

GIỚI THIỆU MÔN HỌC

Môn lý thuyết ô tô là một môn học chính của chuyên ngành ô tô.

Mục đích của môn học là nghiên cứu một số vấn đề quan trọng:

Khảo sát, đánh giá về tính năng động lực học của một mẫu xe ô tô nào đó.

Khảo sát, đánh giá những tính năng khác của ô tô: phanh, điều khiển (lái), ổn định, êm dịu (dao động)...

Là cơ sở thiết kế mẫu xe ô tô mới.

Là cơ sở cho các môn học khác: tính toán thiết kế ô tô, điều khiển tự động điện tử ô tô.

Tài liệu tham khảo:

- [1]. *Lý thuyết ô tô máy kéo*. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng. NXB khoa học kỹ thuật. Hà nội. 2003.
- [2]. *Lý thuyết ô tô*. TS. Nguyễn Nước. NXB Giáo dục. 2002.
- [3]. *Lý thuyết ô tô*. TS. Lâm Mai Long. Giáo trình giảng dạy cao học trường Đại học sư phạm kỹ thuật. 2006.
- [4]. *Lý thuyết ô tô*. PGS_TS. Phạm Xuân Mai. NXB Đại học quốc gia thành phố hồ chí minh. 2004.

CHƯƠNG 1 ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

Hiện nay nguồn động lực chính dùng trên ô tô phổ biến là động cơ đốt trong kiểu piston. Vì vậy cần phải nghiên cứu đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong kiểu piston để làm cơ sở xác định các lực hoặc mô men tác dụng lên các bánh xe chủ động.

I. ĐỊNH NGHĨA

Đường đặc tính tốc độ của động cơ là các đồ thị biểu diễn các mối quan hệ giữa công suất P_e , moment xoắn M_e của động cơ theo số vòng quay n_e hoặc tốc độ góc ω_e của trục khuỷu.

II. PHÂN LOẠI

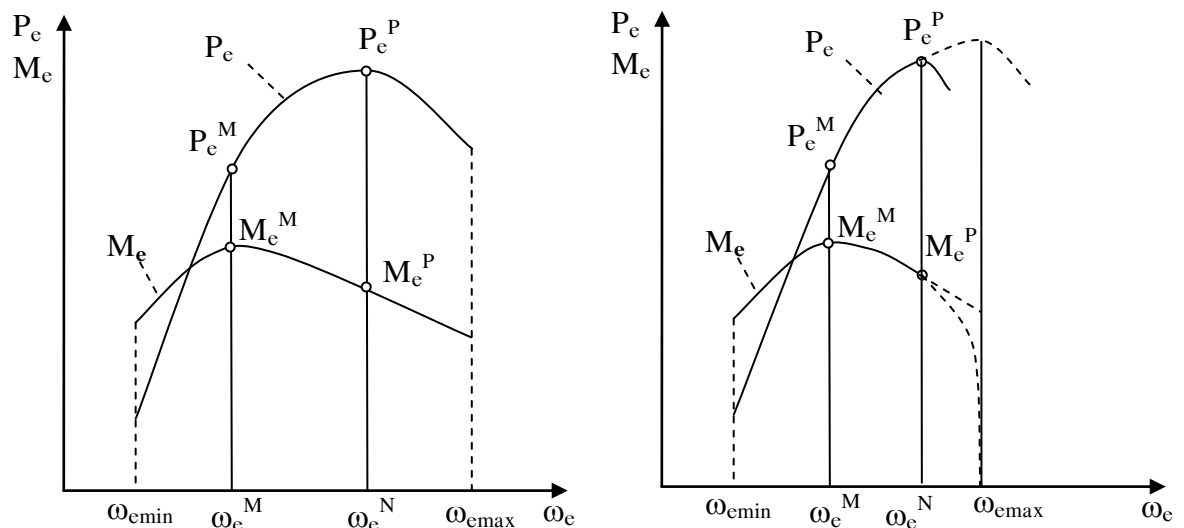
Đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được bằng cách thí nghiệm động cơ trên bệ thử hoặc bằng tính toán theo công thức kinh nghiệm S. RLây đecman.

Khi thí nghiệm động cơ trên bệ thử nếu bướm ga mở hoàn toàn (động cơ xăng) hoặc kéo hết thanh răng nhiên liệu của bơm cao áp (động cơ dầu) tức là động cơ được cung cấp nhiên liệu tối đa thì đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được gọi là đường đặc tính ngoài.

Nếu bướm ga hoặc thanh răng đặt ở vị trí trung gian thì đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được gọi là đường đặc tính cục bộ.

Nhận xét: vì vị trí của bướm ga mở hoàn toàn (kéo hết thanh răng) chỉ có 1, còn vị trí mở (kéo) trung gian của bướm ga (thanh răng) có vô vàn vị trí nên đối với một động cơ đốt trong sẽ có một đường đặc tính ngoài và vô số đường đặc tính cục bộ tùy thuộc vào vị trí của bướm ga hoặc thanh răng.

III. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI CỦA ĐỘNG CƠ BẰNG THỰC NGHIỆM



a. Động cơ xăng

b. Động cơ diesel

P_e [kW] công suất động cơ;

M_e [Nm] moment xoắn động cơ;

ω_e [rad/s] tốc độ quay của cốt máy;

ω_{emin} là tốc độ để động cơ không chết máy;

ω_{emax} là tốc độ giới hạn để đảm bảo độ bền, ổn định của các chi tiết của động cơ;

$(\omega_{emin} \div \omega_{emax})$ là khoảng làm việc của động cơ;

Chế độ công suất cực đại: P_e^P, M_e^P, ω_e^P ;

Chế độ moment cực đại: P_e^M, M_e^M, ω_e^M ;

Khi $\omega_e > \omega_e^M$: nếu sức cản của đường tăng lên sẽ làm tốc độ góc của động cơ giảm xuống (tốc độ của xe giảm) nhưng mô men xoắn của động cơ tự động được tăng lên do đó vùng $\omega_e^M \div \omega_e^P$ là vùng làm việc ổn định của động cơ.

Khi $\omega_e < \omega_e^M$: nếu sức cản của đường tăng lên sẽ làm tốc độ góc của động cơ giảm xuống (tốc độ của xe giảm) nhưng mô men xoắn của động cơ tự động giảm xuống do đó vùng $\omega_{emin} \div \omega_e^M$ là vùng làm việc không ổn định của động cơ. Đây chính là một nhược điểm của ô tô. Để khắc phục nhược điểm này trên ô tô trang bị hộp số.

Khi $\omega_e > \omega_e^P$ công suất của động cơ giảm là do quá trình cháy của động cơ xấu đi, tổn hao công suất trong động cơ tăng lên và sự mài mòn các chi tiết trong động cơ cũng tăng lên \rightarrow một số động cơ dùng bộ hạn chế tốc độ để nhằm cho ω_{emax} không vượt quá 10÷20% ω_e^P khi xe chạy trên đường tốt, nằm ngang.

Hệ số thích ứng moment $K = M_e^M / M_e^P$: nói lên khả năng tự động thích ứng của động cơ đối với sự tăng tải do các ngoại lực tác dụng khi ô tô làm việc.

Động cơ xăng: $K = 1,2 \div 1,4$;

Động cơ dầu: $K = 1,05 \div 1,25$;

IV. XÂY DỰNG ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI BẰNG CÔNG THỨC S. R. Lây Đécman

Hiện nay nhờ máy tính, việc sử dụng quan hệ giải tích giữa công suất, moment xoắn với số vòng quay của động cơ theo công thức Lây Đécman để tính toán sức kéo sẽ thuận lợi hơn nhiều so với khi dùng đồ thị đặc tính ngoài bằng đồ thị.

LÝ THUYẾT Ô TÔ $P_e = P_{emax} \left[a \frac{n}{n_c^P} + b \left(\frac{n}{n_c^P} \right)^2 + c \left(\frac{n}{n_c^P} \right)^3 \right]$ Trang 3

Động cơ xăng: $a = b = c = 1$;

Động cơ dầu 2 kỳ: $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$;

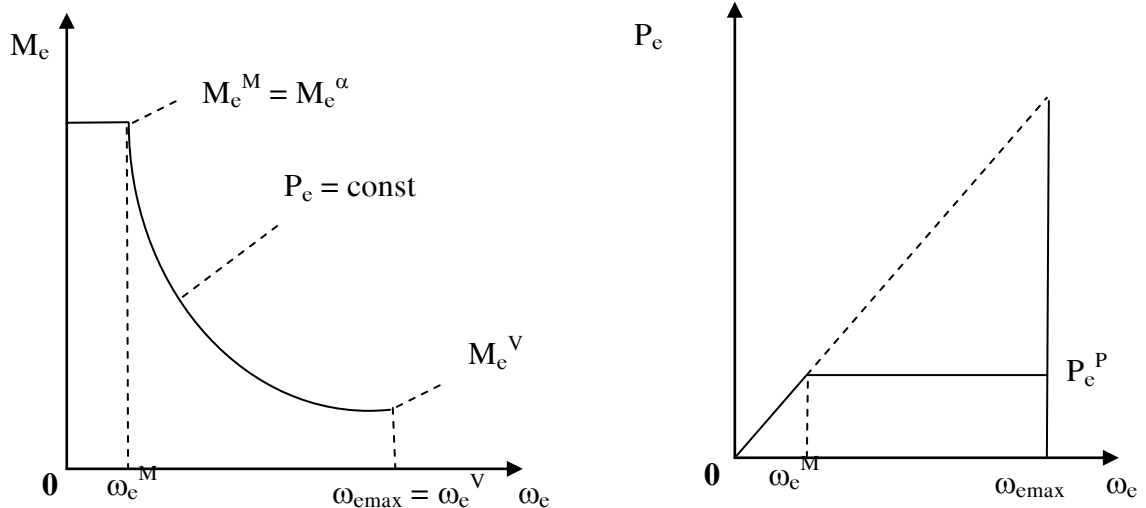
Cho các trị số ω_e khác nhau sau đó biến đổi thành n_e , dựa vào công thức trên ta tính được công suất P_e tương ứng và từ đó vẽ được đồ thị $P_e = f(\omega_e)$.

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

$$\omega_e = \frac{2\pi n_e}{60};$$

Có các giá trị P_e và ω_e ta có thể tính được các giá trị moment xoắn M_e của động cơ và từ đó vẽ được đồ thị $M_e = f(\omega_e)$.

V. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐẶT TRÊN ÔTÔ



$$P_e = M_e \cdot \omega_e.$$

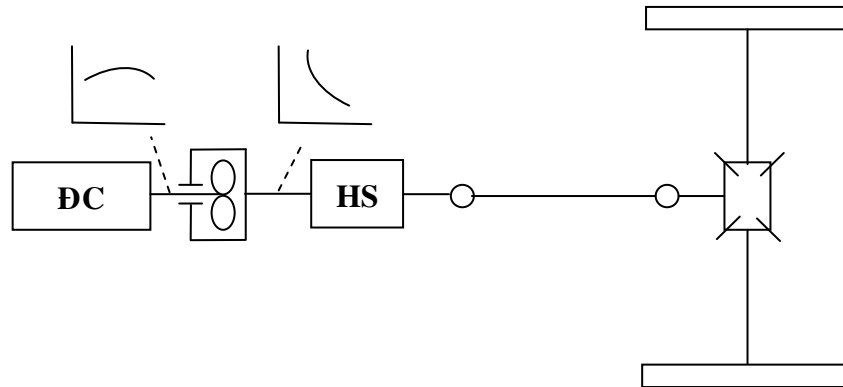
M_e^α : moment ứng với chế độ leo dốc cực đại;

M_e^V : moment ứng với chế độ tốc độ cực đại;

Đường đặc tính trên có dạng hypebon và tốc độ ô tô cần thực hiện bắt đầu từ $\omega_e = 0$.

Nếu động cơ có đường đặc tính ngoài như trên thì không cần dùng hộp số.

Để cải thiện đặc tính ngoài của động cơ (nắn lại đường đặc tính) người ta dùng biến mô thủy lực trong hệ thống truyền lực không thuần cơ khí.



VI. SỰ TRUYỀN CÔNG SUẤT TỪ ĐỘNG CƠ TỚI BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Công suất ở bánh xe chủ động thể hiện qua hai thông số là moment xoắn và số vòng quay của bánh xe chủ động.

Công suất của động cơ được truyền tới bánh xe chủ động của ô tô qua hệ thống truyền lực. Trong quá trình truyền, công suất bị tổn hao do ma sát trong hệ thống truyền lực vì vậy công suất của bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn công suất của động cơ phát ra.

1. TỐC ĐỘ QUAY CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

$$i_{tl} = \frac{n_e}{n_k} = \frac{\omega_e}{\omega_k} \Rightarrow n_k = \frac{n_e}{i_{tl}}; \omega_k = \frac{\omega_e}{i_{tl}};$$

i_{tl} – tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

$$i_{tl} = i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c;$$

i_h – tỷ số truyền của hộp số chính;

i_p – tỷ số truyền của hộp số phụ;

i_0 – tỷ số truyền của cầu ;

i_c – tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng (máy kéo);

n_e, ω_e – số vòng quay và tốc độ góc của động cơ;

n_k, ω_k – số vòng quay và tốc độ góc của bánh xe chủ động;

2. MOMENT XOẮN Ở BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

$$M_k = M_e \cdot i_{tl} \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t;$$

η_t – hiệu suất của hệ thống truyền lực;

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_0 \cdot \eta_c;$$

η_l – hiệu suất của ly hợp (coi như ≈ 1);

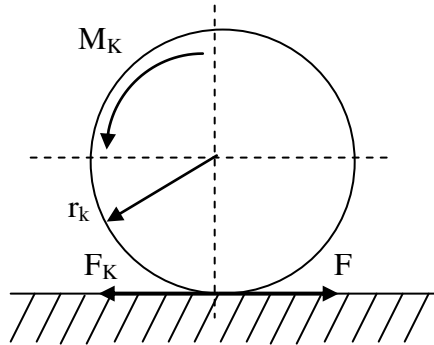
η_h – hiệu suất của hộp số và hộp số phụ (nếu có);

η_{cd} – hiệu suất của các đăng;

η_0 – hiệu suất của cầu chủ động;

η_c – hiệu suất của truyền lực cuối cùng;

3. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN F_k



Moment M_k của bánh xe chủ động tác dụng vào mặt đường một lực F ngược chiều với chiều chuyển động của ô tô. Do tác dụng tương hỗ giữa đường và bánh xe cho nên bánh xe sẽ chịu một lực F_k tác dụng từ mặt đường có giá trị $F_k = F$ và cùng chiều với chiều chuyển động của xe ô tô.

$$F_k = \frac{M_k}{r_k}$$

CHƯƠNG 2 CƠ HỌC LĂN CỦA BÁNH XE

Bánh xe là phần tử nối giữa xe và mặt đường, nhờ có bánh xe mà ô tô có thể chuyển động được và các lực truyền được lên xe và tới mặt đường.

Bánh xe ô tô lăn trên mặt đường theo một nguyên lý vừa ma sát vừa vấu bám. Mặt khác bánh xe ô tô đàn hồi và mặt đường cũng không phải là tuyệt đối cứng. Do đó quá trình truyền năng lượng giữa bánh xe và mặt đường rất phức tạp. Trong chương này ta chỉ đề cập tới *sự lăn của bánh xe trên nền đường cứng*.

I. CÁC LOẠI BÁN KÍNH BÁNH XE

Trong quá trình chuyển động, kích thước của bánh xe luôn bị biến đổi. Để phân biệt kích thước bánh xe trong các điều kiện cụ thể ta sử dụng các loại bán kính bánh xe.

1. BÁN KÍNH DANH ĐỊNH r_J

Là bán kính của bánh xe được bớm đúng áp suất qui định nhưng không chịu tải và không quay. Bán kính này được giới thiệu trong các sổ tay kỹ thuật.

2. BÁN KÍNH TĨNH r_t

Là bán kính được đo bằng khoảng cách từ tâm trục của bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng.

r_t phụ thuộc vào tải trọng và áp suất lốp.

3. BÁN KÍNH ĐỘNG LỰC HỌC r_d

Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe lăn.

Trong quá trình xe chuyển động, vận tốc xe (tốc độ quay bánh xe) luôn thay đổi do đó r_d không những phụ thuộc vào tải trọng và áp suất lốp mà còn phụ thuộc vào tốc độ quay của bánh xe.

