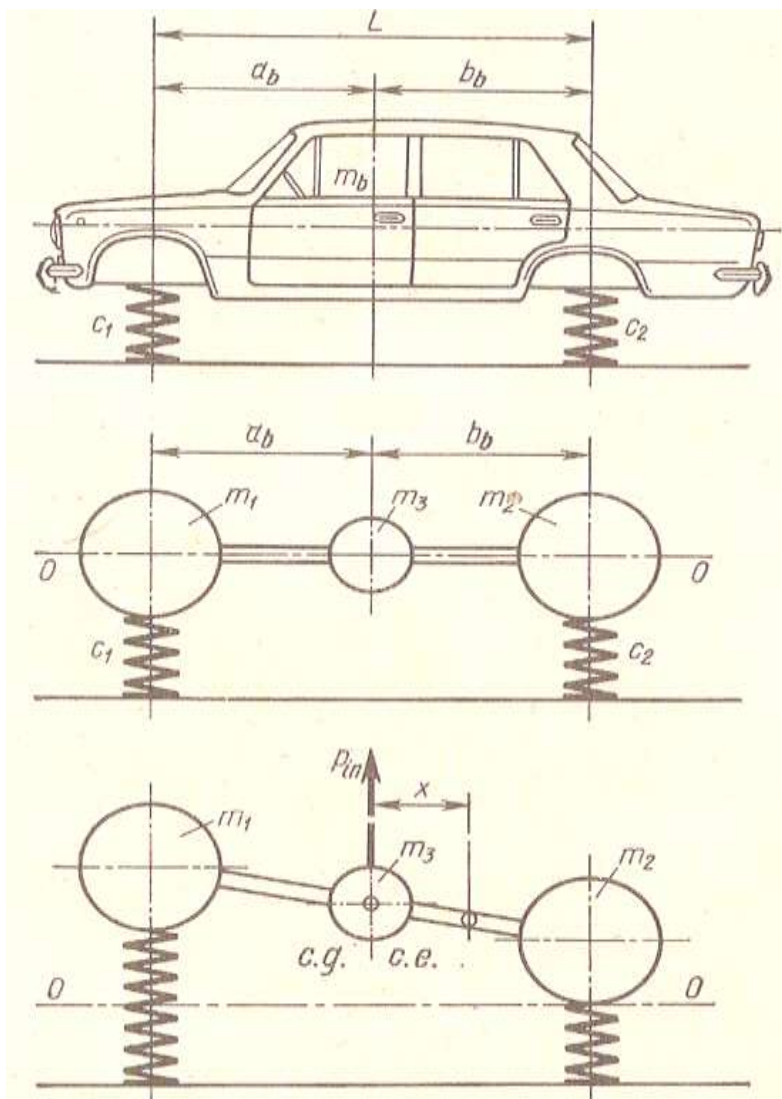
$$F_{in} = m_3 \cdot j$$

Lực này gây ra mô men quán tính M_{in} đối với tâm đàn hồi

$$M_{in} = F_{in} \cdot x = m_3 \cdot j \cdot x$$

Để tránh dao động lớn, mô men M_{in} cần thiết phải nhỏ hoặc bằng 0. Điều này xảy

ra khi cánh tay đòn x hoặc khối lượng m_3 bằng 0.



Hình 9.1. Mô hình dao động tự do của ô tô và tương đương

Nếu $m_3 = 0$:

$$m_3 = 0 \Leftrightarrow \frac{\rho_b^2}{a_b \cdot b_b} = 1 \quad 9-6$$

Điều này có thể đạt được bằng cách phân bố hợp lý khối lượng các cụm chi tiết trên ô tô.

Nếu $x = 0$:

$$x = 0 \Leftrightarrow c_1 \cdot a_b = c_2 \cdot b_b$$

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{b_b}{a_b} \quad 9-7$$

Như vậy, độ cứng của hệ thống treo cần thiết kế sao cho tỷ lệ nghịch với trọng tâm của khối lượng không được treo. Khi đó, hệ thống treo trước và sau có cùng biến dạng và ô tô không bị xoay quanh trục yy.