4. BÁN KÍNH LĂN r_l

Là bán kính của một bánh xe giả định mà khi làm việc:

- + Không bị biến dạng;
- + Không bị trượt quay, trượt lết;
- + Cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ quay như bánh xe thực tế đang được khảo sát;

Bán kính lăn không phải là thông số hình học mà là thông số động học và được xác định bằng tỷ số:

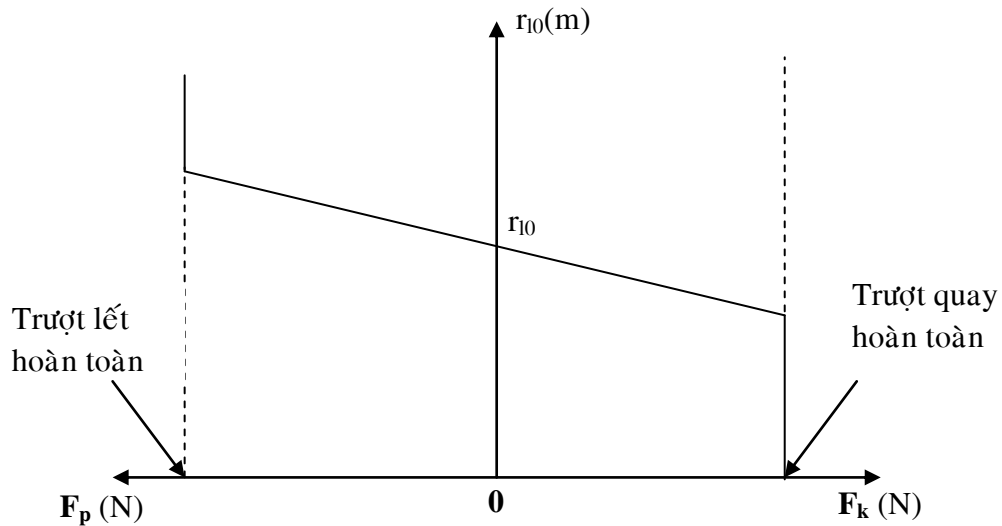
$$r_l = \frac{V}{\omega_k}; \quad \begin{array}{l} V[\text{m/s}] - \text{là tốc độ thực tế của xe ô tô;} \\ \omega_k[\text{rad/s} \sim 1/\text{s}] - \text{tốc độ góc của bánh xe;} \end{array}$$

Trạng thái trượt quay hoàn toàn (vẫn quay): $\omega_k \neq 0$; $V = 0 \rightarrow r_l = 0$;

Trạng thái trượt lết hoàn toàn (khi phanh): $\omega_k = 0$; $V \neq 0 \rightarrow r_l = \infty$;

Như vậy trong quá trình ô tô chuyển động $r_l = 0 \div \infty$ tùy thuộc vào rất nhiều các thông số như: tải trọng tác dụng, độ đàn hồi của lốp và khả năng bám của bánh xe với đường, tốc độ quay của bánh xe, lực kéo và lực phanh...những thông số này luôn thay đổi trong quá trình chuyển động. Vì vậy trong thực tế trị số của r_l chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

Đối với mặt đường cụ thể, ô tô cụ thể bằng thực nghiệm ta có quan hệ giữa r_l với lực kéo và lực phanh như sau:



F_k – lực kéo tiếp tuyến;

F_p – lực phanh tại bánh xe;

λ_F – hệ số biến dạng vòng của lốp;

$$r_l = r_{l0} - \lambda_F F_k;$$

r_{l0} – bán kính lăn của bánh xe khi không chịu tác dụng của F_k và F_p ;

5. BÁN KÍNH TÍNH TOÁN r

Ở trên chúng ta đã định nghĩa nhiều loại bán kính và chúng phụ thuộc vào nhiều các thông số khác nhau. Điều này gây khó khăn trong việc lựa chọn một bán kính nhất định nào đó để tính toán. Để giải quyết vấn đề này người ta đưa ra một bán kính tính toán thống nhất r .

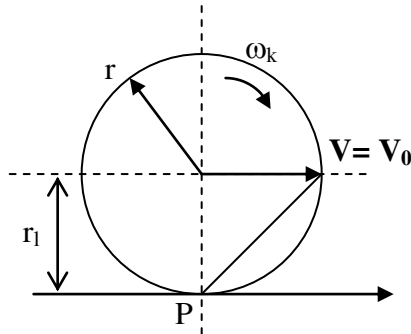
Bán kính r được chọn $r = r_{l0}$ tức là bán kính lăn của bánh xe trên đó không có tác dụng bất kỳ lực kéo, lực phanh nào hay nói cách khác, bán kính tính toán là bán kính bánh xe lăn hoàn toàn không trượt.

Trong những tính toán thông thường người ta thường giả thiết ô tô chuyển động không trượt thì bán kính r được sử dụng.

II. QUAN HỆ ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE KHI LĂN

1. QUAN HỆ ĐỘNG HỌC

a. BÁNH XE LĂN KHÔNG TRƯỢT (bánh xe bị động)



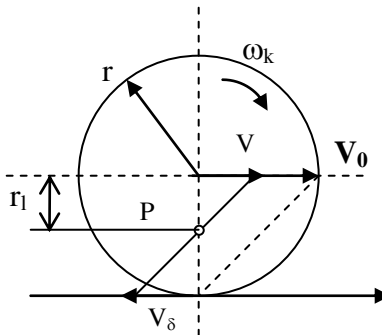
Tốc độ V của tâm bánh xe (tốc độ của xe ô tô) bằng với tốc độ lý thuyết $V_0 = \omega_k \cdot r$

$$V = V_0 = \omega_k \cdot r$$

Do vậy tâm quay tức thời P của bánh xe nằm trên vòng bánh và $r = r_1$.

Nếu chọn $r = r_{10}$ thì trạng thái này chỉ có được ở bánh xe bị động với $M_k = 0$.

b. BÁNH XE KHI LĂN CÓ TRƯỢT QUAY (bánh xe chủ động)



Tốc độ V của tâm bánh xe nhỏ hơn tốc độ lý thuyết V_0 , do đó P nằm bên trong vòng bánh xe vì vậy $r_1 < r$.

Trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện một vận tốc trượt V_δ (tốc độ mất mát khi trượt).

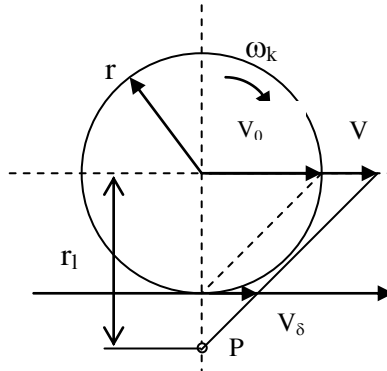
Sự trượt của bánh xe được đánh giá bằng hệ số trượt δ_k :

$$V_\delta = V - V_0 < 0;$$

$$\delta_k = -\frac{V_\delta}{V_0} = -\frac{V - V_0}{V_0} = 1 - \frac{r_1}{r} > 0;$$

Khi trượt quay hoàn toàn $r_1 = 0 \rightarrow \delta_k = 1'$

c. BÁNH XE KHI LĂN CÓ TRƯỢT LẾT (bánh xe khi phanh)



Tốc độ V lớn hơn tốc độ V_0 , do đó cực P nằm bên ngoài vòng bánh xe và $r_1 > r$

$$V_\delta = V - V_0 > 0;$$

$$\delta_p = -\frac{V_\delta}{V} = -\frac{V - V_0}{V} = \frac{V_0}{V} - 1 = \frac{r}{r_1} - 1 > 0;$$

Khi trượt lết hoàn toàn $r_1 = \infty \rightarrow \delta_p = -1$;

2. QUAN HỆ ĐỘNG LỰC HỌC

a. PHẢN LỰC CỦA MẶT ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE

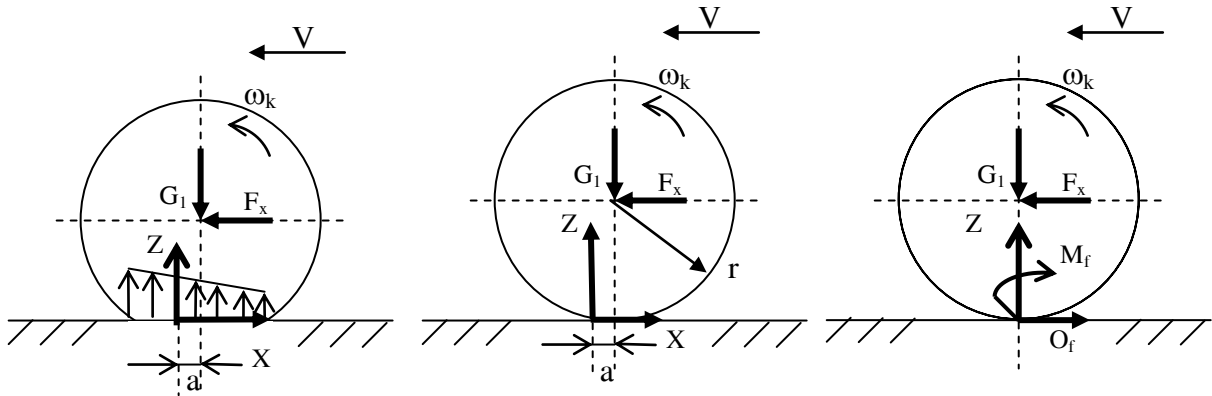
Khi ô tô chuyển động, bề mặt của bánh xe tiếp xúc với đường ở rất nhiều điểm tạo thành một khu vực tiếp xúc. Do tác dụng tương hỗ giữa bánh xe với mặt đường, tại khu tiếp xúc sẽ xuất hiện các phản lực riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe. Hợp các phản lực riêng phần ta sẽ được một phản lực tập trung từ đường tác dụng lên bánh xe. Phân tích hợp lực này theo 3 phương trong hệ tọa độ $Oxyz$ ta có:

Z - Phản lực pháp tuyến vuông góc với mặt đường;

Y - Phản lực tiếp tuyến theo phương ngang, nằm trong mặt phẳng song song với đường, tác dụng vuông góc với mặt phẳng dọc xe;

X - phản lực tiếp tuyến, nằm trong mặt phẳng của đường, phương của trục OX ;

b. BÁNH XE BỊ ĐỘNG



Tải trọng tác dụng lên bánh xe G_1 ;

Lực đẩy của khung xe đặt vào tâm bánh xe, hướng theo chiều chuyển động;

Hợp lực Z của các phản lực pháp tuyến từ đường tác dụng lên bánh xe:

Khi bánh xe lăn, các phần tử của bánh xe lần lượt tiếp xúc với đường và bị nén lại; các phần tử của bánh xe ở phía sau sẽ lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi lại trạng thái ban đầu vì thế các phản lực riêng phần của đường tác dụng lên bánh xe ở phần trước của khu vực tiếp xúc sẽ lớn hơn ở phần sau; tổng hợp lực Z sẽ bị lệch về phía trước một khoảng a so với đường thẳng đứng đi qua tâm trục của bánh xe.

Hợp lực X của các phản lực tiếp tuyến song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động của xe; X cản trở sự lăn của bánh xe nên còn gọi là lực cản lăn và ký hiệu là O_f ;

$$\left. \begin{array}{l} Z \times a = O_f \times r \\ Z = G_1 \end{array} \right\} \Rightarrow O_f = Z \times \frac{a}{r} = G_1 \times \frac{a}{r};$$

$$\text{đặt } f = \frac{a}{r} \Rightarrow O_f = f \times Z = f \times G_1;$$

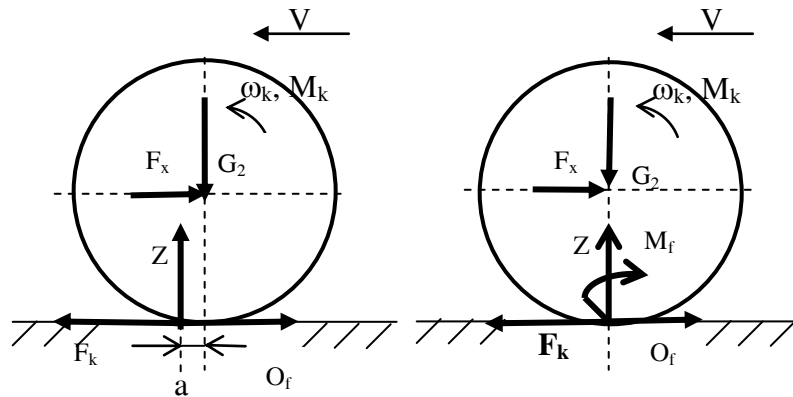
f – hệ số cản lăn; $f = 0,01 \div 0,015$;

Như vậy O_f phụ thuộc vào hệ số cản lăn và tải trọng Z ;

Khi dời lực về điểm tiếp xúc, ta có M_f gọi là moment cản lăn:

$$M_f = Z \cdot a = O_f \cdot r;$$

c. BÁNH XE CHỦ ĐỘNG



Trên bánh xe chủ động có tác dụng của moment kéo M_k từ động cơ truyền xuống;

G_2 tải trọng thẳng đứng;

Lực cản F_x từ khung xe tác dụng lên bánh xe đặt tại tâm trục bánh xe và ngược chiều chuyển động;

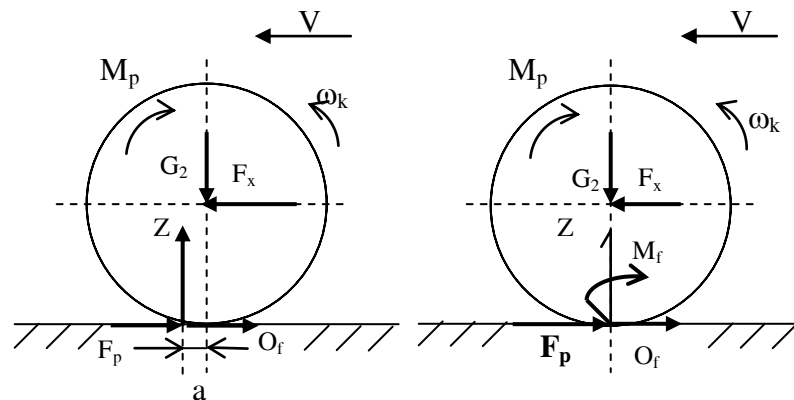
Z phản lực pháp tuyến;

O_f, M_f là lực cản lăn và moment cản lăn;

F_k là lực kéo tiếp tuyến, $F_k = M_k / r$;

X hợp lực của các phản lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe hay còn gọi là phản lực đẩy của đường, $X = F_k - O_f$;

d. BÁNH XE PHANH



M_p moment phanh do cơ cấu phanh sinh ra;

F_p lực phanh (phản lực tiếp tuyến của mặt đường do M_p tác dụng vào mặt đường);

$$F_p = \frac{M_p}{r};$$

X hợp lực của các phản lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe hay còn gọi là phản lực phanh, $X = F_p + O_f$;

e. KHẢ NĂNG BÁM CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay khi ô tô chuyển động thì lực kéo F_k từ động cơ truyền xuống phải thỏa mãn điều kiện:

$$F_k \leq Z\varphi;$$

$$F_k = \frac{M_e \cdot i_{tl} \cdot \eta_{tl}}{r} \leq Z\varphi;$$

Z – phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe chủ động;

φ - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường; φ phụ thuộc vào tình trạng mặt đường (đường trơn φ giảm, đường tốt φ tăng);

Đường đóng băng: $\varphi = 0,1 \div 0,2$;

Đường bê tông khô: $\varphi = 0,8$;

Đặt $F_\varphi = Z\varphi$; F_φ được gọi là lực bám và điều kiện trên có thể viết lại như sau:

$$F_k \leq F_\varphi ;$$

$$M_k \leq M_\varphi = F_\varphi \cdot r ;$$

Từ điều kiện trên ta có:

$$F_{kmax} = F_\varphi = Z \cdot \varphi ;$$

$$M_{kmax} = M_\varphi = Z \cdot \varphi \cdot r ;$$

Tương tự như vậy trong quá trình phanh, lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra bị hạn chế bởi lực bám:

$$F_p \leq F_\varphi ;$$

$$M_p \leq M_\varphi ;$$

$$F_{pmax} = F_\varphi = Z \cdot \varphi ;$$

$$M_{pmax} = M_\varphi = Z \cdot \varphi \cdot r ;$$

Trong trường hợp chung, nếu ở vùng tiếp xúc của bánh xe chủ động với mặt đường có cả phản lực tiếp tuyến X và phản lực ngang Y của đường tác dụng lên bánh xe thì điều kiện để bánh xe không bị trượt là:

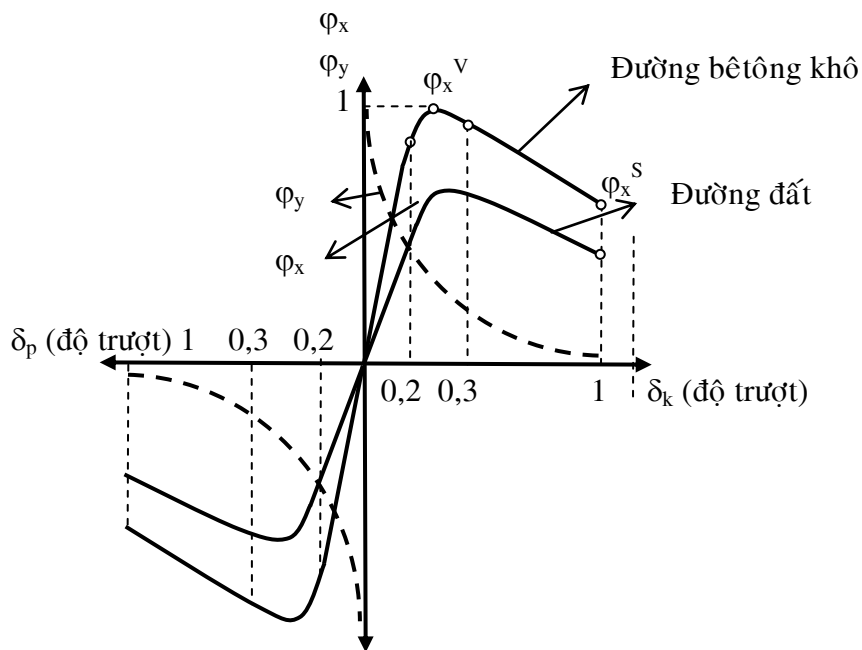
$$\sqrt{X_{max}^2 + Y_{max}^2} \leq Z \cdot \varphi_t ;$$

φ_t – hệ số bám của bánh xe chủ động với mặt đường theo hướng véc tơ hợp lực của các lực X_{\max}, Y_{\max} .

f. ĐẶC TÍNH TRƯỢT

Như đã nói ở trên hệ số bám φ đặc trưng cho khả năng bám và phụ thuộc vào tình trạng mặt đường.