Chuyển vị theo phương thẳng đứng S_z được xác định sau khi chọn tần số dao động

trong khoảng cho phép 1,1-1,3 Hz.

Dao động góc α_x sinh ra do nhấp nhô không đều ở hai bên của mặt đường. Khi đó, mô men gây dao động ngang xuất hiện rồi triệt tiêu. Dao động góc này có thể khử bằng cách sử dụng thanh ổn định ngang, có tác dụng tăng độ cứng chống biến dạng xoắn hệ thống treo.

Bên cạnh dao động do nhấp nhô của đường, ô tô còn chịu rung động phát sinh từ động cơ, hệ thống truyền lực và bánh xe. Sự rung động này thực tế không ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động nhưng gây ồn và có thể phá hủy liên kết giữa các tổng thành, bộ phận của ô tô. Sự rung động có thể giảm bớt hoặc khử nhờ sử dụng các biện pháp như dùng các bộ phận giảm rung, các bộ phận che đặc biệt, nâng cao chất lượng chế tạo và lắp ráp, và cân bằng tốt để tránh cộng hưởng. Các ghế ngồi với lưng tựa được thiết kế đặc biệt cũng có thể giảm hay khử được dao động và rung động của ô tô.

9.5. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ ĐẾN SỰ DAO ĐỘNG

9.5.1. Ảnh hưởng của lớp xe

Bánh hơi bổ sung thêm phần tử đàn hồi cùng với hệ thống treo và có tác dụng rất lớn đến sự êm dịu chuyển động của ô tô. Là phần tử đàn hồi tốt, do có sự biến dạng của ta-lông nên lớp xe loại trừ hoặc giảm tiếng ồn sinh ra khi chuyển động trên đường nhấp nhô và hấp thụ những nhấp nhô nhỏ của mặt đường.

Lớp xe ảnh hưởng không đáng kể đến dao động tần số thấp do biến dạng của nó nhỏ (15÷35 mm) so với biến dạng cần thiết của hệ thống treo đối với độ êm dịu chuyển động (100÷250 mm). Trái lại, lớp xe có tác dụng lớn đối với dao động tần số cao bởi vì sự giảm độ cứng của lớp xe dẫn đến sự giảm độ dịch chuyển thẳng đứng của bánh xe và gia tốc dao động của ô tô. Do vậy, sẽ tốt hơn nếu sử dụng lớp xe có độ cứng giảm nhiều để tăng độ êm dịu chuyển động. Với mục đích này, khuynh hướng chế tạo lớp xe hiện đại là giảm độ cứng của lớp xe bằng cách giảm áp suất hơi trong lốp và tăng chiều rộng lốp.

Tuy vậy, sẽ là sai lầm khi cho rằng lớp xe mềm cho phép người thiết kế bỏ qua phần tử đàn hồi của hệ thống treo. Điều này có thể giải thích bởi thực tế là để giảm tổn thất cản lăn cần thiết phải giảm nội ma sát trong lốp, nhưng trái lại nó làm tăng độ cứng của lớp xe. Bên cạnh đó, độ nhấp nhô của mặt đường luôn tồn tại và gây ra dao động ô tô nên dao động sẽ mạnh hơn nếu không có hệ thống treo.

9.5.2. Hệ thống treo độc lập

Xét trên quan điểm êm dịu chuyển động ô tô, hệ thống treo độc lập có nhiều ưu điểm so với hệ thống treo phụ thuộc.

Đối với hệ thống treo phụ thuộc, khi một bên bánh xe lăn qua nhấp nhô của đường, bánh xe phía bên kia cũng có cùng chuyển vị góc α_x nên thân xe cũng nghiêng

theo. Điều này không xảy ra hoặc không đáng kể đối với hệ thống treo độc lập.