Bằng thực nghiệm người ta lại chứng minh được rằng φ không những phụ thuộc vào tình trạng mặt đường mà còn phụ thuộc vào độ trượt (tình trạng trượt) của bánh xe khi lăn trên đường đó. Hiện tượng này được mô tả thông qua một đặc tính gọi là đặc tính trượt như sau:



φ_x – là hệ số bám theo phương dọc xe (chính là φ nói từ đầu tới giờ);

φ_y – hệ số bám theo phương ngang;

Từ đồ thị ta có một số nhận xét:

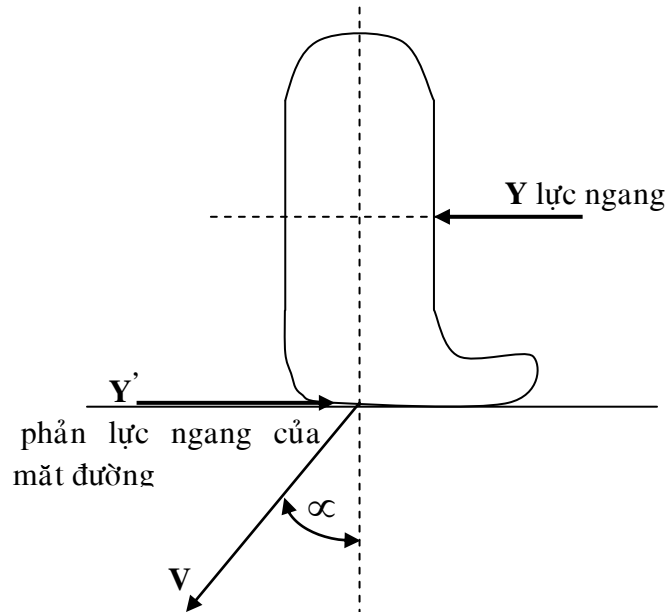
φ_x thay đổi theo δ_k .

Ở trạng thái trượt hoàn toàn $\delta_k = 1$ ta có $\varphi_x = \varphi_x^S$ không phải là giá trị lớn nhất, $\varphi_y \approx 0$ do đó bánh xe không còn khả năng bám ngang, rất nguy hiểm vì chỉ cần đụng nhẹ xe có thể bị lật;

$\delta_k = 0,2 \div 0,3$ có φ_x^V là giá trị lớn nhất của φ_x, φ_y tăng lên đáng kể so với trường hợp $\delta_k = 1$;

Phần đường đặc tính có $\delta_k = 0,2 \div 0,3$ được áp dụng cho hệ thống phanh ABS.

g. SỰ LĂN CỦA BÁNH XE ĐÀN HỒI CHỊU LỰC NGANG – GÓC LỆCH HƯỚNG



Bánh xe đàn hồi khi lăn trên đường có tác dụng của lực ngang Y sẽ bị biến dạng ngang. Khi đó tốc độ tịnh tiến V của tâm bánh xe sẽ không nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc của bánh xe mà lệch đi một góc α gọi là góc lệch hướng (góc lăn lệch)

$$Y = C_y \cdot \alpha \Rightarrow \alpha = \frac{Y}{C_y}$$

C_y – độ cứng hướng;

Y – có thể là lực ly tâm khi xe quay vòng, lực gió ngang, lực sinh ra do đường nghiêng ngang...

α - là một thông số liên quan đến tính chuyển động ổn định của ô tô;

Góc lệch hướng α phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố C_y, Z, X, Y , loại lốp... trong đó chủ yếu là phụ thuộc vào lực ngang và độ đàn hồi của lốp;

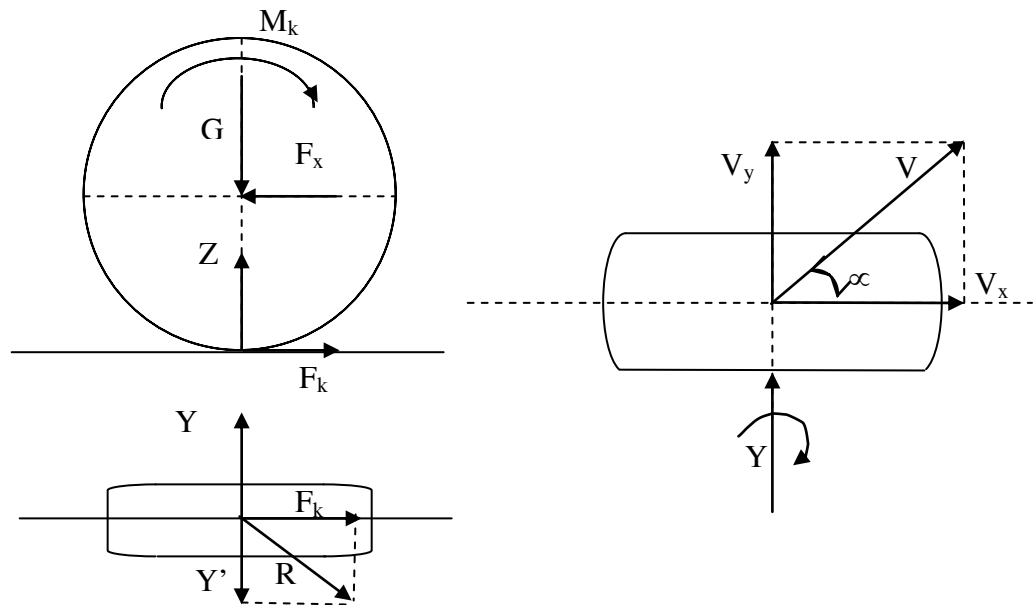
Trường hợp bánh xe chủ động lăn chịu lực ngang Y : bánh xe sẽ chịu các lực như hình vẽ: R là hợp lực của F_k và phản lực ngang Y' do lực ngang Y

$$R = \sqrt{F_k^2 + Y'^2}$$

Theo điều kiện bám $R = R_{\max} = \varphi G$ và phản lực ngang cũng đạt giá trị cực đại $Y = Y_{\max}$.

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - F_k^2} = \sqrt{(\varphi G)^2 - F_k^2};$$

Từ công thức trên, nếu F_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực F_k hoặc lực F_p đạt đến giới hạn bám thì $Y_{\max} = 0$. do đó chỉ cần một lực ngang nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt \Rightarrow sinh ra góc lệch hướng.



CHƯƠNG 3 CƠ HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA ÔTÔ

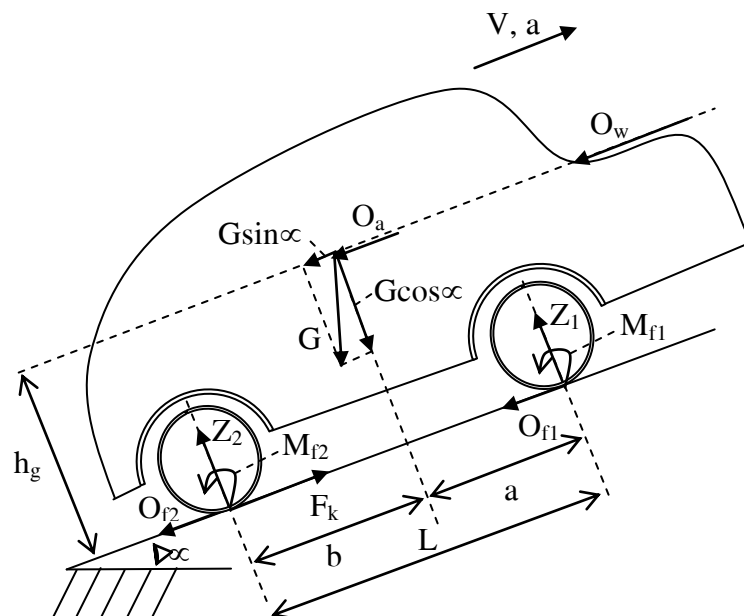
I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Mục đích của chương này xác định các lực tác dụng lên xe ô tô trong quá trình chuyển động từ đó xác định tính toán các thông số động lực học chủ yếu của xe: tốc độ cực đại của xe V_{\max} , độ dốc cực đại mà xe có thể leo được s_{\max} , khả năng tăng tốc cực đại của xe a_{\max} .

Trong chương này thừa nhận một số giả thiết:

1. Dòng công suất (M , ω) truyền tới các bánh xe chủ động hay tới các cầu chủ động của xe nhiều cầu là như nhau. Do đó có thể chỉ coi có một dòng công suất duy nhất truyền từ động cơ tới một bánh xe chủ động đại diện mà thôi (dùng model phẳng một vết).
2. Bỏ qua ảnh hưởng của quá trình đóng mở ly hợp tức là không quan tâm đến ly hợp trong quá trình truyền lực. Không nghiên cứu ảnh hưởng của ly hợp thuỷ lực.
3. Trong các bài toán của chương này sẽ sử dụng đặc tính ngoài của động cơ.
4. Trong chương này chưa quan tâm đến sự trượt và biến dạng của bánh xe.

II. CÁC LỰC TÁC DỤNG LÊN ÔTÔ



α - góc dốc mặt đường;

h_g , a , b là tọa độ trọng tâm của xe ô tô;

L - chiều dài cơ sở của xe;

1. TRỌNG LƯỢNG CỦA XE G

G đặt tại trọng tâm (h_g, a, b) của xe;

G gồm 2 lực thành phần:

+ $G \cos \alpha$ thẳng góc với mặt đường;

+ $G \sin \alpha$ song song với mặt đường;

2. PHẢN LỰC PHÁP TUYẾN Z

$$Z = Z_1 + Z_2 = G \cos \alpha;$$

Z_1, Z_2 – là phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe cầu trước và cầu sau;

3. LỰC CẢN DỐC O_α

$$O_\alpha = G \sin \alpha;$$

Mức độ dốc của mặt đường được thể hiện qua góc dốc α hoặc qua độ dốc $s = \tan \alpha$; khi $\alpha < 5^\circ$ có thể coi $s = \tan \alpha = \sin \alpha$;

Xe lên dốc thì O_α ngược chiều chuyển động;

Xe xuống dốc O_α cùng chiều chuyển động và trở thành lực đẩy;

4. LỰC CẢN LĂN O_f VÀ MOMENT CẢN LĂN M_f

Khi bánh xe lăn trên mặt đường sẽ có lực cản lăn tác dụng song với mặt đường và ngược chiều với chiều chuyển động tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường;

$$\left. \begin{array}{l} O_{f1} = Z_1 \cdot f_1 \\ O_{f2} = Z_2 \cdot f_2 \end{array} \right\} \Rightarrow O_f = Z_1 \cdot f + Z_2 \cdot f_2;$$

f_1, f_2 – là hệ số cản lăn tương ứng của bánh xe trước và bánh xe sau;

$$\text{nếu coi } f \approx f_1 \approx f_2 \Rightarrow O_f = (Z_1 + Z_2) f = G \cos \alpha \cdot f;$$

M_{f1} và M_{f2} – mômen cản lăn ở bánh xe trước và sau:

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = O_f \cdot r = G f r \cdot \cos \alpha;$$

5. LỰC CẢN TỔNG CỘNG CỦA ĐƯỜNG O_ψ

$$O_\psi = O_f \pm O_\alpha = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G(f \pm s);$$

Hệ số cản tổng cộng của đường: $\psi = f \pm s \Rightarrow O_\psi = \psi \cdot G$;

6. LỰC CẢN GIÓ O_w

Lực được đặt tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô cách mặt đường ở độ cao $\approx h_g$, ngược chiều với chiều chuyển động;

$$O_w = 0,63 \cdot C_x \cdot v^2 \cdot S;$$

C_x là hệ số cản không khí phụ thuộc vào hình dạng khí động học và chất lượng bề mặt;

S diện tích cản chính diện ;

v vận tốc của xe;

7. LỰC CẢN QUÁN TÍNH O_a

Khi xe chuyển động không ổn định, lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng vận động quay xuất hiện;

$$O_a = m_{tg} \cdot a = m \cdot \delta_a \cdot a;$$

m_{tg} là khối lượng thu gọn của xe;

m là khối lượng tĩnh của xe;

δ_a là hệ số khối lượng quay;

a là gia tốc của xe;

O_a đặt tại trọng tâm của xe;

Khi tăng tốc $a > 0$ thì O_a ngược chiều chuyển động; khi giảm tốc $a < 0$ thì O_a cùng chiều chuyển động;

8. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN

F_k – lực kéo tiếp tuyến:

$$F_k = \frac{M_k}{r};$$

III. ĐIỀU KIỆN ĐỂ ÔTÔ CÓ THỂ CHUYỂN ĐỘNG ĐƯỢC

Để cho ô tô có thể chuyển động được mà không bị trượt quay thì lực kéo tiếp tuyến sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe chủ động và mặt đường phải lớn hơn hoặc bằng tổng các lực cản chuyển động, nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám giữa bánh xe với mặt đường, nghĩa là:

$$O_f + O_w \pm O_\infty \pm O_a \leq F_k \leq F_\phi;$$

O_∞ lấy dấu + khi lên dốc, lấy dấu – khi xuống dốc;

O_a lấy dấu + khi tăng tốc, lấy dấu – khi giảm tốc;

IV. CÂN BẰNG LỰC KÉO CỦA ÔTÔ

1. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG LỰC KÉO

Lực kéo F_k từ động cơ truyền xuống dùng để khắc phục các lực cản chuyển động của ô tô.

$$F_k = O_f + O_w \pm O_\infty \pm O_a;$$

Phương trình trên gọi là phương trình cân bằng lực kéo;

2. ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC KÉO

Trong phương trình cân bằng lực kéo có nhiều thành phần lực phụ thuộc vào tốc độ v của xe: $O_w = O_w(v)$, $O_a = O_a(a) = O_a(v) \rightarrow F_k = F_k(v)$; vì vậy ta có thể biểu diễn phương trình cân bằng lực kéo bằng đồ thị biểu diễn quan hệ giữa các lực nói trên và vận tốc chuyển động của ô tô (trục tung đặt các giá trị của lực, trục hoành đặt các giá trị vận tốc).

Giả thiết để vẽ đồ thị: xe chuyển động ổn định trên đường bằng ($a = 0$; $\infty = 0$) $\Leftrightarrow O_a = 0$; $O_\infty = 0$;

Vì vậy phương trình lực kéo: $F_k = O_f + O_w$;

Bước 1: Vẽ $F_k(v)$ ở các tay số xuất phát từ đồ thị đặc tính ngoài $M_e(n_e)$;

$$F_k^n = \frac{M_e \cdot i_{\text{đ}}^n \cdot \eta_{\text{đ}}}{r};$$

$$v = \frac{\omega_e}{i_{\text{đ}}^n} \cdot r;$$

Bước 2: vẽ $O_\psi(v) = O_f$;

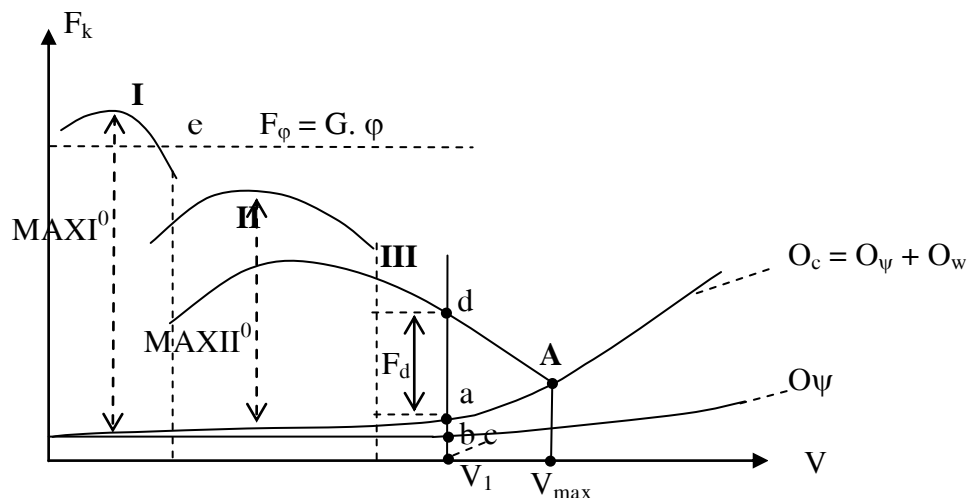
$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right);$$

Khi $v \leq 22,2$ m/s (80 km/h) thì $f \approx f_0 \rightarrow O_\psi$ là một đường thẳng;

Khi $v > 22,2$ m/s $\rightarrow O_\psi$ là một parabol;

Bước 3: vẽ $O_w(v)$ là một đường parabol;

Bước 4: cộng đồ thị $O_c = O_\psi(v) + O_w(v)$;



3. ỨNG DỤNG CỦA ĐỒ THỊ

a. XÁC ĐỊNH CÁC LỰC CẢN THÀNH PHẦN Ở MỘT VẬN TỐC NÀO ĐÓ

Ở vận tốc nào đó chẳng hạn v_1 , ta biết được lực kéo tiếp tuyến và các lực cản thành phần: bc là lực cản tổng cộng của mặt đường O_ψ , ab là lực cản gió O_w , cd là lực kéo F_k , ad là lực kéo dư F_d ($F_d > 0$ ô tô có khả năng tăng tốc hoặc chuyển động lên dốc với độ dốc tăng lên)

b. XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ CỰC ĐẠI V_{MAX} CỦA Ô TÔ

Điểm A là điểm giao nhau giữa đường F_k ở tay số cao nhất của hộp số với đường cong cản tổng O_c . Khi chiếu A xuống trục hoành ta được vận tốc V_{max} của ô tô trong điều kiện chuyển động đã cho bởi vì: Tại điểm A, $F_d = 0$ nên ô tô không còn khả năng tăng tốc (ô tô chuyển động ổn định với $a = 0$) $\Rightarrow O_a = 0$ hoặc không thể leo dốc với độ dốc lớn hơn $0 \Rightarrow O_\alpha = 0$ vì vậy thoả mãn giả thiết đưa ra.

c. XÁC ĐỊNH ĐƯỢC TỐC ĐỘ LỚN NHẤT CỦA TỪNG TAY SỐ

$$V_{max}^i$$

d. XÁC ĐỊNH KHẢ NĂNG LEO DỐC CỰC ĐẠI

Khái niệm độ dốc $s = \operatorname{tg}\alpha$. 100% (α là góc dốc của đường)

Độ dốc cực đại s_{max} mà xe có thể leo được tức là độ dốc mà xe không thể tăng tốc được nữa ($a = 0$; $O_a = 0$)

Ở tay số I, $F_{dmax} = MAXI^0 = O_{\alpha max} = G \cdot \sin\alpha_{max}$

$$\sin\alpha_{max} = \frac{MAXI^0}{G} \Rightarrow s_{max}$$

e. XÁC ĐỊNH GIA TỐC CỰC ĐẠI CỦA XE VÀ CỦA TỪNG TAY SỐ (KHẢ NĂNG TĂNG TỐC)

Ở tay số I, $F_{dmax} = MAXI^0 = O_a = m \cdot \delta_a \cdot a_{max}$

$$a_{max} = \frac{MAXI^0}{m\delta_a};$$

Ở tay số khác:

$$a_{max}^i = \frac{MAXN^0}{m\delta_a};$$

f. XÁC ĐỊNH KHẢ NĂNG BỊ TRƯỢT QUAY CỦA CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Để tính đến khả năng có thể xảy ra sự trượt quay của các bánh xe chủ động, ta vẽ đường $F_\varphi = G \cdot \varphi$ song song với trục hoành:

Khu vực thoả mãn $P_k < P_\varphi$ là khu vực ô tô chuyển động không bị trượt quay của các bánh xe chủ động;

Khu vực $P_k > P_\varphi$ thì ô tô không thể chuyển động được vì bánh xe chủ động bị trượt quay;

Điều kiện thoả mãn cho ô tô chuyển động được và không bị trượt quay:

$$F_\varphi > F_k > O_c = O_f + O_w;$$

V. SỰ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA Ô TÔ

1. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG CÔNG SUẤT

Tất cả các lực trong phương trình cân bằng lực kéo mà nhân với tốc độ của xe v sẽ cho ta các khái niệm công suất tương ứng.

$P_k = F_k \cdot v$ - công suất kéo tại bánh xe chủ động [W];

$P_f = O_f \cdot v$ - công suất cản lăn;

$P_\infty = O_\infty \cdot v$ - công suất cản dốc;

$P_w = O_w \cdot v$ - công suất cản không khí;

$P_a = O_a \cdot v$ - công suất cản quán tính;

$P_\psi = P_f \pm P_\infty$ - công suất cản tổng cộng của mặt đường ;

Vì vậy phương trình cân bằng công suất có dạng:

$$P_k = P_f + P_w \pm P_\infty \pm P_a ;$$

$$P_c \cdot \eta_{tl} = P_f + P_w \pm P_\infty \pm P_a ;$$

Công suất của động cơ phát ra sau khi đã tiêu tốn đi một phần cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để khắc phục lực cản lăn, lực cản không khí, lực cản dốc, lực cản quán tính.

2. ĐỒ THỊ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA Ô TÔ

Phương trình cân bằng công suất của ô tô có thể biểu diễn bằng đồ thị. Chúng được xây dựng theo quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công suất cản trong quá trình ô tô chuyển động vào vận tốc chuyển động của ô tô, nghĩa là $P = f(v)$;

Trên trục hoành của đồ thị ta đặt các giá trị của v của ô tô, trục tung đặt các giá trị công suất.

Bước 1 - dựa vào công thức sau:

$$v = \omega_k \cdot r = \frac{\omega_c}{i_{tl}} \cdot r;$$

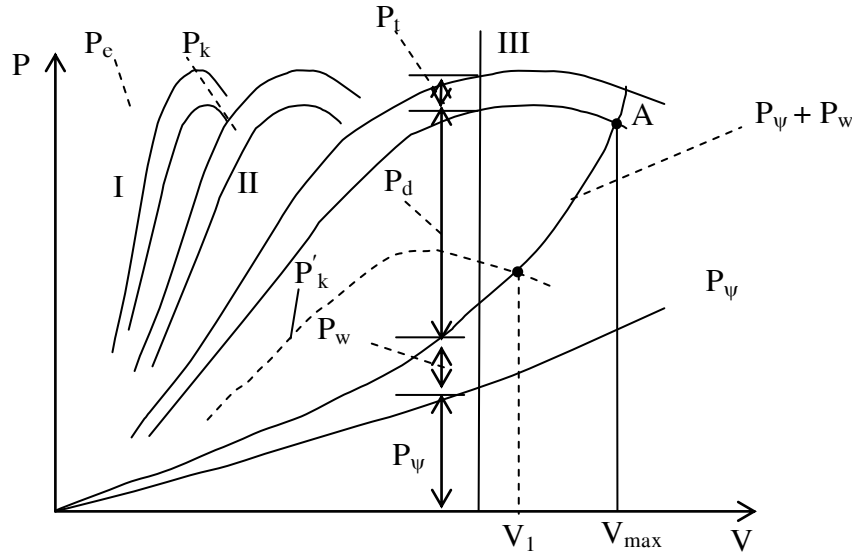
Từ đồ thị đặc tính ngoài $P_c = f(\omega_c)$ vẽ đồ thị $P_c = f(v)$ ở các tay số khác nhau của hộp số \rightarrow có bao nhiêu tay số có bấy nhiêu $P_c = f(v)$;

Bước 2: Vẽ các đường công suất P_k phát ra ở bánh xe chủ động ở các tỷ số truyền khác nhau $P_k = P_e \cdot \eta_{tl}$;

Bước 3: Vẽ các công suất cản mặt đường $P_{\psi} = (G \cos \alpha \cdot f + G \sin \alpha) \cdot v$;

Bước 4: vẽ công suất cản $P_w = O_w \cdot v = 0,63 \cdot C_x \cdot S \cdot v^3$;

Bước 5: cộng đồ thị $P_c = P_{\psi} + P_w$;



3. ỨNG DỤNG CỦA ĐỒ THỊ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT

P_d dùng để khắc phục lực cản lớn hơn hay để tăng tốc ;

Điểm giao nhau của P_{ψ} với P_k là chế độ xe chạy ổn định vì lúc đó $P_d = 0$; và tốc độ tại điểm này là tốc độ lớn nhất mà xe đạt được trên loại đường đó.

Đồ thị ở trên ta vẽ xuất phát từ đồ thị đặc tính ngoài (cung cấp nhiên liệu tối đa) vì vậy muốn cho xe chạy ổn định cũng trên đoạn đường trên với vận tốc v_1 nhỏ hơn v_{max} thì người lái phải cho động cơ làm việc ở các đường đặc tính cục bộ (bớt nhiên liệu) hoặc chuyển về số thấp hơn.

VI. CÁC LỰC RIÊNG VÀ ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC RIÊNG

1. CÁC LỰC RIÊNG VÀ PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG LỰC RIÊNG

Để thuận lợi cho việc so sánh đặc tính động lực học của các loại xe khác nhau người ta thường sử dụng các lực riêng được định nghĩa như sau:

Lực kéo riêng

$$\bar{F}_k = \frac{F_k}{G}$$

Lực cản lăn riêng

$$\bar{O}_f = \frac{O_f}{G} = f \cos \alpha \approx \alpha;$$

lực cản dốc riêng

$$\bar{O}_a = \frac{O_a}{G} = \pm \sin \alpha \approx s;$$

Lực quán tính riêng

$$\bar{O}_a = \frac{O_a}{G} = \frac{m \cdot \delta_a \cdot a}{G} = \frac{\delta_a}{g} a;$$

Lực cản không khí riêng

$$\bar{O}_w = \frac{O_w}{G} = 0,63 C_x v^2 \frac{S}{G};$$

Lực cản mặt đường riêng

$$\bar{O}_\psi = \frac{O_\psi}{G} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha;$$

lực chủ động riêng của xe

$$\bar{F} = \bar{F}_k - \bar{O}_w;$$

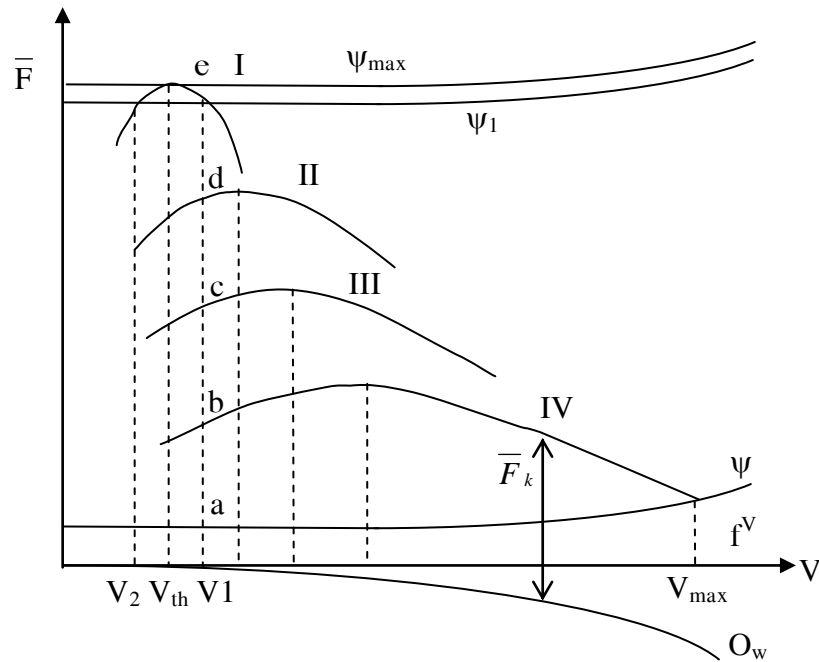
Từ các lực riêng, ta có phương trình cân bằng lực riêng

$$\bar{F}_k = \bar{O}_f + \bar{O}_a + \bar{O}_w + \bar{O}_a;$$

$$\bar{F} = \bar{O}_f + \bar{O}_a + \bar{O}_a;$$

2. ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC RIÊNG

Giả thiết để vẽ đồ thị: ô tô chuyển động ổn định trên đường bằng $\Leftrightarrow O_a = 0$,
 $O_x = 0 \Rightarrow \bar{F} = \psi$



B1- Vẽ đồ thị $\psi = \psi(v)$.

B2- Vẽ $O_w = O_w(v)$.

B3- Tính $\bar{F}_k = \frac{F}{G}$ rồi đặt một đoạn $= \bar{F}_k$, bắt đầu từ điểm thuộc O_w điểm kết thúc là giá trị \bar{F} . Và bước này ta làm với nhiều điểm và ở từng tay số ta sẽ được các đường \bar{F}_k .

Dạng của đồ thị cân bằng lực riêng cũng giống như đồ thị cân bằng lực kéo chỉ khác là chúng có độ dốc lớn hơn, nhất là ở các vận tốc lớn vì lực cản không khí tăng nhanh.

3. ỨNG DỤNG CỦA ĐỒ THỊ CÂN BẰNG LỰC RIÊNG

a. XÁC ĐỊNH VÙNG ỔN ĐỊNH VÀ MẤT ỔN ĐỊNH

Các vận tốc ứng với điểm cực đại của mỗi đường cong \bar{F} gọi là vận tốc tới hạn V_{th} của ô tô ở mỗi tỷ số truyền của hộp số

Ở vùng $V > V_{th}$ là vùng ổn định vì ở vùng vận tốc này khi lực cản của đường tăng lên, vận tốc sẽ giảm xuống, \bar{F} sẽ tăng lên do đó nó có thể thắng được lực cản tăng lên và giữ cho ô tô chuyển động ổn định.

Ngược lại $V < V_{th}$ là vùng mất ổn định vì khi lực cản tăng lên, vận tốc sẽ giảm xuống nhưng \bar{F} giảm do đó không có khả năng thắng lực cản tăng lên và làm cho ô tô chuyển động chậm dần và dẫn đến dừng hẳn.

b. XÁC ĐỊNH V_{MAX} CỦA Ô TÔ

Chiều điểm giao nhau của \bar{F} với ψ xuống trục hoành ta được V_{max} của xe vì ở tốc độ này xe không tăng tốc được nữa nên $\bar{F} = \psi \Rightarrow$ thỏa mãn điều kiện

c. XÁC ĐỊNH ĐỘ DỐC LỚN NHẤT MÀ XE CÓ THỂ LEO QUA

Nếu biết hệ số cản lăn f của loại đường thì ta có thể tìm được độ dốc lớn nhất của đường mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước

$$\left. \begin{aligned} \bar{F} &= \Psi \\ \Psi &= f + s \end{aligned} \right\} \Rightarrow s_{max} = \bar{F}^M - f; s = \bar{F} - f;$$

Ví dụ tại vận tốc V_1 thì độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở các tỷ số truyền khác nhau được thể hiện bằng các tung độ $ae(I)$, $ad(II)$, $ac(III)$, $ab(IV)$

d. XÁC ĐỊNH SỰ TĂNG TỐC CỦA Ô TÔ

Khi biết được hệ số cản của mặt đường và khi xe chuyển động ở một số truyền bất kỳ với một tốc độ cho trước thì ta có thể xác định sự tăng tốc của ô tô ở điều kiện này

$$\bar{F} = \Psi + \frac{\delta_a}{g} a \Rightarrow a = (\bar{F} - \Psi) \frac{g}{\delta_a}$$

Ta kẻ đường ψ_1 cắt \bar{F} ở tay số nào đó ở điểm giao nhau sau đó ta chiếu xuống được vận tốc lớn nhất của ô tô ở loại đường đó.