Hệ thống treo độc lập đối với trục trước tạo ra độ võng tĩnh lớn hơn trong khi vẫn đảm bảo tỷ số độ võng tĩnh giữa các trục gần bằng 1. Do đó khi ô tô chuyển động, dao động α_x được giảm nhiều.

Do hệ thống treo độc lập không có dầm cầu nối hai bánh xe hai bên nên trọng lượng phần không được treo giảm đáng kể, tần số dao động riêng của thân xe tăng lên. Do đó giảm tải trọng tác dụng lên giảm chấn.

Ở hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi có thể là lò xo, đệm khí, hoặc thanh xoắn. Khi sử dụng thanh xoắn, một phần khối lượng thanh xoắn là khối lượng được treo và sự phân bố tải trọng lên khung xe cũng đều hơn. Khi sử dụng, thanh xoắn không đòi hỏi bảo dưỡng nhiều như nhíp lá. Tuy nhiên, thanh xoắn khó chế tạo và có tuổi thọ thấp hơn.

Hệ thống treo với đệm khí có rất nhiều ưu điểm: độ êm dịu rất cao do độ cứng rất thấp và có thể thay đổi đặc tính đàn hồi với phạm vi rộng trong quá trình vận hành, có thể giữ cố định hoặc thay đổi độ võng của hệ thống treo khi tải trọng thay đổi, tuổi thọ của hệ thống treo dài, và góp phần làm tăng tuổi thọ của ô tô. Tuy nhiên, thiết kế, chế tạo hệ thống treo với đệm khí phức tạp hơn, giá thành chế tạo cao hơn.

CÂU HỎI GỢI Ý

Chương 1: LỰC VÀ MÔ MEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ TRONG QUÁ TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

1. Nêu khái niệm đường đặc tính động cơ
2. Cho công thức Lây-Đécman: $N_e = N_{\max} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$
 - a. Giải thích các thành phần trong công thức Lây-Đécman
 - b. Trình bày cách vẽ đường đặc tính động cơ theo công thức Lây-Đécman
3. Viết và giải thích công thức tính tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.
4. Viết và giải thích công thức tính mô men xoắn ở bánh xe chủ động M_k và lực kéo tiếp tuyến P_k khi chuyển động ổn định
5. Nêu khái niệm về hệ số bám, viết và giải thích công thức tính lực bám
6. Viết và giải thích phương trình cân bằng lực kéo và lực cản
7. Nêu các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn

Chương 2: ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ

8. Nêu và giải thích các loại bán kính bánh xe.
9. Trình bày cách xác định hệ số trượt và độ trượt của bánh xe chủ động khi kéo.
10. Trình bày cách xác định hệ số trượt và độ trượt của các bánh xe khi phanh.
11. Vẽ sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô du lịch chuyển động quay đầu lên dốc, không kéo moóc. Trình bày chi tiết các bước xác định phản lực thẳng góc tác dụng lên ô tô.

Chương 3: TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

12. Trình bày phương pháp xác định tỷ số truyền số 1, giải thích các thành phần trong các công thức tính.
13. Vẽ sơ đồ truyền động từ động cơ đến bánh xe, không hộp số phụ. Trình bày phương pháp xác định tỷ số truyền của truyền lực chính.
14. Vẽ sơ đồ truyền động từ động cơ đến bánh xe, không hộp số phụ. Trình bày cụ thể phương pháp xác định tỷ số truyền của số 1.
15. Trình bày cách xác định các số trung gian của hộp số theo cấp số nhân. Để xác định các số truyền trung gian cần biết trước các thông số nào.
16. Trình bày phương pháp xác định hệ số nhân tố động lực học của ô tô, giải thích các thành phần trong các công thức tính
17. Vẽ dạng đồ thị cân bằng công suất kéo và công suất cản của ô tô có 4 cấp số, giải thích các thành phần và các điểm đặc biệt trên đồ thị.
18. Vẽ dạng đồ thị cân bằng công suất kéo và công suất cản của ô tô có 4 cấp số, giải thích các thành phần và các điểm đặc biệt trên đồ thị.

Chương 4: TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

19. Phân tích các chỉ tiêu đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô?
20. Viết công thức tính định mức tiêu hao nhiên liệu sử dụng trong thực tế, giải thích các thành phần trong công thức.

Chương 5: TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ

21. Tính ổn định của ô tô là gì? Vẽ hình và xác định giới hạn của ô tô tải quay đầu lên dốc không bị lật.
22. Vẽ hình và xác định giới hạn của ô tô du lịch quay đầu lên dốc không bị trượt. Để đảm bảo ô tô bị trượt trước khi bị lật cần điều kiện gì?
23. Từ phương trình chuyển động đều của ô tô khi đi trên đường dốc, góc dốc α , không kéo móc.

$$P_k = P_{\psi} + P_{\omega}$$

Trọng lượng toàn bộ	G	=	9810	N
Hệ số cản lăn	f	=	0.015	
Hệ số cản không khí	K	=	0.3	
Diện tích cản chính diện	F	=	2	m ²
Vận tốc của xe	v	=	36	km/h
Chiều cao trọng tâm	h_g	=	1.5	m
Chiều dài cơ sở	L	=	2	m
Hệ số phân bố tải trọng	n_1	=	0.5	
Bán kính bánh xe	r_b	=	0.3	m
hệ số bám khi phanh	φ_p	=	0.7	

- a) Tính góc dốc giới hạn của đường α_{\max} để xe có thể lên dốc an toàn không bị lật đổ?
- b) Tính góc dốc giới hạn của đường α_{\max} để xe có thể phanh đột ngột khi xuống dốc mà không bị lật đổ.
24. Từ phương trình chuyển động đều của ô tô khi đi vào đường vòng có bán kính trung bình của đường R_{qv} , đường nằm ngang, góc dốc $\alpha = 0$, không kéo móc.
 - a) Hãy xác định tốc độ lớn nhất cho phép của ô tô $v_{qv\max}$ để ô tô không bị lật đổ?
 - b) Hãy xác định tốc độ lớn nhất cho phép của ô tô $v_{qv\max}$ để ô tô không bị trượt ngang?

Chương 6: TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

25. Trình bày phương pháp vẽ đồ thị lý thuyết về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng.
26. Vẽ hình trình bày ưu nhược điểm của ô tô có tính năng quay vòng thừa.
27. Vẽ hình trình bày ưu nhược điểm của ô tô có tính năng quay vòng thiếu.
28. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng là gì? Vẽ hình mô tả các yếu tố ảnh hưởng đến tính ổn định của bánh xe dẫn hướng.
29. Vẽ các sơ đồ bố trí hình thang lái trên ô tô, nêu các tác dụng của hình thang lái trên ô tô.
30. Sự dao động của bánh xe

Chương 8: TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

31. Trình bày khái niệm về tính cơ động của ô tô. Liệt kê các nhân tố ảnh hưởng đến tính cơ động của ô tô.
32. Vẽ hình thể hiện các thông số hình học ảnh hưởng đến tính năng cơ động của ô tô.
33. thông số hình học ảnh hưởng đến tính năng cơ động của ô tô.

Chương 7: ĐỘNG LỰC HỌC PHANH CỦA Ô TÔ

34. Lực và mô men sinh ra ở bánh xe khi phanh
35. Các chỉ tiêu phanh lý thuyết
36. Giảm đồ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế
37. Cho ô tô du lịch có trọng lượng toàn bộ $G = 2000$ kg, phân bố lên cầu trước 1200kg. Xe có chiều dài cơ sở $L_{cs} = 2000$ mm, chiều cao trọng tâm $h_g = 500$ mm. Bán kính bánh xe $R_{bx} = 330$ mm.
 - a. Vẽ hình các lực tác dụng lên ô tô khi phanh. Tính tọa độ trọng tâm theo chiều dọc của xe a, b?
 - b. Tính lực phanh của cầu trước P_{p1} , cầu sau P_{p2} (cho hệ số bám $\varphi = 0,8$)
 - c. Tính mômen phanh của cầu trước M_{p1} , cầu sau M_{p1}

Chương 9: DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

38. Dao động ô tô do những yếu tố nào? Nêu những tác hại của dao động ô tô đến con người và hàng hóa?
39. Nêu các đặc trưng êm dịu chuyển động của ô tô?