Cũng trên đường này nếu ô tô chuyển động với vận tốc V_n nhỏ hơn vận tốc lớn nhất của ô tô thì các tung độ nằm giữa \bar{F} và ψ là $\bar{F} - \psi$ ở từng tay số, sau đó dùng biểu thức trên ta tính được a .

VII. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN

1. TỐC ĐỘ CỰC ĐẠI V_{max}

Việc tính toán V_{max} dựa vào một số giả thiết:

Ở chế độ V_{max} , động cơ làm việc hết công suất $\Leftrightarrow P_e^V = P_e^P$;

Tốc độ V_{max} đạt trên đường bằng là tốc độ ổn định $\Leftrightarrow \infty = 0, a = 0$;

Xe chuyển động với tay số cuối ;

Bỏ qua sự trượt ;

Phương trình cân bằng công suất ở chế độ này như sau:

$$P_k^V = P_f^V + P_w^V ;$$

$$P_e^P \cdot \eta_{tl} = G \cdot f \cdot V_{\max} + 0,63 \cdot C_x \cdot S \cdot V_{\max}^3 \Rightarrow V_{\max} = ?;$$

Phương trình cân bằng lực kéo ở chế độ này như sau:

$$F_k^V = O_f^V + O_w^V ;$$

2. ĐỘ DỐC CỰC ĐẠI s_{\max}

Việc tính toán dựa vào một số giả thiết:

Ở chế độ leo dốc cực đại thì động cơ làm việc với mô men xoắn cực đại $\Leftrightarrow M_e^\infty = M_e^M$;

Xe chuyển động với tay số một ;

Tốc độ nhỏ, ổn định, bỏ qua cản gió $\Leftrightarrow a = 0, O_w = 0$;

Bỏ qua sự trượt ;

Phương trình cân bằng lực kéo ở chế độ này như sau:

$$F_k^\infty = O_f^\infty + O_{\infty \max} ;$$

$$(M_e^M \cdot i_{tl}^I \cdot \eta_{tl})/r = G \cdot \cos \alpha_{\max} \cdot f + G \sin \alpha_{\max} ;$$

3. GIA TỐC CỰC ĐẠI a_{\max}

Việc tính toán dựa vào một số giả thiết:

Ở chế độ gia tốc cực đại thì động cơ làm việc với mô men xoắn cực đại $\Leftrightarrow M_e^a = M_e^M$;

Xe đạt được a_{\max} ở tay số 1 ;

Xe chuyển động trên đường bằng $\Rightarrow \alpha = 0$;

Bỏ qua cản gió $\Rightarrow O_w = 0$;

Bỏ qua sự trượt ;

Phương trình cân bằng lực kéo ở chế độ này như sau:

$$F_k^a = O_f^a + O_{a \max} ;$$

$$\frac{M_e^M \cdot i_{tl}^I \cdot \eta_{tl}}{r} = G \cdot f + m \cdot \delta_a \cdot a_{\max} \Rightarrow a_{\max} = ?;$$

CHƯƠNG IV ỔN ĐỊNH CHUYỂN ĐỘNG CỦA ÔTÔ

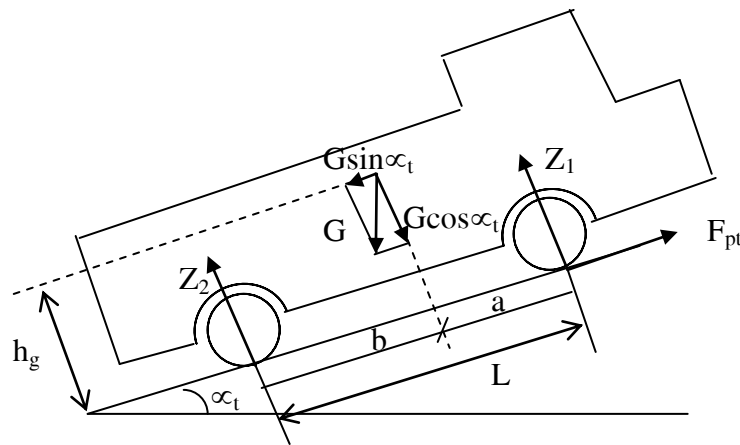
I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ TÍNH ỔN ĐỊNH

Tính ổn định của ô tô là khả năng đảm bảo giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau: có thể đứng yên, chuyển động trên đường dốc, có thể quay vòng hoặc phanh ở các loại đường khác nhau. . .

Tính ổn định của ô tô khi quay vòng và khi phanh sẽ được khảo sát ở chương quay vòng và chương phanh. Trong chương này ta chỉ nghiên cứu tính ổn định của ô tô để đảm bảo khả năng không bị lật đổ hoặc bị trượt trong các điều kiện chuyển động khác nhau.

II. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC

1. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC TĨNH



F_{pt} – lực phanh sinh ra ở bánh chủ động khi kéo phanh tay.

$$\Sigma M/(O2) = 0 \Leftrightarrow Z_1 L + G \sin \alpha_t \cdot h_g - G \cos \alpha_t \cdot b = 0 ;$$

$$Z_1 = \frac{G \cos \alpha_t \cdot b - G \sin \alpha_t \cdot h_g}{L} ;$$

Khi xe bị lật, tức là $Z_1 = 0 \Rightarrow G \cos \alpha_t \cdot b - G \sin \alpha_t \cdot h_g = 0$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{b}{h_g} \text{ hoặc } \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{a}{h_g} \text{ khi xe quay đầu xuống;}$$

Khi xe bị trượt, tức là $F_{pt} = Z_1 \cdot \varphi$

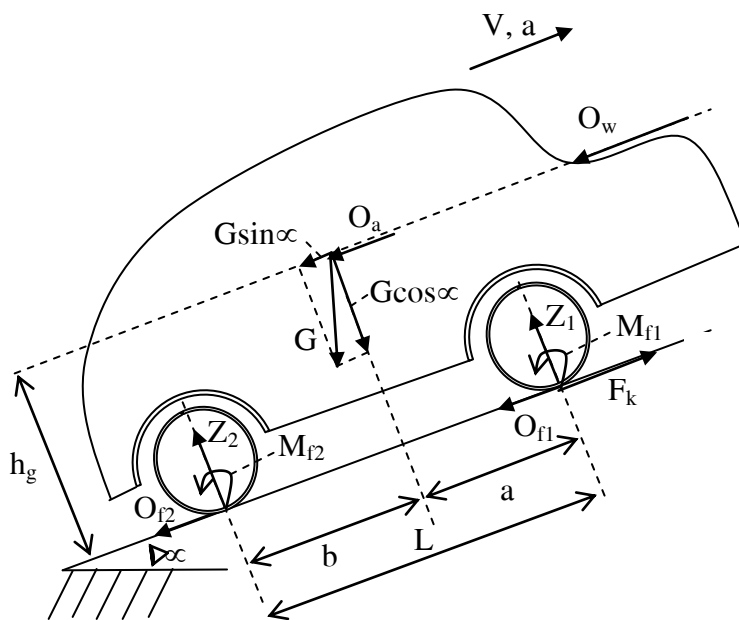
$$F_{pt} = G \sin \alpha_t = \varphi \frac{G \cos \alpha_t \cdot b - G \sin \alpha_t \cdot h_g}{L}$$

$$L \sin \alpha_t = \varphi \cos \alpha_t \cdot b - \sin \alpha_t \cdot h_g$$

$$\sin \alpha_t (L + h_g) = \varphi \cdot b \cdot \cos \alpha_t \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{L + h_g}{\varphi \cdot b}$$

Nhận xét: góc giới hạn khi ô tô đứng trên dốc bị trượt hoặc lật đổ chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm và chất lượng mặt đường.

2. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC ĐỘNG



α - góc dốc mặt đường;

h_g, a, b là tọa độ trọng tâm của xe ô tô;

L - chiều dài cơ sở của xe;

$$\Sigma M/(O_2) = 0 \Leftrightarrow Z_1 L + O_w \cdot h_g + O_a \cdot h_g + G \sin \alpha \cdot h_g - G \cos \alpha \cdot b + G f \cos \alpha = 0;$$

$$Z_1 = \frac{G \cos \alpha (b - f \cdot r) - (G \sin \alpha + O_a + O_w) \cdot h_g}{L}$$

$$\text{Xe bị lật khi } Z_1 = 0 \Rightarrow G \cos \alpha (b - f \cdot r) - (G \sin \alpha + O_a + O_w) \cdot h_g = 0 \Rightarrow \alpha = ?$$

$$\text{Xe bị trượt khi } F_k = Z_1 \cdot \varphi$$

$$\left. \begin{aligned} F_k = Z_1 \cdot \varphi &= \varphi \frac{G \cos \alpha (b - f \cdot r) - (G \sin \alpha + O_a) \cdot h_g - O_w \cdot h_g}{L} \\ F_k &= G \cos \alpha \cdot f + G \sin \alpha + 0,63 C_x V^2 S; \end{aligned} \right\} \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha \Rightarrow \alpha = ?$$

Khi xe chuyển động ổn định với vận tốc cao trên đường nằm ngang xe có thể bị lật do lực cản không khí gây ra. Khi lực cản không khí tăng đến giá trị giới hạn, xe sẽ bị lật quanh điểm tiếp xúc của bánh sau với mặt đường, lúc đó $Z_1 = 0$:

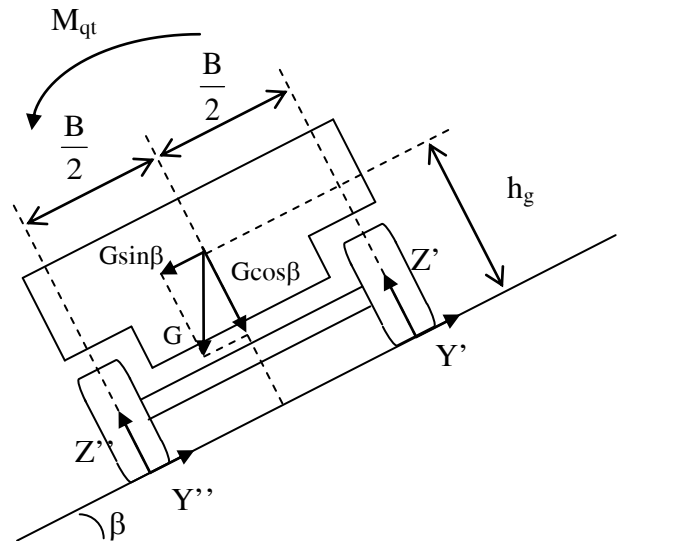
$$Z_1 = \frac{G(b - f.r) - O_w.h_g}{L} = \frac{G(b - f.r) - 0,63C_x V^2 S.h_g}{L} = 0;$$

$$V = \sqrt{\frac{G(b - fr)}{0,63C_x S.h_g}};$$

Từ công thức trên ta thấy vận tốc nguy hiểm mà xe chuyển động bị lật phụ thuộc vào trọng tâm và hệ số cản, diện tích cản không khí \Rightarrow các xe đua có hình dạng đặc biệt ở phía trước để một thành phần lực cản không khí có tác dụng ép xe xuống mặt đường.

III. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG

1. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG KHI XE CHUYỂN ĐỘNG THẲNG TRÊN ĐƯỜNG NGHIÊNG



Giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc.

Các lực và mô men tác dụng lên xe ô tô:

Trọng lượng G được phân thành $G\sin\beta$ và $G\cos\beta$.

Mô men quán tính M_{qt} tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.

Các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe bên phải Z' và bánh xe bên trái Z'' .

Các phản lực ngang Y' , Y'' .

Khi góc β tăng dần tới góc giới hạn, xe bị lật quanh điểm tiếp xúc của bánh xe bên trái với mặt đường khi $Z' = 0$:

$$Z' = \frac{G \cos \beta_d \cdot \frac{B}{2} - G \sin \beta_d \cdot h_g - M_{qt}}{B} = 0;$$

$$\text{Vì } M_{qt} \text{ nhỏ nên coi } M_{qt} \approx 0 \Rightarrow \text{tg} \beta_d = \frac{B}{2h_g};$$

β_d là góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ;

Khi chất lượng bám của bánh xe với đường kém, xe có thể bị trượt khi:

$$\left. \begin{array}{l} Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') \\ Y' + Y'' = G \sin \beta_\varphi \\ Z' + Z'' = G \cos \beta_\varphi \end{array} \right\} \Rightarrow \text{tg} \beta_\varphi = \varphi_y;$$

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

$$\text{tg} \beta_\varphi < \text{tg} \beta_d \Leftrightarrow \varphi_y < \frac{B}{2h_g};$$

Tương tự, khi xe đứng yên trên đường nghiêng ngang, xe chỉ chịu tác dụng của trọng lượng:

Góc giới hạn mà xe bị lật:

$$\text{tg} \beta_t = \frac{B}{2h_g};$$

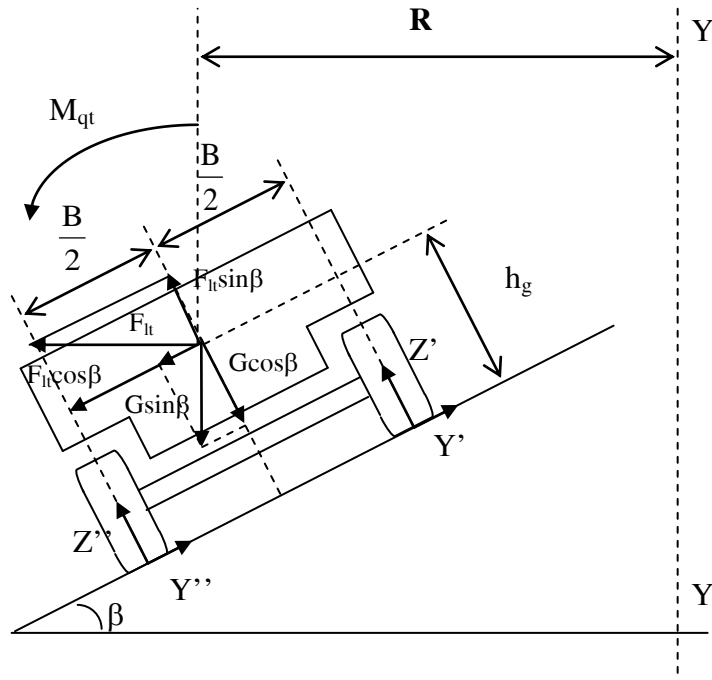
Góc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\text{tg} \beta_\varphi = \varphi_y;$$

Điều kiện để xe trượt trước khi bị lật:

$$\text{tg} \beta_\varphi < \text{tg} \beta_t \Leftrightarrow \varphi_y < \frac{B}{2h_g};$$

2. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG CỦA ÔTÔ KHI QUAY VÒNG TRÊN ĐƯỜNG NGHIÊNG NGANG



Khi xe quay vòng trên đường nghiêng ngang, ngoài các lực tác dụng đã xét ở trên xe ô tô còn chịu tác dụng của lực ly tâm F_{lt} đặt tại trọng tâm xe (trục quay là YY): $F_{lt} = \frac{G v_n^2}{g R}$;

v_n^2 – vận tốc giới hạn (vận tốc nguy hiểm);

R - bán kính quay vòng;

$F_{lt} \cos\beta$ và $F_{lt} \sin\beta$ là hai thành phần của F_{lt} ;

Xe bị lật khi $Z' = 0$:

$$\sum M(2) = 0 \Leftrightarrow Z' B + G \sin \beta_n \cdot h_g + \frac{G v_n^2}{g R} \cos \beta_n \cdot h_g + M_{qt} + \frac{G v_n^2}{g R} \sin \beta_n \cdot \frac{B}{2} - G \cos \beta_n \frac{B}{2} = 0;$$

$$\text{coi } M_{qt} \approx 0 \Rightarrow \sin \beta_n \cdot h_g + \frac{1}{g} \frac{v_n^2}{R} \cos \beta_n \cdot h_g + \frac{1}{g} \frac{v_n^2}{R} \sin \beta_n \cdot \frac{B}{2} - \cos \beta_n \frac{B}{2} = 0;$$

$$v_n^2 = \frac{gR(\cos \beta_n \frac{B}{2} - \sin \beta_n \cdot h_g)}{\cos \beta_n \cdot h_g + \sin \beta_n \cdot \frac{B}{2}}; \Rightarrow v_n = \sqrt{\frac{gR(\cos \beta_n \frac{B}{2} - \sin \beta_n \cdot h_g)}{\cos \beta_n \cdot h_g + \sin \beta_n \cdot \frac{B}{2}}} = \sqrt{\frac{gR(\frac{B}{2h_g} - \text{tg} \beta_n)}{1 + \text{tg} \beta_n \cdot \frac{B}{2h_g}}};$$

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

$$v_n = \sqrt{\frac{gR \left(\frac{B}{2h_g} + \operatorname{tg}\beta_d \right)}{1 - \operatorname{tg}\beta_d \cdot \frac{B}{2h_g}}};$$

Xe sẽ bị trượt ngang khi đạt giới hạn bám ngang, tức là:

$$\left. \begin{array}{l} Y''+Y'=(Z'+Z'')\varphi_y \\ Y'+Y''=G \sin \beta_\varphi + F_{lt} \cos \beta_\varphi \\ Z'+Z''=G \cos \beta_\varphi - F_{lt} \sin \beta_\varphi \end{array} \right\} \Rightarrow F_{lt} = \frac{G}{g} \frac{v_\varphi^2}{R} = \frac{G(\cos \beta_\varphi \varphi_y - \sin \beta_\varphi)}{\cos \beta_\varphi + \sin \beta_\varphi \cdot \varphi_y};$$

$$\Rightarrow v_\varphi = \sqrt{\frac{gR (\cos \beta_\varphi \varphi_y - \sin \beta_\varphi)}{1 - \cos \beta_\varphi + \sin \beta_\varphi \cdot \varphi_y}}; \Leftrightarrow v_\varphi = \sqrt{\frac{gR (\varphi_y - \operatorname{tg}\beta_\varphi)}{1 + \operatorname{tg}\beta_\varphi \cdot \varphi_y}};$$

CHƯƠNG V PHANH ÔTÔ

Lực phanh không phải do động cơ sinh ra mà do cơ cấu phanh ở bánh xe sinh ra và lực phanh ngược chiều chuyển động.

Lực quán tính cùng chiều chuyển động.

I. LỰC PHANH VÀ MÔ MENT PHANH

Khi đạp phanh, thì các cơ cấu phanh ở các bánh xe sẽ làm việc và sẽ tạo ra mô ment ma sát. Đây chính là mô ment phanh M_{pi} để hãm bánh xe lại.

Tổng các môment phanh của M_{pi} gọi chung là $M_p = \Sigma M_{pi}$, ngược chiều quay với bánh xe, tức là ngược với M_k .

Mô ment phanh M_p sẽ tạo ra lực phanh $F_{pi} = M_{pi}/r$ và lực phanh tổng cộng của ô tô $F_p = \Sigma F_{pi}$, ngược chiều với chiều chuyển động.

Để đảm bảo phanh không bị bó cứng bánh xe, các bánh xe không bị trượt lết thì lực phanh trên các bánh xe không thể lớn tùy ý và bị hạn chế bởi giới hạn bám $F_{pi} \leq Z_i \cdot \varphi_i \Rightarrow F_p \leq Z \cdot \varphi$;

Z_i phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe đó;

Z tổng phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên xe ô tô;

φ_i là hệ số bám của bánh xe với mặt đường, coi $\varphi_i = \varphi$;

Khi phanh không cắt động cơ khỏi hệ thống truyền lực (không đạp ly hợp), ngoài lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra còn có lực phanh sinh ra do lực cản của động cơ quy dẫn về bánh xe chủ động:

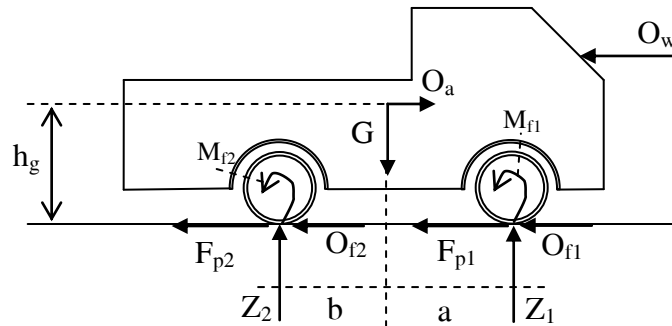
$$F_{pe} = \frac{M_{mse} \cdot i_{tl}}{r \cdot \eta_{tl}};$$

M_{mse} - mô ment ma sát của động cơ được xác định bằng thực nghiệm.

Tuy nhiên phanh bằng động cơ chỉ có hiệu quả khi $M_{mse} > M_j$, M_j là mô ment quán tính của động cơ và cản trở quá trình phanh khi không đạp ly hợp;

Trong chương này chỉ tập trung nghiên cứu hệ thống phanh hãm cứng: khi phanh với cường độ phanh cực đại, các bánh xe đồng thời hãm cứng và trượt lết trên đường.

II. PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA XE KHI PHANH



Phương trình cân bằng động lực học của xe khi phanh:

$$F_p = F_{p1} + F_{p2} = O_a - O_w - O_f ;$$

Trong quá trình phanh tốc độ giảm rất nhanh, do đó O_w giảm rất nhanh $\Rightarrow O_w$ bỏ qua;

$$\left. \begin{aligned} O_f &= G \cdot f = (0,01 \div 0,015)G = 1\%G \\ F_{p\max} &= G \cdot \varphi = 0,8 \cdot G = 80\%G \end{aligned} \right\} \Rightarrow O_f \ll F_p \Rightarrow \text{bỏ qua } O_f ;$$

Phương trình cân bằng động lực học của xe khi phanh trở thành:

$$F_p = O_a ;$$

$$F_{p\max} = G \cdot \varphi$$

$$O_{a\max} = \frac{G}{g} \delta_a a_{p\max}$$

$\delta_a \approx 1$ vì khi phanh cắt ly hợp nên ảnh hưởng của bánh đà bị loại và đang ở tay số cuối nên mô men quán tính nhỏ nhất

$$\left. \begin{aligned} & \\ & \\ & \end{aligned} \right\} \Rightarrow a_{p\max} = \varphi g ;$$

Như vậy lực phanh trên các bánh xe dùng để khắc phục lực quán tính O_a .

III. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO SỰ PHANH TỐI ƯU

Điều kiện để đảm bảo các bánh xe cầu trước và cầu sau đồng thời được hãm cứng:

$$\frac{F_{p1}}{F_{p2}} = \frac{\varphi Z_1}{\varphi Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} ;$$

Bằng cách lập các phương trình cân bằng mô men của các lực tác dụng lên ô tô khi phanh với các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường, ta xác định được các phản lực Z_1, Z_2 :

$$Z_1 = \frac{G.b + O_a.h_g}{L};$$

$$Z_2 = \frac{G.a - O_a.h_g}{L};$$

Thay Z_1, Z_2 vào biểu thức điều kiện ta có:

$$\frac{F_{p1}}{F_{p2}} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{G.b + O_a.h_g}{G.a - O_a.h_g} = \frac{G.b + O_{a\max}.h_g}{G.a - O_{a\max}.h_g} = \frac{G.b + G.\varphi.h_g}{G.a - G.\varphi.h_g} = \frac{b + \varphi.h_g}{a - \varphi.h_g};$$

Nhận xét: Trong quá trình phanh:

+ Trọng tâm (a, b, h_g) thay đổi.

+ φ thay đổi tùy thuộc vào tình trạng trượt của xe.

Vì vậy $\frac{Z_1}{Z_2}$ thay đổi trong quá trình phanh \Rightarrow muốn đảm bảo điều kiện phanh

tối ưu trên xe người ta trang bị bộ phận tự động phân phối lại lực phanh (bộ điều hoà lực phanh)

IV. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ QUÁ TRÌNH PHANH

Để đánh giá hiệu quả của quá trình phanh, người ta đưa ra các thông số: gia tốc chậm dần cực đại khi phanh $a_{p\max}$, quãng đường phanh ngắn nhất $S_{p\min}$, thời gian phanh tối thiểu $t_{p\min}$.

1. GIA TỐC CHẬM DẦN CỰC ĐẠI

$$\left. \begin{array}{l} a_{p\max} = \varphi g \\ \varphi = 0,2 \div 0,8 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{p\max} = 8 \text{ m/s}^2;$$

2. THỜI GIAN PHANH t_{\min}

Thời gian phanh là thời gian bắt đầu từ lúc các bánh xe bắt đầu bị đột nhiên bị hãm cứng cho tới lúc xe dừng hẳn.

$$a_p = \frac{dv}{dt} \Rightarrow dt = \frac{dv}{a_p};$$

$$\Delta_t = t_2 - t_1 = \int_{v_2}^{v_1} \frac{1}{a_p} dv = \frac{1}{a_p} (v_1 - v_2) = \frac{v_1}{a_p};$$

$$t_{\min} = \frac{v_1}{a_{p\max}} = \frac{v_1}{\varphi g};$$

v_1 vận tốc lúc bắt đầu phanh;

v_2 vận tốc lúc ô tô dừng hẳn;

3. QUÃNG ĐƯỜNG PHANH S_{pmin}

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{ds}{dt} \Rightarrow ds = vdt \\ dt &= \frac{dv}{a_p} \end{aligned} \right\} \Rightarrow ds = \frac{1}{a_p} vdv;$$

$$s = \int_{v_2}^{v_1} \frac{1}{a_p} vdv = \frac{1}{2 \cdot a_p} (v_1^2 - v_2^2) = \frac{v_1^2}{2a_p};$$

$$S_{pmin} = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{pmax}} = \frac{v_1^2}{2\phi g};$$

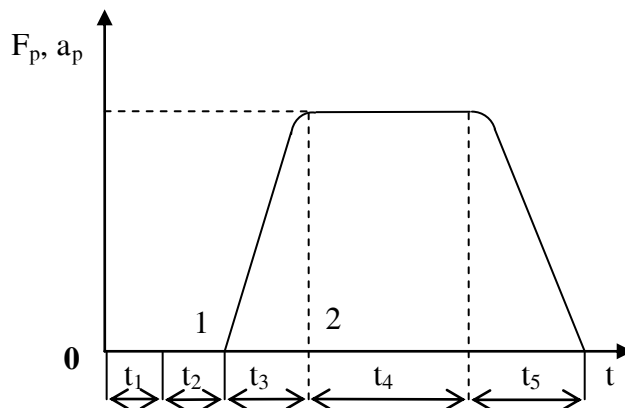
4. GIẢN ĐỒ PHANH

Các thông số đánh giá chất lượng phanh ở trên khác xa với các thông số thực tế vì khi xác định chúng ta đã giả thiết phanh xảy ra trong điều kiện tối ưu, tức là $F_p = F_{pmax}$ ngay tại thời điểm bắt đầu phanh và không kể đến thời gian phản ứng của người lái xe.

Trong thực tế, các thông số đánh giá chất lượng phanh còn chịu ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố.

Thời gian phanh không chỉ tính từ khi phanh bắt đầu có hiệu quả (thời điểm xe bắt đầu giảm vận tốc) cho đến khi xe dừng hẳn. Như vậy, thời gian phanh sẽ lớn hơn và quãng đường phanh sẽ dài hơn so với các giá trị đã tính toán ở trên.

Để xác định được quãng đường phanh thực tế cần nghiên cứu quá trình phanh qua các đồ thị có được bằng thực nghiệm thể hiện mối quan hệ giữa lực phanh F_p (mô men phanh M_p) sinh ra ở bánh xe với thời gian t . đồ thị này được gọi là giản đồ phanh.



Giản đồ phanh cũng là quan hệ của gia tốc chậm dần a_p với thời gian t .

Điểm 0 ứng với lúc người lái nhìn thấy chướng ngại vật ở phía trước và nhận thức được cần phải phanh.

t_1 – thời gian phản xạ của người lái:

Thời gian này được tính từ lúc người lái thấy được chướng ngại vật cho đến lúc tác dụng vào bàn đạp phanh.

Thời gian này phụ thuộc vào trình độ người lái.

$$t_1 = 0,3 \div 0,5s.$$

t_2 – thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh:

Thời gian này được tính từ lúc người lái tác dụng vào bàn đạp phanh cho đến khi má phanh ép sát vào trống phanh.

Thời gian t_2 dùng để khắc phục hành trình tự do trong hệ thống phanh.

Phanh dầu $t_2 = 0,03$ s và phanh hơi $t_2 = 0,3$ s.

t_3 – thời gian tăng lực phanh (tăng gia tốc chậm dần):

Phanh dầu $t_3 = 0,2$ s và phanh hơi $t_3 = 0,5 \div 1$ s.

t_4 – thời gian phanh duy trì lực phanh cực đại:

$t_4 = t_{pmin}$ đã được tính ở trên.

t_5 – thời gian nhả phanh sau khi xe dừng hẳn:

Lực phanh giảm đến 0.

Phanh dầu $t_5 = 0,2$ s, phanh hơi $t_5 = 1,5 \div 2$ s.

Như vậy quá trình phanh kể từ khi người lái nhận được tín hiệu cho đến khi ô tô dừng hẳn kéo dài trong khoảng thời gian t_p như sau:

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3 + t_4;$$

Nếu kể đến thời gian chậm tác dụng t_2 của dẫn động phanh thì quãng đường phanh thực tế tính từ khi tác dụng lên bàn đạp phanh cho đến lúc ô tô dừng hẳn được xác định theo công thức:

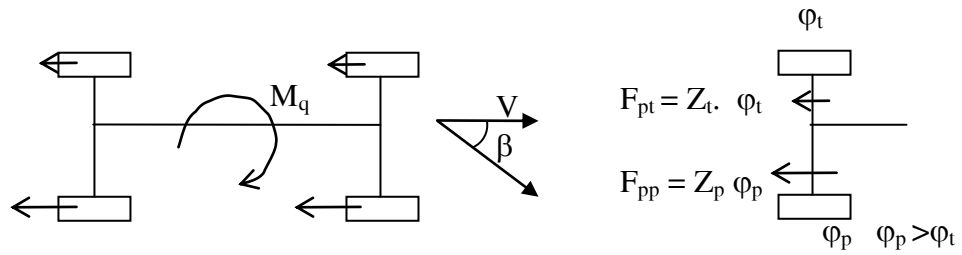
$$S_p = v_0 t_2 + \frac{k_s v_0^2}{2\phi g};$$

k_s – hệ số hiệu chỉnh quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm;

$k_s = 1,1 \div 1,2$ đối với xe du lịch, $k_s = 1,4 \div 1,2$ đối với xe tải và xe khách;

S_p - quãng đường phanh thực tế.

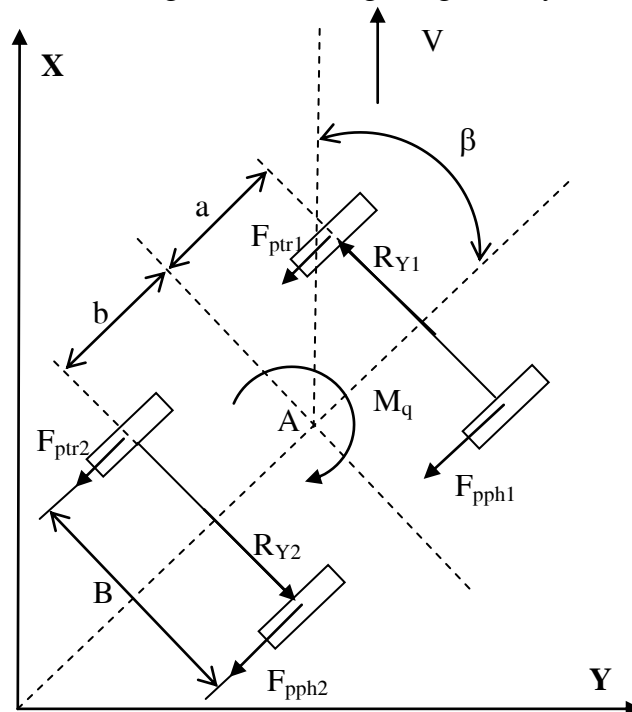
5. ỔN ĐỊNH CỦA ÔTÔ KHI PHANH



Trong quá trình phanh, vì nhiều yếu tố cho nên tổng lực phanh các bánh xe bên phải và bên trái có thể khác nhau dẫn đến sự chênh lệch lực phanh sẽ tạo mô men quay M_q làm xoay xe. Vì vậy ô tô sẽ bị đâm một góc β so với hướng chuyển động.

Chênh lệch lực phanh có thể do các nguyên nhân:

- + Các vấn đề về kỹ thuật, bảo dưỡng hệ thống phanh không tốt.
- + Tình trạng mặt đường của các bánh xe không giống nhau ($\varphi \neq$).
- + Tình trạng chất tải không đúng (Z thay đổi).