MỤC LỤC

Chương 1: LỰC VÀ MÔ MEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ	1
TRONG QUÁ TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG	1
1.1. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ	1
1.2. TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC	3
1.3. CÔNG SUẤT CỦA ĐỘNG CƠ TRUYỀN ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG	3
1.4. HIỆU SUẤT CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC	4
1.5. MÔ MEN XOÁN Ở BÁNH XE CHỦ ĐỘNG M_k VÀ LỰC KÉO TIẾP TUYẾN P_k	5
1.6. HỆ SỐ BẮM GIỮA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG VỚI MẶT ĐƯỜNG	6
1.7. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ	9
1.8. CÂN BẰNG LỰC KÉO VÀ LỰC CẢN CỦA Ô TÔ	14
Chương 2: ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ	16
2.1. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI BÁN KÍNH BÁNH XE, KÝ HIỆU LỚP	16
2.2. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE BỊ ĐỘNG	18
2.3. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG	21
2.4. SỰ TRƯỢT CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG	22
2.5. XÁC ĐỊNH PHÂN LỰC THẲNG GÓC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE TRONG MẶT PHẪNG DỌC	24
2.7. XÁC ĐỊNH PHÂN LỰC THẲNG GÓC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE TRONG MẶT PHẪNG NGANG	29
Chương 3: TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ	32
3.1. MỤC ĐÍCH	32
3.2. THÔNG SỐ CHO TRƯỚC VÀ THÔNG SỐ CHỌN	32
3.3. XÁC ĐỊNH TRỌNG LƯỢNG TOÀN BỘ CỦA Ô TÔ	33
3.4. CHỌN LỚP	33
3.5. XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT CỰC ĐẠI VÀ XÂY DỰNG ĐỒ THỊ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA Ô TÔ	34
3.6. XÁC ĐỊNH TỶ SỐ TRUYỀN	37
3.7. LẬP ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC KÉO	45
3.8. NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC Ô TÔ	47
TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN -BTL	56
Chương 4: TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ	58
4.1. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ	58
4.2. PHƯƠNG TRÌNH TIÊU HAO NHIÊN LIỆU	58
4.3. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ KHI CHUYỂN ĐỘNG ỔN ĐỊNH	59
4.4. KHÁI NIỆM VỀ ĐỊNH MỨC TIÊU HAO NHIÊN LIỆU	61
Chương 5: TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ	62
5.1. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC	62
5.2. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG CỦA Ô TÔ	67
Chương 6: TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ	70
6.1. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ	70
6.2. SỰ LẤN CỦA BÁNH XE ĐÀN HỒI DƯỚI TÁC DỤNG CỦA LỰC NGANG	73
6.3. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA BÁNH XE DẪN HƯỚNG	75
Chương 7: ĐỘNG LỰC HỌC PHANH CỦA Ô TÔ	84
7.1. LỰC PHANH SINH RA Ở BÁNH XE	84
7.2. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO SỰ PHANH TỐI ƯU	85
7.3. CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG QUÁ TRÌNH PHANH	86
7.4. VẤN ĐỀ CHỐNG HẮM CỨNG BÁNH XE KHI PHANH	89
7.5. GIẢM ĐỘ PHANH	92
Chương 8: TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ	94
8.1. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ	94
8.2. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ	94
Chương 9: DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ	99
9.1. KHÁI NIỆM	99
9.2. THỬ NGHIỆM TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ	99
9.3. CÁC ĐẶC TRƯNG ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ	100
9.4. DAO ĐỘNG Ô TÔ	103
9.5. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ ĐẾN SỰ DAO ĐỘNG	107
CÂU HỎI GỢI Ý	108