Giả sử ô tô đang chuyển động theo hướng trục X, nhưng sau khi phanh thì ô tô bị lệch một góc β .

Trong khi phanh sẽ xuất hiện các lực như sau:

F_{pp1} và F_{pp2} là các lực phanh tác dụng lên bánh xe bên phải của cầu trước và cầu sau.

F_{ptr1} và F_{ptr2} là các lực phanh tác dụng lên bánh xe bên trái của cầu trước và cầu sau.

Tổng các lực phanh ở các bánh xe bên phải $F_{pph} = F_{pph1} + F_{pph2}$.

Tổng các lực phanh ở các bánh xe bên trái $F_{ptr} = F_{ptr1} + F_{ptr2}$.

Giả sử $F_{pph} > F_{ptr}$ lúc đó sẽ xuất hiện momen quay M_q làm ô tô quay vòng theo hướng mũi tên như hình vẽ:

$$M_q = \frac{B}{2}(F_{pph} - F_{ptr});$$

R_{Y1} , R_{Y2} : phản lực ngang của cầu trước và cầu sau, khi xuất hiện M_q (khi xe bị trượt bị đâm).

Phương trình chuyển động của ô tô đối với trọng tâm A, đi qua trục Z như sau:

$$I_z \ddot{\beta} = M_q - R_{Y1}a - R_{Y2}b;$$

I_z là mô men quán tính của ô tô quanh trục Z, đi qua trọng tâm A.

$\ddot{\beta}$ là gia tốc góc.

Vì ô tô đã bị xoay đi một góc β nghĩa là $M_q \gg$ mô men do R_{Y1} và R_{Y2} sinh ra nên có thể bỏ qua R_{Y1} và R_{Y2}

$$I_z \ddot{\beta} = M_q \Rightarrow \ddot{\beta} = \frac{M_q}{I_z} \Rightarrow \beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2;$$

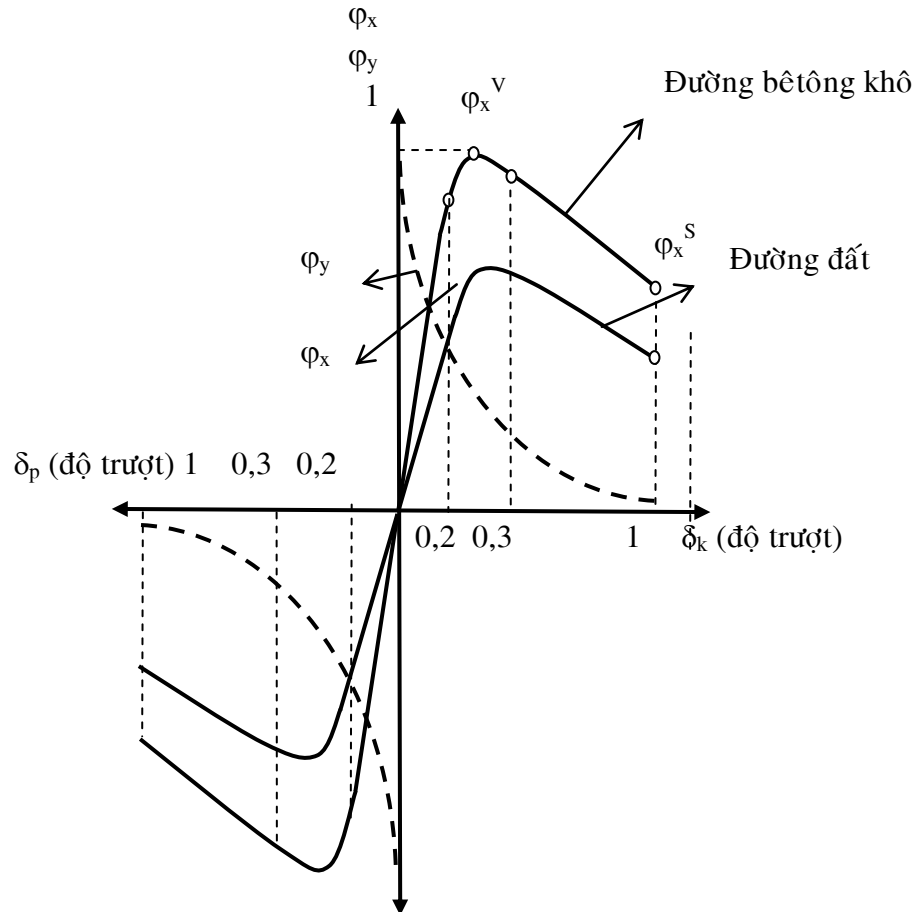
Nhận xét: β tăng lên khi M_q tăng (độ chênh lệch tổng lực phanh các bánh xe bên trái và bên phải tăng lên) \Rightarrow để đảm bảo tính ổn định khi phanh thì độ chênh lệch tối đa giữa các lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục không được vượt quá 15% so với giá trị lực phanh cực đại ở các bánh xe của trục này.

Khi I_z tăng lên $\Rightarrow \beta$ giảm, vì vậy do $I_{ztải} > I_{zdulich}$ khi phanh xe tải ổn định hơn xe du lịch.

6. PHANH ABS

Đối với xe trang bị hệ thống phanh cổ điển có nhược điểm: ở trạng thái trượt hoàn toàn $\delta_k = 1$ ta có $\varphi_x = \varphi_x^S$ không phải là giá trị lớn nhất, $\varphi_y \approx 0$ do đó bánh xe không còn khả năng bám ngang, rất nguy hiểm vì chỉ cần đụng nhẹ xe có thể bị lật;

Còn hiện nay, người ta trang bị trên xe hệ thống ABS nhằm giữ cho bánh xe trong quá trình phanh ở độ trượt $\delta_k = 0,2 \div 0,3$ vì có φ_x^V là giá trị lớn nhất của φ_x , φ_y tăng lên đáng kể so với trường hợp $\delta_k = 1$;



CHƯƠNG VI QUAY VÒNG ÔTÔ

I. CÁC PHƯƠNG PHÁP QUAY VÒNG

Để thực hiện quay vòng ô tô, người ta có thể sử dụng các phương pháp sau:

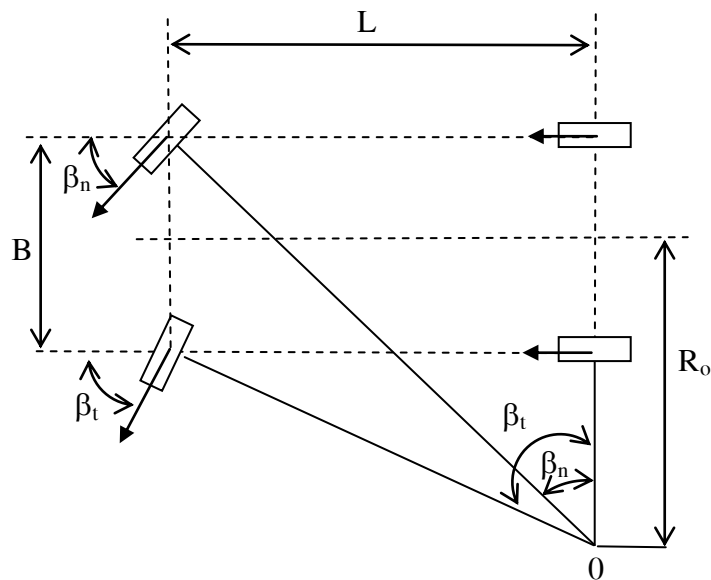
Phương pháp thứ nhất: quay vòng các bánh xe dẫn hướng phía trước hoặc quay vòng đồng thời cả các bánh dẫn hướng phía trước và phía sau.

Phương pháp thứ hai: truyền các mô men quay có các trị số khác nhau tới các bánh xe dẫn hướng chủ động bên phải và bên trái, đồng thời sử dụng thêm phanh để hãm các bánh xe bên trong so với tâm quay vòng khi cần quay vòng ngặt.

Phương pháp thứ ba: kết hợp cả hai phương pháp nói trên và quay vòng phần khung phía trước.

Chúng ta chỉ nghiên cứu phương pháp quay vòng thứ nhất.

II. ĐỘNG HỌC QUAY VÒNG



β_t và β_n – là góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên trong và bên ngoài so với tâm quay vòng của xe.

B – là khoảng cách giữa hai đường tâm trụ quay đứng.

L – là chiều dài cơ sở của xe.

R_o – bán kính quay vòng của xe.

O – tâm quay vòng tức thời của xe.

Khi xe vào đường vòng, để đảm bảo các bánh xe dẫn hướng không bị trượt lết hoặc trượt quay thì đường vuông góc với các véc tơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe phải gặp nhau tại điểm O hay nói cách khác đường kéo dài của các trục bánh xe phải cắt nhau tại điểm O. Điểm O gọi là tâm quay vòng tức thời của xe.

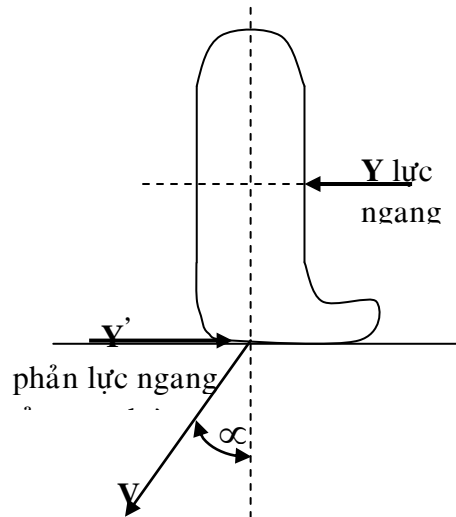
Từ sơ đồ, ta tính được biểu thức quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng để đảm bảo cho chúng không bị trượt khi xe vào đường vòng:

$$\cotg \beta_n - \cotg \beta_t = \frac{B}{L};$$

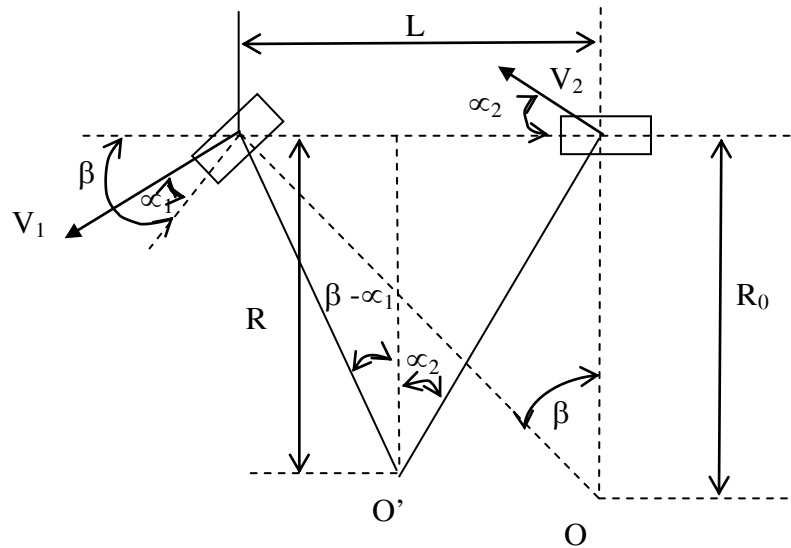
Trong thực tế, biểu thức trên được thỏa mãn khi dùng cơ cấu dẫn động lái kiểu 4 khâu bản lề (hình thang lái).

III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA XE KHI QUAY VÒNG

Khi các bánh xe tham gia quay vòng, sẽ xuất hiện lực ly tâm tác dụng lên bánh xe. Mặt khác bánh xe là một phần tử đàn hồi nên bánh xe sẽ bị biến dạng ngang tạo ra góc lệch hướng.



Trong phần này chúng ta sử dụng model 1 vết (không quan tâm đến $\beta_n \neq \beta_t$)
 \Rightarrow góc quay vòng của các bánh xe bây giờ là góc quay trung bình β .



Trường hợp quay vòng lý thuyết với bán kính R_0 ($\alpha_1 = \alpha_2$):

$$R_0 = \frac{L}{\operatorname{tg} \beta} \approx \frac{L}{\beta};$$

Trong trường hợp thực tế, khi quay vòng sẽ xuất hiện các góc lệch hướng α_1 và α_2 của 2 cầu \Rightarrow tâm quay vòng và bán kính quay vòng đều thay đổi:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\beta - \alpha_1) + \operatorname{tg} \alpha_2};$$

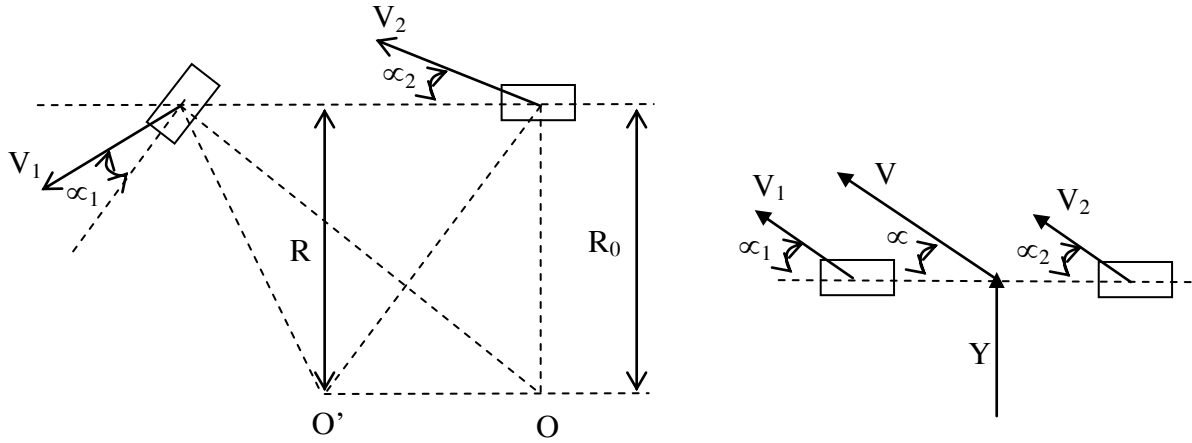
Nếu như các góc quay không lớn lắm ta có:

$$R \approx \frac{L}{(\beta - \alpha_1) + \alpha_2};$$

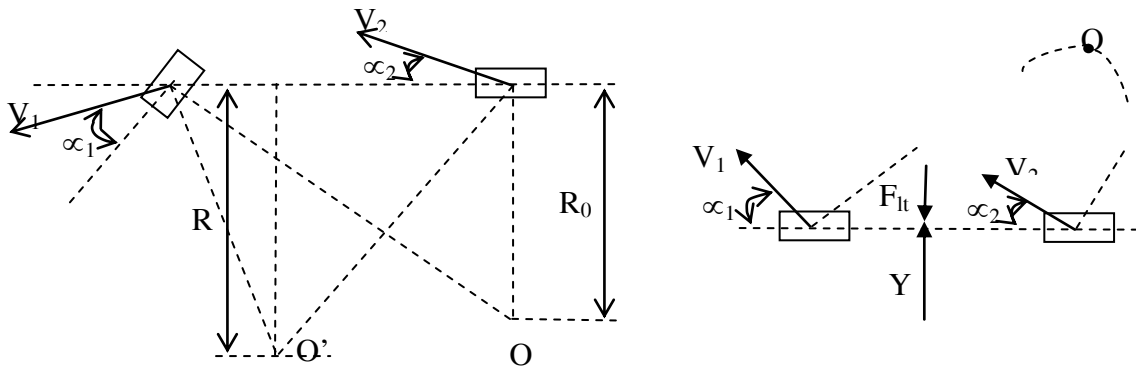
IV. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC GÓC LỆCH HƯỚNG KHI QUAY VÒNG

1. $\alpha_1 = \alpha_2$

- + Khi quay vòng ($\beta \neq 0$): $R = R_0$, $O' \neq O$.
- + Khi chuyển động thẳng ($\beta = 0$): khi có tác dụng của lực ngang Y nếu $\alpha_1 = \alpha_2$ ô tô sẽ chuyển động xiên theo hướng α và người lái dùng vô lăng để điều chỉnh cho ô tô chạy thẳng.

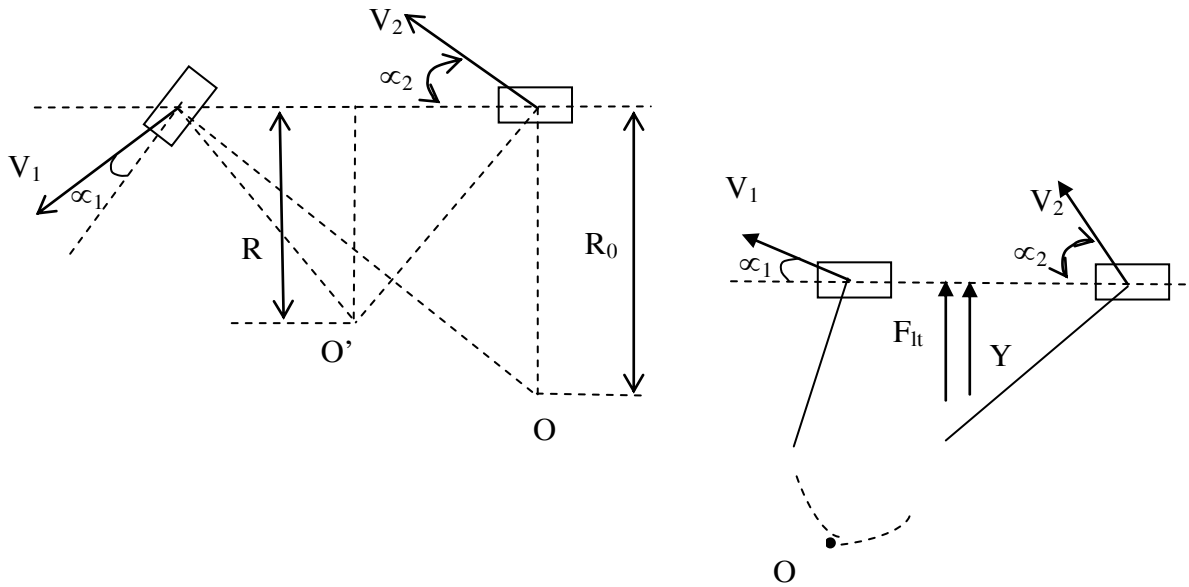


2. $\omega_1 > \omega_2$ (quay vòng thiếu)



- + Khi quay vòng ($\beta \neq 0$): $R > R_0 \Rightarrow$ xe quay vòng bị thiếu, người lái phải đánh thêm vô lăng để duy trì quỹ đạo chuyển động với bán kính R_0 . Phản ứng của người lái trong trường hợp này là thuận cho người lái nên không ảnh hưởng.
- + Khi chuyển động thẳng ($\beta = 0$): khi có tác dụng của lực ngang Y nếu $\omega_1 > \omega_2$ ô tô sẽ quay vòng quanh tâm O và làm xuất hiện lực ly tâm F_{lt} ngược chiều với $Y \Rightarrow$ xe được giữ ổn định.

3. $\omega_1 < \omega_2$ (quay vòng thừa)



- + Khi quay vòng ($\beta \neq 0$): $R < R_0 \Rightarrow$ xe quay vòng bị thừa, người lái phải trả lại vô lăng. Phản ứng của người lái trong trường hợp này không thuận cho người lái.
- + Khi chuyển động thẳng ($\beta = 0$): khi có tác dụng của lực ngang Y nếu $\omega_1 < \omega_2$ ô tô sẽ quay vòng quanh tâm O và làm xuất hiện lực ly tâm F_{lt} cùng chiều với Y \Rightarrow xe mất ổn định.

Nhận xét: trong cả 3 trường hợp, ta mong muốn $\omega_1 > \omega_2$

$$\alpha = \frac{Y}{C_Y} \Rightarrow \alpha \text{ phụ thuộc vào } Y \text{ và } C_Y;$$

α cũng xuất hiện khi các bánh xe bị trượt.

Vì vậy để $\omega_1 > \omega_2$ ta có mấy biện pháp sau:

- o Đẩy trọng tâm xe về phía trước để lực ly tâm phân bố nhiều hơn ở cầu trước.
- o $C_{Y1} < C_{Y2} \Rightarrow$ bánh xe trước mềm hơn, bánh xe trước đơn và bánh xe sau kép.
- o Cầu trước chủ động để tạo ra sự trượt.
- o Nếu cầu sau chủ động:
 - Xếp hàng về phía sau để tăng Z thì lực bám $F_\phi = Z$. ϕ càng lớn \Rightarrow khả năng bám tăng tức là ít bị trượt (giảm ω_2)
 - Nếu cầu sau chủ động để tạo ra sự quay vòng thiếu thì người lái vừa ga vừa đạp phanh để cầu sau bớt trượt hơn vì lúc này ở bánh xe chủ động F_k và F_p ngược chiều nhau nên tổng lực dọc giảm còn ở bánh không chủ động thì F_p tăng.

Ví dụ: Trong cuộc đua xe thể thức một, khi xe vào cua với tốc độ rất cao nên người lái không thể đánh vô lăng kịp mà người lái làm như sau: bước đầu tiên hơi đánh vô lăng một ít để tạo ra lực ly tâm, sau đó đạp phanh để bánh trước trượt nhiều hơn nhiều hơn bánh sau.

CHƯƠNG VII TÍNH CƠ ĐỘNG CỦA XE ÔTÔ

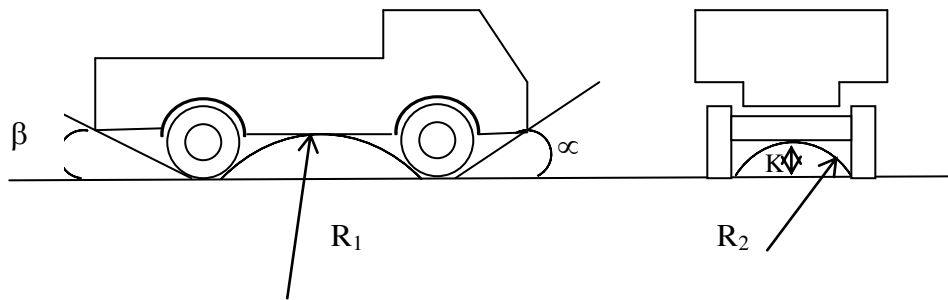
I. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA ÔTÔ

Tính năng cơ động của ô tô là khả năng chuyển động của xe trong những điều kiện đường xá khó khăn và địa hình phức tạp

Tính năng cơ động phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó chủ yếu là chất lượng kéo – bám và các thông số hình học của ô tô, những đặc điểm về cấu tạo của các cụm riêng biệt của ô tô và trình độ của người lái.

II. CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA ÔTÔ

1. CÁC YẾU TỐ HÌNH HỌC



K Khoảng sáng gầm xe: là khoảng cách giữa điểm thấp nhất của gầm xe với mặt đường.

R_1 Bán kính cơ động dọc.

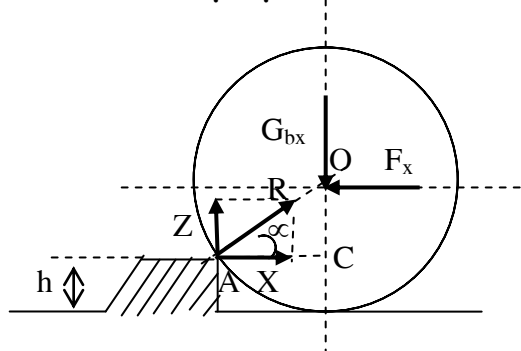
R_2 Bán kính cơ động ngang.

α Góc cơ động trước.

β Góc cơ động sau.

2. CÁC YẾU TỐ CẤU TẠO

a. BÁNH XE CẦU TRƯỚC BỊ ĐỘNG



G_{bx} – tải trọng tác dụng lên bánh xe.

F_x – lực đẩy của khung.

R – phản lực của chướng ngại vật đi qua tâm BX

Z, X – thành phần thẳng đứng và nằm ngang của R .

h – chiều cao của chướng ngại vật.

Từ điều kiện cân bằng bánh xe ta có:

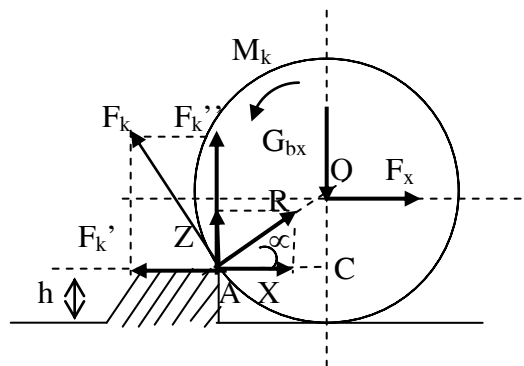
$$Z = G_{bx} \text{ và } X = F_x ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Z}{X} \Rightarrow Z = X \operatorname{tg} \alpha = F_x \operatorname{tg} \alpha \Rightarrow G_{bx} = F_x \operatorname{tg} \alpha \Rightarrow F_x = \frac{G_{bx}}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$\text{Xét } \Delta AOC \text{ ta có: } \operatorname{tg} \alpha = \frac{OC}{CA} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}} \Rightarrow F_x = G_{bx} \frac{\sqrt{2rh-h^2}}{r-h};$$

Từ công thức trên, nếu $h = r$ thì $F_x = \infty$ có nghĩa là khi gặp chướng ngại vật có độ cao $h = r$ thì ô tô không thể vượt được cho dù các bánh xe chủ động phía sau có lực kéo cực đại.

b. BÁNH XE CẦU TRƯỚC LÀ CHỦ ĐỘNG



Ngoài lực G_{bx} và F_x còn có M_k do đó xuất hiện F_k , và phân thành F_k' và F_k'' .

$F_k' = F_x + X$; F_k' dùng để khắc phục các lực cản chuyển động.

$F_k'' = G_{bx} - Z$; F_k'' dùng để khắc phục độ cao các chướng ngại vật.

Kết luận: xe có cầu trước chủ động leo lên tốt hơn xe có cầu sau chủ động.

a. VISAI

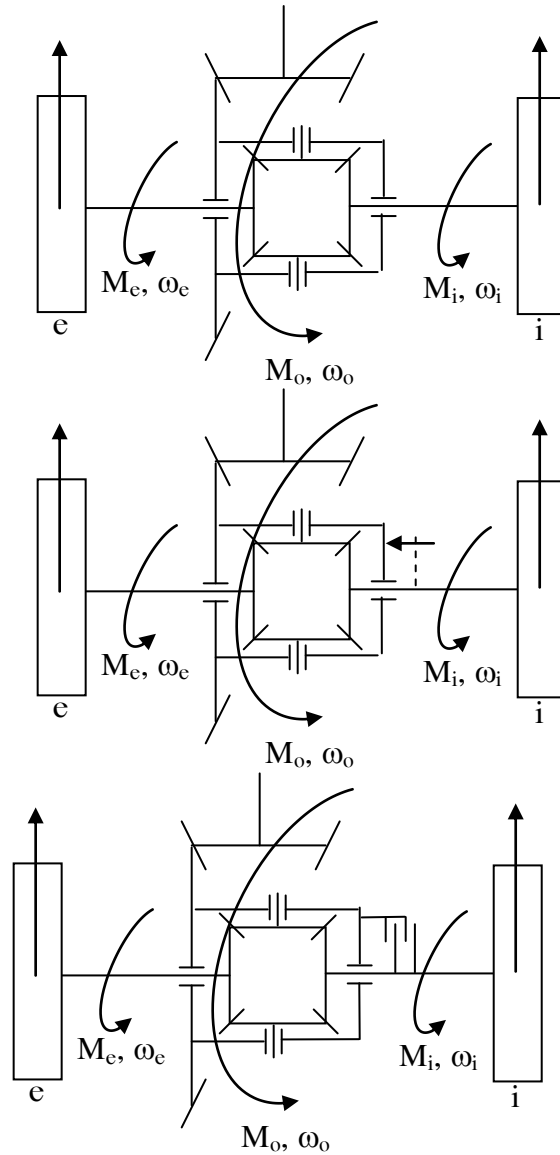
i. VỊ TRÍ VÀ CÔNG DỤNG

Vi sai nằm ở cầu chủ động, ở hộp hộp phân phối.

Vi sai có nhiệm vụ phân phối công suất từ một trục vào ra 2 trục ra.

Tùy theo đặc điểm cấu tạo của vi sai, việc phân phối công suất của các loại vi sai là rất khác nhau do đó ảnh hưởng đến tính năng cơ động của ô tô.

ii. SƠ ĐỒ CẤU TẠO



Ký hiệu trục:

- Trục e là trục quay nhanh hơn, là trục ngoài khi quay vòng hoặc là trục bị trượt quay nhiều.
- Trục i là trục quay chậm hơn, là trục phía trong khi quay vòng hoặc là trục bị trượt quay ít hơn.
- M_o, ω_o là mô men xoắn, tốc độ góc của vỏ vi sai(trục vào).
- M_e, ω_e là mô men xoắn, tốc độ góc của trục quay nhanh.
- M_i, ω_i là mô men xoắn, tốc độ góc của trục quay chậm.

iii. QUAN HỆ ĐỘNG HỌC VÀ MÔ MEN

$$2\omega_o = \omega_e + \omega_i ;$$

Nếu $\omega_0 = 0$ (giữ vỏ vi sai) $\Rightarrow \omega_e = \omega_i$ (hai trục quay ngược chiều).

Trong trường hợp ô tô chuyển động thẳng, chất lượng mặt đường 2 bên trái phải là như nhau thì $\omega_0 = \omega_i = \omega_e$ (vi sai không làm việc).

$$\frac{M_e}{M_i} = \eta^r;$$

η^r là hiệu suất riêng của vi sai, là thông số tính đến tổn hao trong quá trình truyền lực từ bánh e sang bánh i hoặc ngược lại trong khi vỏ được giữ yên.

$$M_e + M_i = M_0.$$

Vi sai không ma sát:

- + Trong vi sai không có cơ cấu gây ma sát, dùng phổ biến trên tất cả các xe hiện nay.
- + $\eta^r = 1 \Rightarrow M_e = M_i = 0,5M_0$ trong mọi trường hợp.

Vi sai có ma sát:

- + Trong vi sai có cơ cấu gây ma sát, dùng trên xe cơ động.
- + $\eta^r < 1 \Rightarrow M_e < M_i$.

Vi sai có cơ cấu khoá hãm:

- + Khi không khoá là vi sai không ma sát.
- + Khi khoá $\omega_0 = \omega_i = \omega_e$ vi sai không có tác dụng, cầu xe phân phối công suất theo kiểu không vi sai (không có quan hệ giữa M_e và M_i).

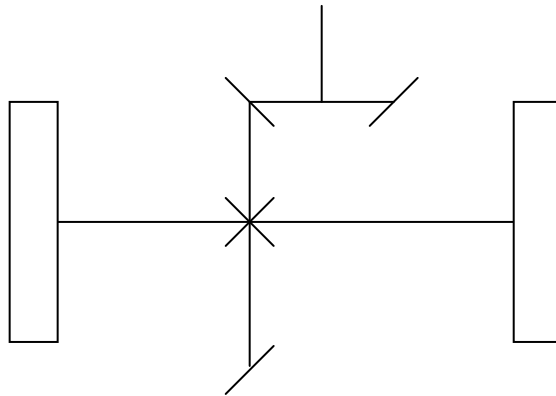
iv. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA XE

Vi sai không ma sát: ta luôn có $M_e = M_i$ điều này làm cho khả năng bám của cầu kém đi vì trong quá trình xe chuyển động nếu khả năng bám của một trong 2 bánh xe bị giảm (bánh xe bị sa lầy. . .) thì mô men trên nó sẽ giảm bằng giới hạn bám, theo quan hệ $M_e = M_i$ trên bánh kia (nằm trên đường tốt) cũng phải giảm theo dẫn đến mô men kéo tổng cũng giảm. Tuy nhiên loại vi sai này có ưu điểm nổi bật $F_{ke} = F_{ki} \Rightarrow$ không tạo ra mô men làm xoay cầu \Rightarrow ô tô chuyển động ổn định và không xảy ra hiện tượng lưu thông công suất.

Vi sai có ma sát: $\eta^r < 1 \Rightarrow M_e < M_i$. nếu M_e giảm thì M_i cũng giảm theo để đảm bảo $\frac{M_e}{M_i} = \eta^r \Rightarrow$ sức kéo của cầu cũng giảm nhưng

không giảm nhiều. Tuy nhiên loại này có $F_{ke} \neq F_{ki}$ do đó tạo mô men làm xoay cầu làm ô tô mất ổn định và trong quá trình truyền lực dễ xảy ra hiện tượng lưu thông công suất.

Vi sai không ma sát có hãm cứng:



Khi cài cơ cấu hãm thì vi sai không tác dụng nữa lúc này cầu xe trở thành như hình vẽ. Trường hợp này sức kéo của cầu là lớn nhất tuy nhiên dễ xảy ra hiện tượng lưu thông công suất.